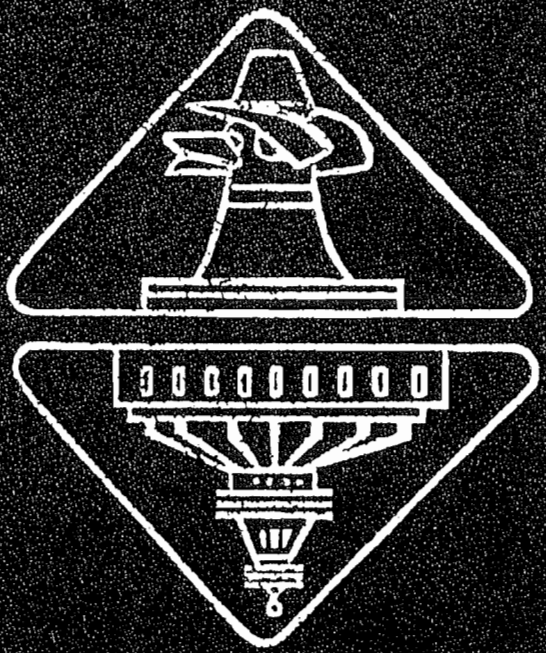
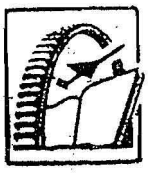


СПРАВОЧНИК ПО ГИДРОТУРБИНАМ

СПРАВОЧНИК ПО ГИДРОТУРБИНАМ

СПРАВОЧНИК ПО ГИДРОТУРБИНАМ

Под общей редакцией
чл.-корр. АН СССР Н. Н. Ковалева



ЛЕНИНГРАД «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ 1984

ББК 31.56я2
С74
УДК 621.224 (031)

В. Б. Андреев, Г. А. Броновский, И. С. Веремеенко,
М. И. Гальперин, Л. А. Клявин, Н. Н. Ковалев,
Н. Н. Коновалов, С. С. Кузминский, В. С. Лычак,
В. М. Малышев, Н. Н. Робук, Л. И. Фридман

Рецензент профессор Г. С. Щеголев

Справочник по гидротурбинам: Справочник/В. Б. Андреев,
С74 Г. А. Броновский, И. С. Веремеенко и др.; Под общ. ред.
Н. Н. Ковалева. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние,
1984. — 496 с., ил.

В пер.: 2 р. 60 к.

В справочнике обобщен отечественный опыт гидротурбостроения, приведены сведения по теории, методам расчета, конструкциям, технологии изготовления, монтажу и ремонту гидротурбин всех типов и обратимых гидромашин. Даны рекомендации по рациональному выбору основных параметров гидротурбин и рациональной компоновке агрегата. Приведены сведения по затворам, системам автоматического регулирования и управления гидроагрегатом, а также данные по материалам, применяемым в гидротурбостроении.

Справочник рассчитан на инженеров, занимающихся проектированием, изготовлением, монтажом и ремонтом гидротурбин.

С $\frac{2305020000\text{-}887}{038(01)\text{-}84}$ КБ-17-28—1984

ББК 31.56я2
6П2.3 (083)

Виктор Борисович АНДРЕЕВ, Григорий Абрамович БРОНОВСКИЙ,
Игорь Степанович ВЕРЕМЕЕНКО и др.

**СПРАВОЧНИК
ПО ГИДРОТУРБИНАМ**

Редакторы *Р. Н. Михеева, В. М. Рошаль*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *Т. Н. Витошинская*
Корректоры *А. И. Лавриненко, Т. Н. Гринчук*
Переплет художника *В. А. Тюлюкина*

ИБ № 3014

Сдано в набор 19.12.83. Подписано в печать 19.06.84. М-34615. Формат 60 × $90^1/_{16}$.
Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 31,0.
Усл. кр.-отт. 31,0. Уч.-изд. л. 44,73. Тираж 5200 экз. Заказ № 295. Цена 2 р. 60 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени издательства
«МАШИНОСТРОЕНИЕ», 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10

© Издательство «Машиностроение», 1984 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Коммунистическая партия и Советское правительство уделяют большое внимание развитию энергетики. В соответствии с намеченными XXVI съездом КПСС «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 гг. и на период до 1990 года» бóльшая часть (более 70 %) прироста производства электроэнергии в этот период будет происходить за счет ядерного топлива и гидроэнергетики.

Возрастание удельного веса гидроэнергетических установок в структуре новых энергетических мощностей будет сопровождаться увеличением единичных мощностей агрегатов, форсированием их рабочих процессов, применением гидромашин новых типов и конструкций. В этих условиях перед советскими гидротурбостроителями стоит двоякая задача. С одной стороны, необходимо постоянно совершенствовать конструктивное исполнение гидромашин, повышать их эффективность, снижать материалоемкость и стоимость изготовления, с другой — с переходом на новое форсированное оборудование особую важность приобретают проблемы обеспечения высокого качества и надежности оборудования.

Предлагаемый справочник пытается дать специалисту-гидроэнергетику рекомендации по широкому кругу вопросов, связанных с конструированием, исследованием, монтажом и ремонтом гидротурбин.

Различные аспекты гидротурбостроения изложены в справочниках, монографиях и статьях Н. Н. Ковалева, С. С. Кузминского, С. А. Грановского, В. М. Малышева, В. М. Орго, Г. А. Броновского, К. П. Полушкина, Я. Ф. Фитермана, М. И. Гальперина, И. И. Шриро, Ю. У. Эделя, И. Э. Этинберга, Н. Н. Робука и др. Настоящий справочник не повторяет ранее выпущенные работы. Помимо обширного фактического материала по гидротурбинам и вспомогательному оборудованию, выпущенным ПО ЛЗМ и ПОАТ ХТЗ им. С. М. Кирова за последние годы, в нем помещены рекомендации по применению наиболее целесообразных конструктивных и технологических решений. В качестве рекомендуемых отобраны варианты, прошедшие всестороннюю проверку временем в условиях практической эксплуатации на отечественных и зарубежных ГЭС. Основной упор в книге сделан на вопросы, непосредственно связанные с выбором параметров гидротурбины, ее компоновки и конструкции.

За последние годы в отечественном гидротурбостроении широко внедрена система аттестации гидротурбин по категориям качества. В справочнике изложена методика аттестации, рассмотрены параметры, учитываемые при оценке уровня качества гидротурбин и предтурбинных затворов. Приведены основные положения методики технико-экономического обоснования новых изделий, даны примеры расчета народнохозяйственного эффекта. В справочнике освещены основные положения теории гидротурбин, расчетов проточной части и основных деталей на прочность, рассмотрены вопросы технологии изготовления, выбора материалов, монтажа и ремонта гидротурбинного оборудования.

Гл. I и II написаны Н. Н. Ковалевым (п. II.5 написан И. П. Иванченко), гл. III — С. С. Кузминским, гл. IV, V, VI — В. М. Малышевым, Н. Н. Робуком, И. С. Веремеенко, В. Б. Андреевым, гл. VII — Н. Н. Ковалевым и В. М. Малышевым, гл. VIII — Н. Н. Коноваловым и И. С. Веремеенко, гл. IX — Л. А. Клявиным и В. С. Лычаком, гл. X — В. М. Малышевым и Л. И. Фридманом (п. X.7 написан С. С. Кузминским), гл. XI — Г. А. Броновским, гл. XII и XIII, а также п. II.6, IV.8, V.9 и VI.16 — М. И. Гальпериным, гл. XIV — Л. Я. Бронштейном и Н. Н. Ковалевым.

Авторы благодарны всем, кто пришлет свои замечания, советы и предложения по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, ЛО издательства «Машиностроение».

Основные условные обозначения

a_0, b_0 — открытие и высота направляющего аппарата;
b_t — интенсивность изодромной обратной связи (временная неравномерность);
B — ширина спиральной камеры;
B_1 — ширина отсасывающей трубы;
C — кавитационный коэффициент быстроходности;
$d_{вт}$ — диаметр корпуса рабочего колеса;
D_0 — диаметр расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата;
D_1 — диаметр рабочего колеса гидротурбины;
D_2 — диаметр выходного сечения рабочего колеса;
$D_г$ — диаметр горловины камеры рабочего колеса;
F_c — площадь поршня сервомотора;
h — высота отсасывающей трубы;
H — напор;
H_s — высота всасывания;
M — момент сил;
M_I — приведенный момент;
$M_г$ — гидравлический момент;
$M_{дин}$ — динамическая составляющая момента;
$M_{тр}$ — момент трения;
N — мощность;
n_0 — относительный эксцентриситет лопаток направляющего аппарата;
n — частота вращения;
n_I — приведенная частота вращения;
n_s — коэффициент быстроходности;
P — сила;
P_I — приведенная сила;
$P_{дин}$ — динамическая составляющая силы;
P_c — усилие сервомотора;
p — давление;
q — относительный расход через турбину;
Q — расход;
Q_I — приведенный расход;
r_1, r_2 — радиусы расположения колонн статора;
$S_б$ — толщина быка в отсасывающей трубе или спиральной камере;
S_0, $S_д$ — толщина стенки обечайки и сосуда (днища);
S' — ход сервомотора;
$S_з$ — ход главного золотника регулятора;
T, t — время;
T_s — постоянная времени сервомотора;
T_d — постоянная времени изодрома;
u, v, w — переносная, абсолютная и относительная скорости;
$V_{ак}$ — объем воздуха в аккумуляторе маслонапорной установки;
z — число лопастей рабочего колеса;
z_0 — число лопаток направляющего аппарата;
α — угол наклона пола отсасывающей трубы;
$\alpha_к$ — угол установки колонн статора;
ε — эксцентриситет отсасывающей трубы;
ζ — коэффициент гидравлических потерь;
η — коэффициент полезного действия;
μ — коэффициент расхода;
ρ — плотность;
σ — коэффициент кавитации;
$\sigma_в$ — временное сопротивление (предел прочности материала);
$\sigma_т$ — предел текучести материала;
φ — угол разворота лопастей рабочего колеса;
φ_0 — угол охвата спиральной камеры;
ω — угловая скорость.

Принятые сокращения

ВС — вспомогательный сервомотор;
ГА — гидроагрегат;
ГЗ — главный золотник;
ГОС — гибкая (изодромная) обратная связь;
ДД — датчик давления;
ДОС — датчик обратной связи;
ДУ — дифференцирующее устройство;
ЖОС — жесткая обратная связь (статизм);
МИМ — механизм изменения мощности;
МИЧ — механизм изменения частоты;
МИЧМ — механизм изменения частоты и мощности;
МНУ — маслонапорная установка;
МОО — механизм ограничения открытия;
МЭП — магнитоэлектрический преобразователь;
НА — направляющий аппарат;
ПЗ — побудительный золотник;
ПС — промежуточный сервомотор;
РК — рабочее колесо;
СК — синхронный компенсатор;
СУ — суммирующее устройство;
ТГ — тахогенератор;
ЧЧЭ — частотно-чувствительный элемент;
ЭГП — электрогидравлический преобразователь;
ЭГР — электрогидравлический регулятор для гидротурбин с одним регулирующим органом (без комбинатора);
ЭГРК — электрогидравлический регулятор для гидротурбин с двумя регулирующими органами (с комбинатором);
ЭИ — электрический интегратор;
ЭУ — электрический усилитель.

Глава I

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ГИДРОТУРБИН

I.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОТУРБИН, КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ И ПРИВЕДЕННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Гидравлическая турбина преобразует механическую энергию потока воды в энергию вращения рабочего колеса.

Мощность (кВт) на валу гидротурбины определяется по формуле

$$N = \rho g Q H \eta / 1000, \qquad (I.1)$$

где ρ — плотность, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, м/с^2; Q — объемный расход воды, м^3/с; H — рабочий напор, м; η — КПД гидротурбины.

Рабочий напор гидротурбин определяется как разность удельной энергии воды на входе в турбинную камеру и в отводящем канале

$$H = \frac{p_т - p_к}{\rho g} + z_т - z_к + \frac{\alpha_т v_т^2 - \alpha_к v_к^2}{2},$$

где p — среднее давление в сечении, МПа; α — коэффициент кинетической энергии, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению; v — средняя скорость воды в сечении, м/с; z — высотная отметка оси расчетного сечения, м. Индекс т соответствует входу в турбинную камеру, индекс к — сечению отводящего канала, имеющему наивысшую отметку свободной поверхности.

В зависимости от вида используемой рабочим колесом энергии потока турбины делятся на два класса: активные, преобразующие в механическую работу кинетическую энергию потока $(\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2)/(2g)$, и реактивные, преобразующие в основном энергию давления и положения $(p_1 - p_2)/(\rho g) + z_1 - z_2$. Здесь индексы 1 и 2 относятся соответственно к входу и выходу из колеса. В активных гидротурбинах $p_1 = p_2$ и $z_1 = z_2$. Классификация современных гидротурбин приведена в табл. I.1. Из таблицы следует, что реактивные турбины являются самыми распространенными и охватывают наиболее часто встречающиеся напоры на гидроэлектростанциях (от 2 до 500 м) [21, 48].

Из реактивных турбин в настоящее время наиболее широкое применение получили осевые поворотно-лопастные и диагональные, а также радиально-осевые турбины; из активных — ковшовые. Насос-турбины применяются в основном радиально-осевые, в колесе которых совмещены функции насоса и турбины. Пропеллерные турбины являются частным случаем поворотно-лопастных, в которых жестко закреплены лопасти.

Схема поворотно-лопастной гидротурбины показана на рис. I.1, ее основные элементы: подводящая камера *9*, направляющий аппарат *7*, статор *8*, рабочее колесо *6*, крышка турбины *3*, камера рабочего колеса *5*, отсасывающая труба *4*, вал *2* с подшипником. Гидротурбина соединяется с генератором *1*.

В реактивных гидротурбинах подводящая камера обычно имеет спиралеобразную форму и обеспечивает полный и равномерный по всей окружности подвод воды к направляющему аппарату *2* (рис. I.2, *а*). В активных турбинах (рис. I.2, *д*) вода подводится к рабочему колесу *4*, как правило, не по всей окружности, а отдельными струями. Поэтому подводящая камера активной, в частности ковшовой, турбины представляет собой трубопровод *1* (в случае нескольких струй — разветвленный коллектор), сопло *2* и иглу *3*.

Направляющий аппарат турбины призван обеспечивать необходимое на входе в рабочее колесо направление потока и совместно с колесом регулировать расход турбины. В реактивных турбинах направляющий аппарат состоит из системы поворачивающихся вокруг своих осей с помощью специального привода лопаток. В зависимости от конструкции турбины оси лопаток могут быть параллельны оси турбины (радиальный направляющий аппарат), перпендикулярны к ней (осевой направляющий аппарат) и наклонны к ней (диагональный направляющий аппарат). Направляющим аппаратом ковшовой турбины является сопло. Сопло представляет

сужающийся насадок с перемещающейся внутри него в осевом направлении грушевидной иглой. При перемещении иглы изменяется проходное сечение сопла и таким путем регулируется расход.

Таблица I.1. Классификация гидротурбин и насос-турбин (обратимых машин)

Параметры	Реактивные гидротурбины и насос-турбины				Активные гидротурбины — ковшовые
	Осевые поворотно-лопастные	Диагональные	Пропеллерные	Радиально-осевые	
Напор, м	5—80; горизонтальные до 25	40—120	2—70	40—500 (крупные); 2—200 (малые)	300—1 700 (крупные); 40—250 (малые)
Диаметр рабочего колеса, м	1,0—10,5	2,2—7,65	0,35—9,0	0,35—8,5	0,35—5,2
Мощность, кВт	До 250 000	До 350 000	До 150 000	До 800 000	До 250 000

В зоне рабочего колеса поворотно-лопастной турбины основное движение потока направлено параллельно оси турбины (рис. I.2, *а*, *г*), поэтому эти турбины называют осевыми. Лопасти рабочего колеса *1* имеют возможность в процессе работы поворачиваться вокруг своих осей, которые перпендикулярны к оси турбины. Таким путем обеспечивается лучшее обтекание лопастей и, следовательно, более высокий КПД при любом изменении режима работы турбины. Разновидностью поворотно-лопастных турбин являются диагональные (рис. I.2, *б*), оси лопастей рабочего колеса которых образуют острый угол с осью турбины.

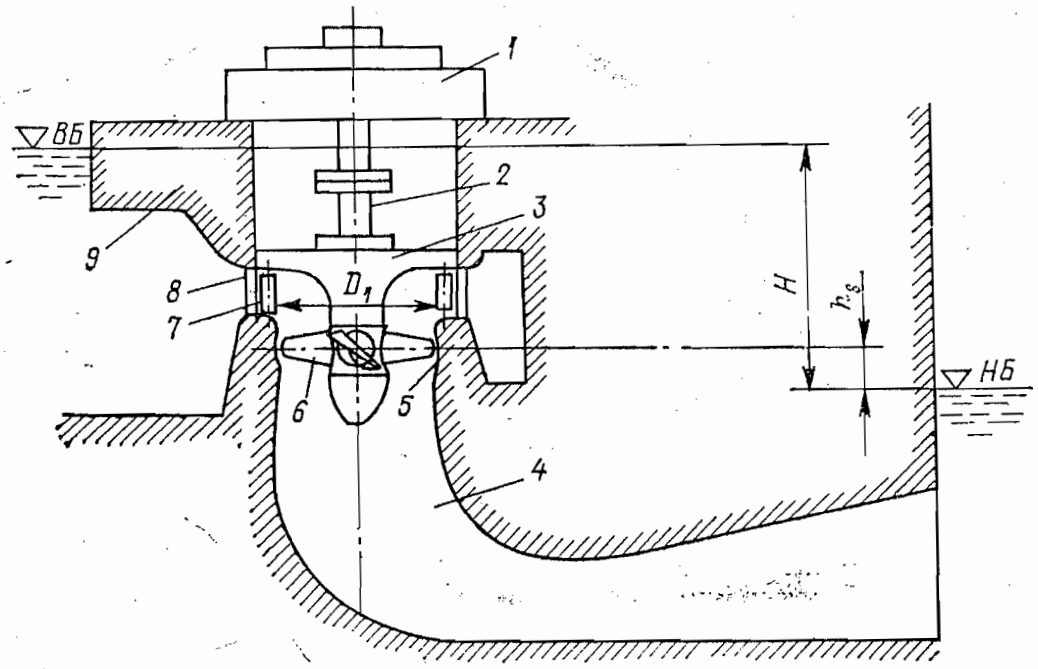


Рис. I.1. Схема гидроагрегата

В зоне рабочего колеса радиально-осевой турбины основное направление потока переходит от радиального к осевому (рис. I.2, *в*). Лопасти неподвижны и охвачены ободом. Лопасти рабочего колеса ковшовой турбины по форме напоминают ковши (рис. I.2, *д*), откуда и происходит название турбины.

Отсасывающая труба является диффузором, обеспечивает снижение скоростей на выходе из турбины и соответствующее восстановление давления. В большинстве случаев отсасывающую трубу приходится делать изогнутой, что позволяет уменьшить заглубление гидростанции. В ковшовых турбинах, как уже говорилось, на выходе из рабочего колеса давление равно атмосферному и поэтому нет необходимости в отсасывающей трубе.

Для характеристики гидравлических качеств турбины по скорости вращения и пропускной способности, а также для сравнения между собой различных турбин и их колес в гидротурбостроении введен так называемый коэффициент быстроходности n_s, который определяется по формуле:

$$n_s = 1{,}167 n \sqrt{N}/H \sqrt[4]{H}, \qquad (I.2)$$

где n — частота вращения, об/мин.

Физически коэффициент быстроходности представляет собой частоту вращения турбины (об/мин) с таким диаметром рабочего колеса, который позволяет ей при напоре 1 м развивать мощность 0,736 кВт. Коэффициент быстроходности меняется от 4—10 у высоконапорных ковшовых, до 800—1100 у низконапорных поворотно-лопастных гидротурбин.

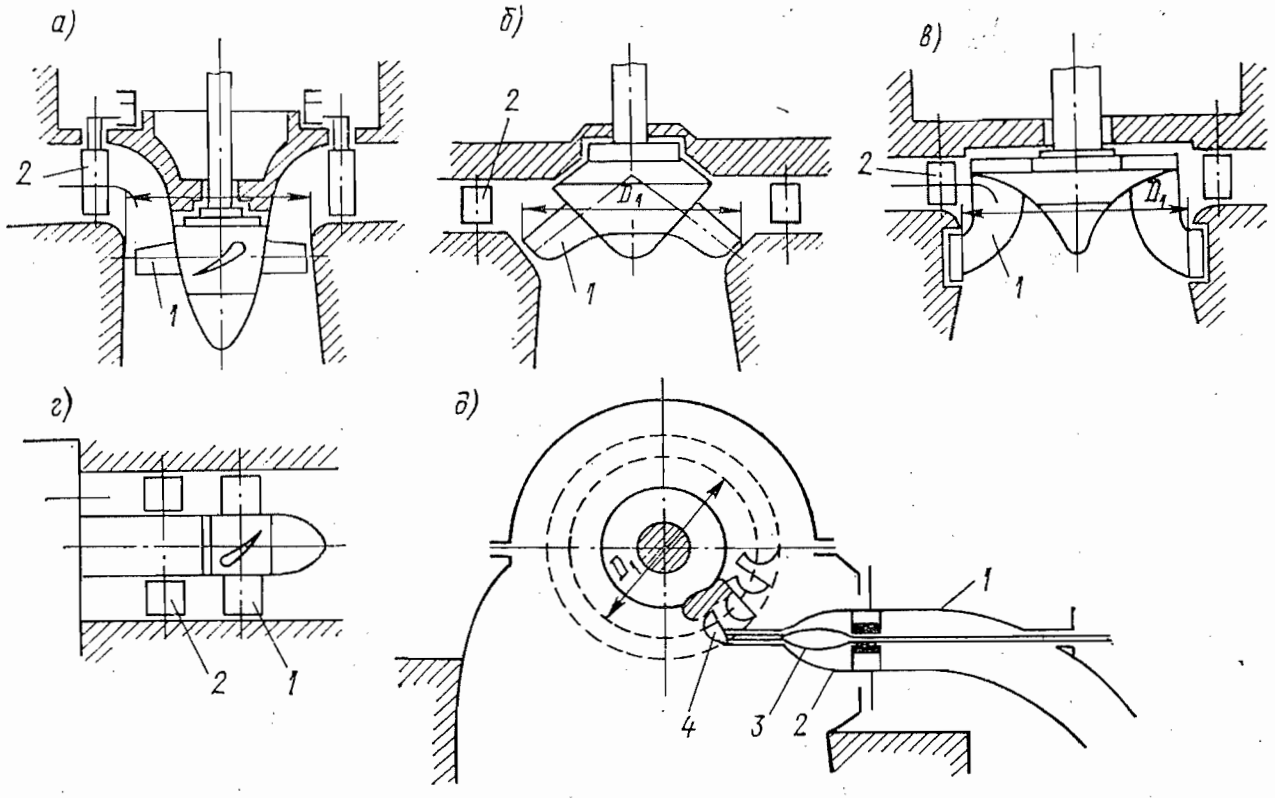


Рис. I.2. Схемы турбин: *а* — поворотно-лопастной; *б* — диагональной; *в* — радиально-осевой; *г* — горизонтально-осевой; *д* — ковшовой

Основной тенденцией в развитии гидротурбостроения является повышение быстроходности турбин. Увеличение коэффициента быстроходности при заданных мощности и напоре позволяет повысить частоту вращения турбины и, следовательно, уменьшить габаритные размеры всего гидроагрегата. Это иллюстрируется рис. I.3, где приведены габаритные размеры колес разной быстроходности, рассчитанные на мощность $N = 1$ л. с. при напоре $H = 1$ м. Из рисунка видно, что быстроходность рабочего колеса зависит от формы его проточной части. Кроме того, она зависит от числа и формы лопастей. С ростом быстроходности размеры рабочего колеса уменьшаются и наоборот.

Коэффициент быстроходности имеет большое значение для выбора турбины. Он дает возможность сравнивать различные типы турбин и классифицировать их по частоте вращения и пропускной способности. Однако для конкретных случаев выбора параметров турбин пользуются универсальными характеристиками, позволяющими с исчерпывающей полнотой исследовать работу турбины в различных режимах.

В гидротурбостроении при проектировании новых машин их проточную часть обычно рассчитывают теоретически, а затем, выполнив ее в виде модели, испытывают и отрабатывают в лаборатории на стендах. При лабораторных исследованиях на моделях необходимо выдерживать требования закона подобия. В частности, нужно соблюдать геометрическое, кинетическое и динамическое подобие.

Условие геометрического подобия сводится к подобию конфигураций обтекаемых поверхностей элементов проточной части турбины, т. е. требуется, чтобы все линейные размеры обтекаемых поверхностей турбины и ее модели были пропорциональными.

Условие кинематического подобия сводится к подобию картин течения потоков жидкости внутри проточной части сравниваемых турбин. При этом абсолютная скорость, а также ее составляющие — переносная и относительная скорости — в соответствующих точках потока геометрически подобных фигур одинаково направлены и пропорциональны по величине. Иначе говоря, условия кинематического подобия сводятся к подобию треугольников скоростей в соответствующих точках потока. Это условие называют условием изогональности режимов.

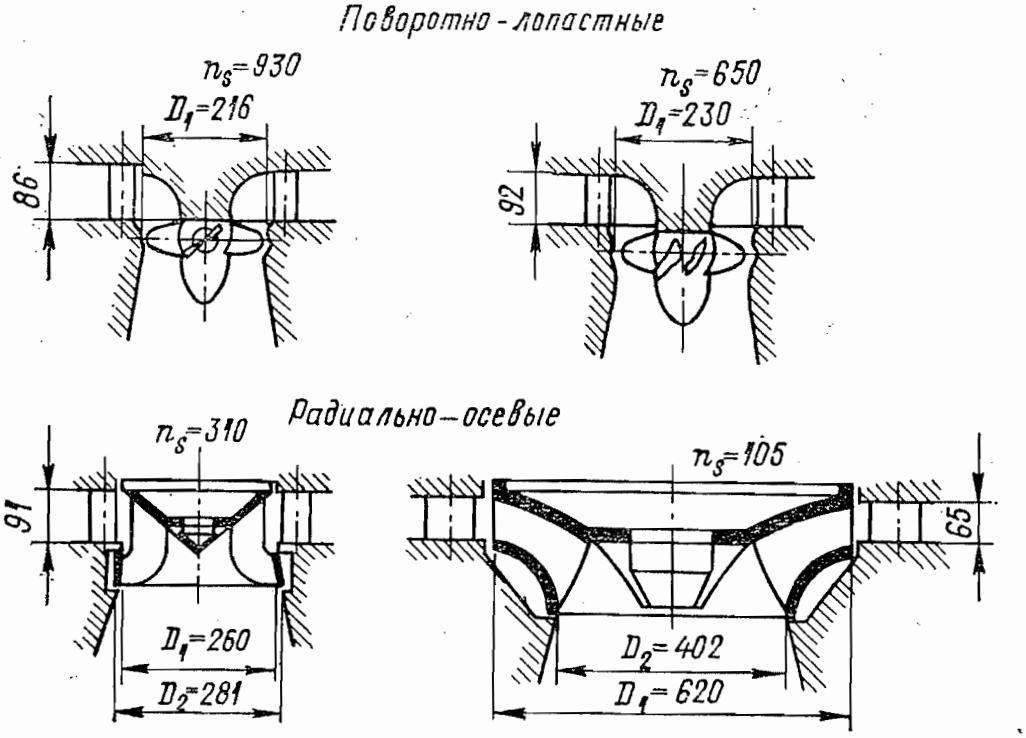


Рис. I.3. Размеры рабочих колес разной быстроходности, развивающих мощность $N = 1$ л. с. (0,736 кВт) при напоре $H = 1$ м

Условие динамического подобия характеризуется равенством ряда критериев: числа Рейнольдса (Re), характеризующего отношение сил инерции к силам вязкости для соответствующих точек геометрически подобных турбин; числа Фруда (Fr), характеризующего отношение сил инерции к массовым силам и др.

Выполнить требования всех критериев подобия не удается, например, соблюдение условия равенства чисел Рейнольдса в натурной турбине и на модели практически неосуществимо. В то же время известно, что при $Re > 10^5$, при котором обычно работают модельные и натурные турбины, изменение числа Re не оказывает заметного влияния на форму движения потока. Влияние числа Re, а также различий в шероховатости модели и натуры на КПД при моделировании гидротурбин учитывают приближенными эмпирическими формулами.

При испытаниях модельной турбины в лаборатории на стендах замеряют расход воды, напор и частоту вращения. Определяют значение КПД и строят универсальные характеристики в приведенных величинах n_I', Q_I' и N_I'. Эти величины выражают частоту вращения, расход и мощность турбины с диаметром рабочего колеса 1 м при напоре, равном 1 м. Основные параметры действительной турбины и приведенные величины связаны формулами:

$$n = n_I' \sqrt{H}/D \text{ или } n_I' = nD_1/\sqrt{H};\ Q = Q_I' D_1^2 \sqrt{H} \text{ или } Q_I' = Q/\left(L_1^2 \sqrt{H}\right);$$

$$N = N_I' D_1^2 H \sqrt{H} = 9{,}81 Q_I' \eta H \sqrt{H} D_1^2 \text{ или } N_I' = N/\left(D_1^2 H \sqrt{H}\right).$$

Относительная доля гидравлических, механических и объемных потерь в общем энергетическом балансе турбин изменяется с ростом размеров колеса и мощности,

поэтому при точном подсчете приведенных величин действительной турбины по данным испытаний ее модели учитывают КПД турбины и модели:

$$\left.\begin{aligned} n_{\text{I}}' &= n_{\text{Iм}}' \sqrt{\eta_{\text{г. т}}/\eta_{\text{г. м}}}; \quad Q_{\text{I}}' = Q_{\text{Iм}}' \frac{\eta_{q\text{м}}}{\eta_{q\text{т}}} \sqrt{\eta_{\text{г. т}}/\eta_{\text{г. м}}}; \\ N_{\text{I}}' &= N_{\text{Iм}}' \frac{\eta_{\text{г. т}}\eta_{q\text{м}}}{\eta_{\text{г. м}}\eta_{q\text{т}}} \sqrt{\eta_{\text{г. т}}/\eta_{\text{г. м}}}. \end{aligned}\right\} \qquad (\text{I.3})$$

Здесь индексом м обозначены значения КПД модели, индексом т — турбины; $\eta_{\text{г}}$, η_q — гидравлический и объемный КПД.

I.2. ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ, ГЛАВНЫЕ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН, КАВИТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ И ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ

Современные методы расчета элементов проточной части турбины не позволяют теоретическим путем с достаточной степенью точности определить гидравлические характеристики гидротурбин.

При кавитации в потоке, обтекающем лопасти, образуются пустоты, нарушается его сплошность, ухудшается работа турбины.

Еще труднее определить энергетические и кавитационные качества при нерасчетных режимах работы турбины. Поэтому при создании современной турбины обычно рассчитывается несколько вариантов проточной части. Затем модели этих вариантов испытывают в лаборатории и, учитывая закон подобия, устанавливают оптимальные формы проточной части проектируемой турбины.

В результате испытаний моделей в широком диапазоне режимов работы составляются характеристики машины, дающие полное представление о ее энергетических и кавитационных показателях. В соответствии с задачами исследований установки для проведения испытаний моделей гидравлических турбин в лабораторных условиях делятся на две основные группы: энергетические и кавитационные.

Установка для энергетических испытаний позволяет исследовать зависимость КПД от режима работы данного варианта гидротурбины. Установка для кавитационных испытаний позволяет исследовать зависимость кавитационного коэффициента от режима работы турбины [36].

На рис. I.4 изображена схема стенда для энергетических испытаний моделей гидротурбин. При работе стенда электродвигатель приводит в движение центробежный насос *1*, который из водосборочного бассейна *3* подает воду в подводящую камеру *5*. Регулирование подачи воды осуществляется байпасом *2* насоса. Уровень воды на заданной отметке верхнего бьефа сохраняется постоянным, так как излишки воды сливаются через ребра сливных лотков и по трубе *4* в водосбросный бассейн. Из подводящего лотка вода поступает в напорный бак *6* и через спиральную камеру *7* к модели турбины *8*.

Из отсасывающей трубы модели вода поступает в нижний канал *10*. Уровень воды нижнего бьефа поддерживается постоянным регулированием подпора воды с помощью жалюзи *12*, а также сбросом излишка воды через сливные ребра лотков *11*. Из канала нижнего бьефа и из сливных лотков вода направляется в лоток *13* мерного водослива *15*, с помощью которого определяется расход модели. Уровень нижнего и верхнего бьефов фиксируется поплавками. Напор определяется по уровням. Частота вращения модели замеряется электронным счетчиком оборотов.

Крутящий момент на валу модели замеряется посредством тормоза. Показания приборов фиксируются на пульте. Зная частоту вращения и крутящий момент модели, можно определить полезную мощность на валу, а зная напор и расход, — мощность потока. По отношению этих величин определяется КПД модели. Управление стендом и регулирование подачи воды байпасом насоса, подпора воды в нижнем бьефе с помощью жалюзи и частоты вращения модели производится с дистанционного пульта управления *9* и *14*.

Конструкция монтажной шахты учитывает возможность изменения испытываемых элементов проточной части модели.

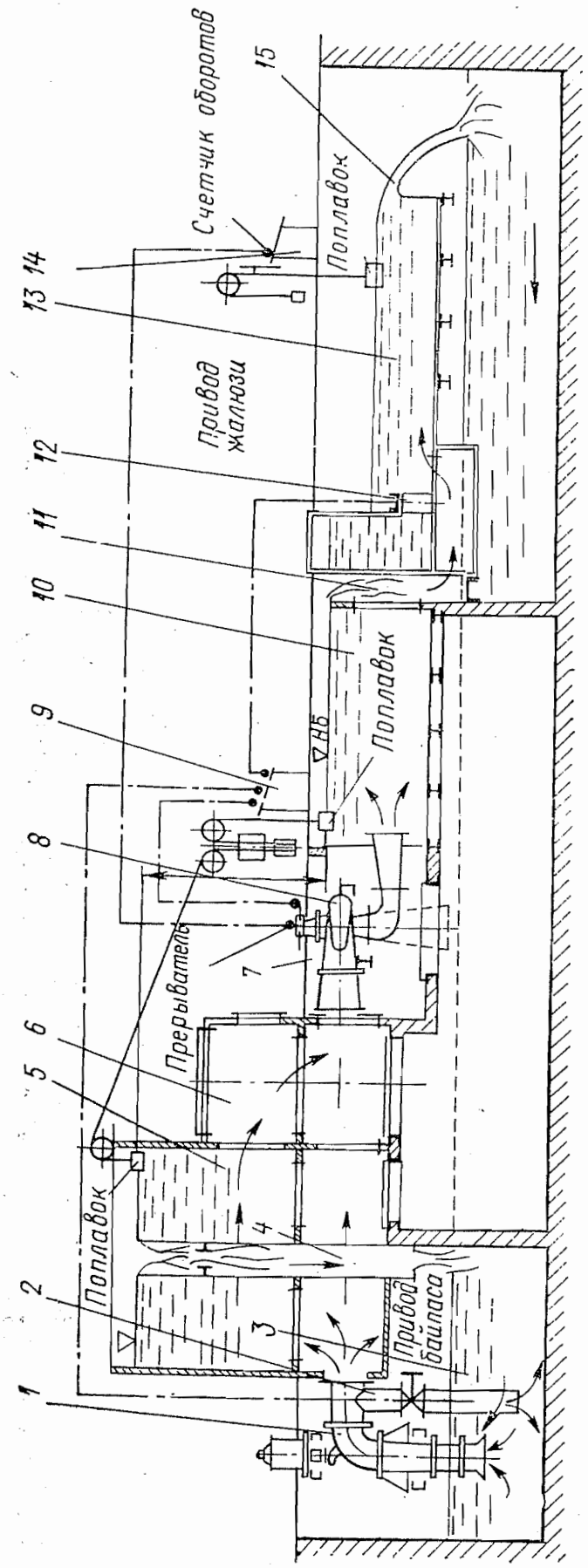


Рис. I.4. Схема стенда для энергетических испытаний моделей гидротурбин

На рис. I.5 показана обычно применяемая схема кавитационного стенда. Это схема замкнутого цикла. Вода накачивается насосом *1* через растворитель воздуха *10*, заполняет по трубе *2* стояк *9* и через водомер Вентури *8* подается в напорный бак *7*. Подача воды насосом регулируется путем изменения частоты вращения обычно с помощью электропривода системы Леонардо.

В баке для выравнивания потока устанавливаются трубчатые решетки, соты и т. п. Из бака вода поступает в спиральную камеру *6* испытуемой модели. Отсасывающая труба соединяется с вакуумным баком *5*. Напор замеряется как разность давления в напорном и вакуумном баках по показаниям манометра и вакуумметра. Для регулирования глубины вакуума, имитирующего высоту отсасывания, устанавливается вакуум-насос с трубой *3*. Из бака *5* вода по отводящему стояку *4* попадает к насосу и вновь им закачивается.

Замеры частоты вращения, мощности и КПД производят так же, как и на энергетических стендах.

Определение кавитационных свойств модели гидротурбины сводится к нахождению минимально предельных значений высот отсасывания во всем поле энергетической характеристики, при которых еще не меняются основные параметры модели турбины: момент на валу рабочего колеса, напор, расход, частота вращения. Кавитационные испытания на стенде обычно сопровождаются контролем общего воздухосодержания, визуальными наблюдениями, фотографированием и киносъемкой картины обтекания лопастей рабочих колес и потока в отсасывающей трубе с помощью специальной стробоскопической аппаратуры.

При испытании на основе опытных данных определяется кавитационный коэффициент σ для различных значений Q'_I и n'_I.

Для исследования энергетических и кавитационных свойств моделей обратимых турбин в турбинном и насосном режимах предусматриваются специальные стенды с дополнительными осевыми насо-

сами. Обычно такие стенды позволяют осуществлять переход от испытаний модели в турбинном режиме к насосному без остановки стенда. При этом тормозной генератор становится мотором, а двигатель основного насоса — генератором, отдающим энергию нагрузочным реостатам.

Ввиду того что при замкнутых схемах стенда точное испытание энергетических показателей модели затрудняется из-за больших пульсаций давления, применяют специальные полуоткрытые кавитационно-энергетические стенды, позволяющие создавать статический напор и точно определять энергетические качества моделей. На таких стендах можно испытывать и переходные процессы. Для испытаний применяются модели разных диаметров (от 180 до 800 мм); для энергетических испытаний наиболее распространены модели диаметром 250—600 мм, для кавитационных — диаметром 250 мм.

В табл. I.2 приведены основные данные стендового оборудования крупнейших отечественных и зарубежных лабораторий.

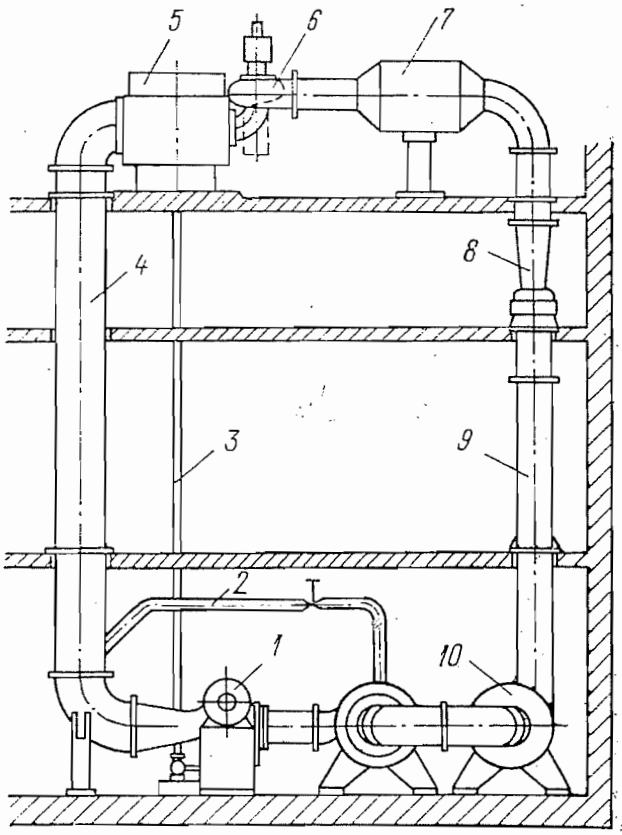


Рис. I.5. Схема кавитационного стенда

Основные результаты испытаний модели на энергетических и кавитационных стендах указаны в универсальных характеристиках турбины в координатах приведенной частоты вращения n_I' и приведенных расходов Q_I' и линии равных КПД (η = const), равных открытий лопаток направляющего аппарата модели (a_0=const), равных коэффициентов кавитации (σ= const), линии 5 %-ного запаса мощности (для радиально-осевых и пропеллерных турбин) и углы установки лопастей рабочего колеса ($\varphi°$ = const) для поворотно-лопастных турбин. Линия 5 %-ного запаса мощности ограничивает на универсальной характеристике зону устойчивости работы турбины радиально-осевого типа.

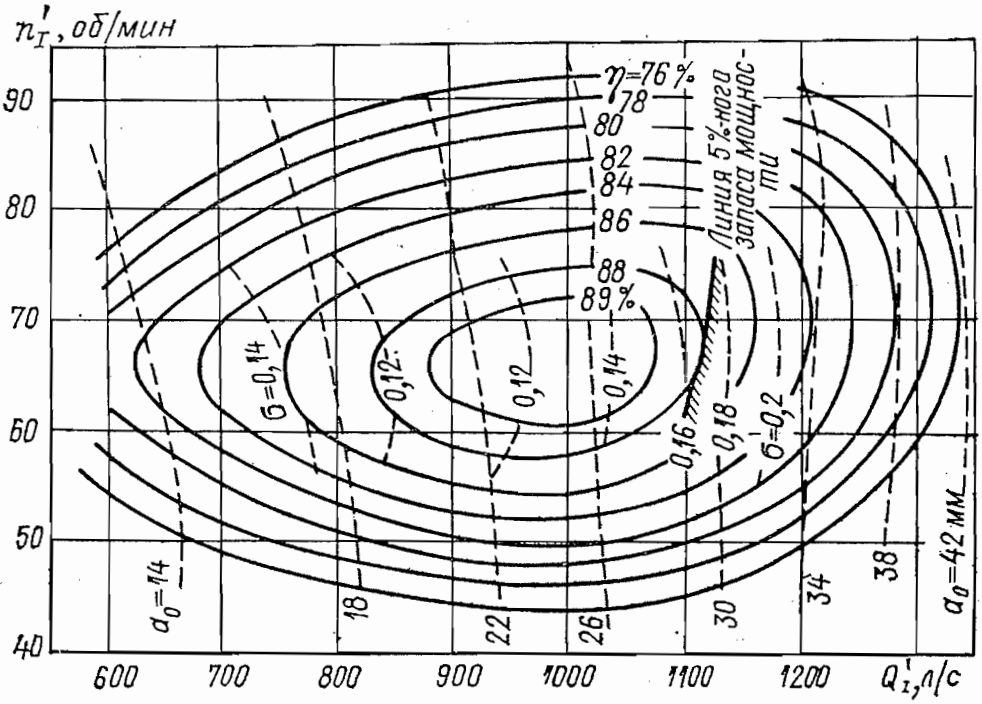


Рис. I.6. Универсальная характеристика радиально-осевой турбины

Таблица I.2. Параметры гидравлических стендов некоторых зарубежных и отечественных гидротурбинных лабораторий

№ пп.	Лаборатория	Тип стенда	Диаметр модели, мм	Напор, м	Расход, л/с	Характер испытаний
1	«Нохаб» (Швеция)	Открытый » с естественным напором	500 300—500	4,5 30; 75 с подкачкой	До 1200 » 900	Энергетические » и кавитационные в турбинном и насосном режимах
2	КМВ (Швеция)	Открытый Закрытый »	500 500 250	4 8 100	До 2800 » 1600 » 600	Энергетические Кавитационные »
3	«Согреа» (Франция)	Закрытый	400—500	25	До 1100	Энергетические и кавитационные
4	«Электрисите де Франс» (Франция)	Закрытый	500	15	До 1600	Энергетические и кавитационные
5	«Эшер—Висс» (Швейцария)	Закрытый	300	100	До 1100	Энергетические и кавитационные
6	Федеральный политехнический институт (Швейцария)	Универсальный (открытый и закрытый)	300	100	До 1350	Энергетические и кавитационные в турбинном и насосном режимах
7	«Франко Този» (Италия)	Открытый	До 600	21,7; 80 с подкачкой	До 1200; 500 с подкачкой	Энергетические и кавитационные турбин и насосов
8	«Рива Кальцони» (Италия)	Закрытый	Мощность привода насосов до 700 кВт при перегрузке			Энергетические и кавитационные турбин
9	Национальная техническая лаборатория (Великобритания)	Закрытый	250 500	До 90 » 25	До 850 » 1700	Энергетические и кавитационные
10	«Фойт» (ФРГ)	Закрытый	500 250	До 30 » 110	До 1500 » 950	Энергетические и кавитационные турбин и насосов
11	«Хитачи» (Япония)	Закрытый	350	До 100	До 700	Энергетические и кавитационные
12	«Мицубиси Дзюкоге» (Япония)	Закрытый Открытый	500 До 700	До 100 7	До 2700 » 2000	Энергетические и кавитационные в турбинном и насосном режимах Энергетические

Продолжение табл. 1.2

№ пп.	Лаборатория	Тип стенда	Диаметр модели, мм	Напор, м	Расход, л/с	Характер испытаний
13	«Аллис Чалмерс» (США)	Универсальный	305	134 38	300 До 1700	Энергетические и кавитационные в турбинном и насосном режимах
14	ПОАТ ХТЗ им. С. М. Кирова (СССР)	Открытый	460	4	1500	Энергетические
		Закрытый	До 1000 250 460 460	4 20 100 130	3600 500 3500 3500	Энергетические и кавитационные
15	ПО ЛМЗ (СССР)	Открытый	До 800 » 400	4,5 3	1200 400	Энергетические
		Закрытый	До 800 » 400 250 До 400	60 80 16 16	До 2800 » 750 500 700	Кавитационные » Энергетические и кавитационные Энергетические и кавитационные для обратимых машин
16	НПО ЦКТИ (СССР)	Открытый Закрытый »	350 350 350—460	3 До 20 » 40	До 500 » 700 » 1000	Энергетические Энергетические и кавитационные Энергетические и кавитационные в турбинном и насосном режимах
17	ЛПИ имени М. И. Калинина (СССР)	Открытый Закрытый	250 250	До 7 » 100	400 До 100	Энергетические в турбинном и насосном режимах Энергетические и кавитационные
18	ВНИИГ имени Б. Е. Веденеева (СССР)	Открытый » Закрытый	460—600 250 460	До 6 » 7 » 40	До 1500 160 До 500	Энергетические » » и кавитационные

Повышение расхода Q_I' за пределы этой линии может увеличить мощность только на 5 %, после чего наступает срыв мощности, так как снижение КПД будет происходить быстрее, чем повышение расхода.

На рис. I.6 приведена универсальная характеристика радиально-осевой турбины. На рис. I.7 — универсальная характеристика поворотно-лопастной турбины. На рис. I.8 изображена универсальная характеристика ковшовой турбины,

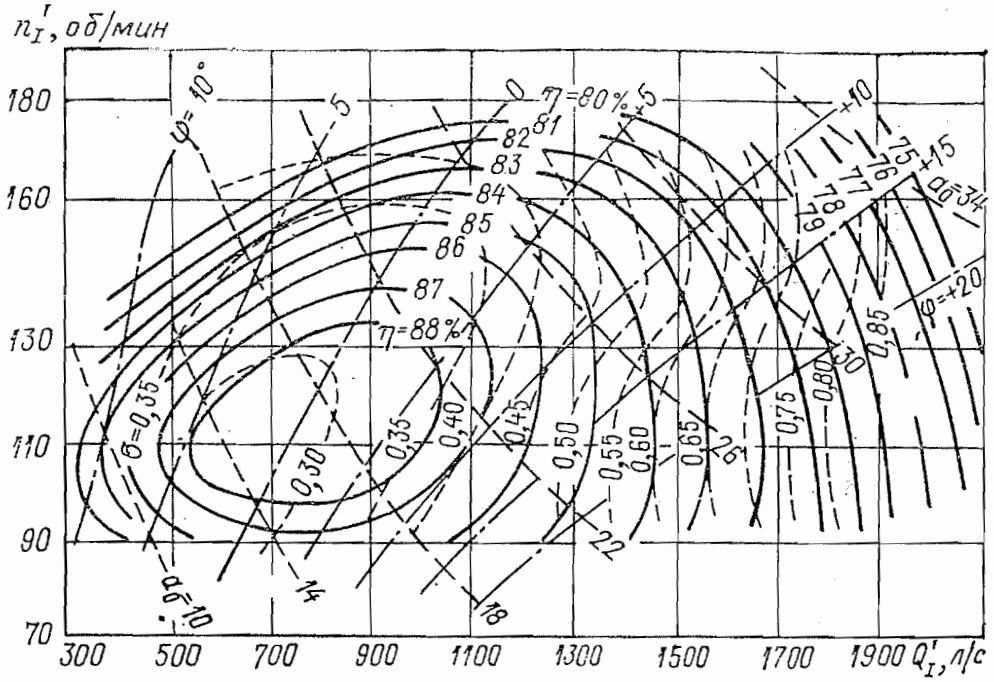


Рис. I.7. Универсальная характеристика поворотно-лопастной турбины

для которой характерно то, что кривые постоянных открытий сопла (ход иглы s) на универсальной характеристике представляют собой вертикальные прямые. Объясняется это тем, что расход воды не зависит от частоты вращения турбины.

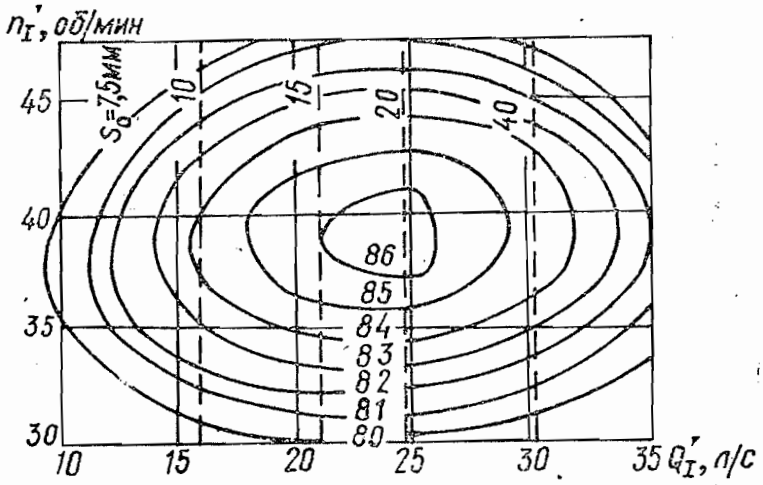


Рис. I.8. Универсальная характеристика ковшовой турбины

На рис. I.9 для сравнения приведены рабочие характеристики, т. е. зависимости КПД от мощности разных типов турбин: пропеллерной (кривая *4*), радиально-осевой (*3*), поворотно-лопастной (*1*) и ковшовой (*2*). Из этого рисунка, а также из рассмотренных универсальных характеристик следует, что наиболее узкую зону высоких КПД имеют пропеллерные турбины. Они сохраняют высокие значения КПД лишь для расчетной мощности. При изменении мощности КПД пропеллерных турбин резко падает, а поэтому работа турбины сопряжена с большими потерями мощности. Характеристика поворотно-лопастной турбины благодаря возможности устанавливать лопасти рабочего колеса на оптимальный угол имеет вытянутые в направ-

лении мощности кривые КПД. Турбины этого типа сохраняют высокие значения КПД в большом диапазоне изменения мощности.

Следовательно, при изменении режимов работы турбины с поворотными лопастями имеют более высокий среднеэксплуатационный КПД и дают бо́льшую выработку электроэнергии. Рабочая характеристика радиально-осевой турбины является в этом отношении промежуточной между характеристиками пропеллерной и поворотно-лопастной турбин.

Значения КПД радиально-осевых гидротурбин в оптимуме высоки, но они имеют более узкую зону оптимальных КПД, чем поворотно-лопастные турбины и имеют меньшие значения коэффициента быстроходности, т. е. имеют в равных условиях более низкую частоту вращения и большие размеры рабочих колес. Ковшовые турбины позволяют сохранить высокое значение КПД при еще большем диапазоне изменения мощности.

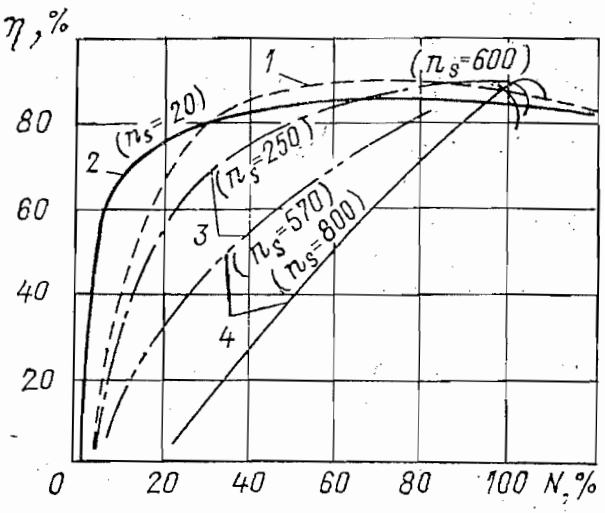


Рис. I.9. Рабочие характеристики турбин разных типов

Универсальные характеристики гидравлических турбин имеют большое значение в практике гидротурбостроения. По ним просто и удобно определять КПД, открытие направляющего аппарата, значения кавитационного коэффициента σ и угол установки лопастей рабочего колеса φ в зависимости от режимов работы. Для заданного напора H и мощности N по универсальной характеристике определяют основные параметры турбины: ее диаметр D, частоту вращения n и расход Q при переменных режимах работы.

В заключение приведем ориентировочные данные о значениях оптимальных КПД гидравлических турбин разных типов.

В оптимальной зоне энергетических характеристик при оптимальной быстроходности ($n_s = 200 \div 220$) для крупных ($D_1 \geqslant 6{,}5$ м) радиально-осевых гидротурбин предельное значение КПД $\eta = 95{,}0$ %. В тех же условиях для поворотно-лопастных турбин $D_1 = 8{,}5$ м; $n_s = 450$; $\eta = 94{,}5$ %.

Ориентировочные значения КПД (в оптимуме эксплуатационной характеристики) в зависимости от быстроходности n_s и диаметра рабочего колеса D_1 радиально-осевого и поворотно-лопастного типов приведены на рис. I.10.

Энергетические свойства гидротурбин характеризуются удельной пропускной способностью — их приведенным объемным расходом (л/с)

$$Q'_I = Q/D_1^2\sqrt{H};$$

кроме того, из уравнения

$$n_s = 3{,}65n'_I\sqrt{Q'_I\eta}$$

видно, что приведенный расход Q'_I в известной мере характеризует и коэффициент быстроходности турбин. Увеличение Q'_I данной турбины будет соответствовать увеличению ее быстроходности n_s, т. е. интенсификации рабочего процесса. При проектировании турбин и выборе их параметров стремятся к получению больших значений Q'_I и, следовательно, больших n_s.

На рис. I.11 приведены кривые, показывающие области значения приведенных расходов Q'_I в зависимости от напора H для различных турбин, находящихся в эксплуатации на разных гидростанциях в СССР и зарубежом. Значение Q'_I отечественных турбин, созданных в последнее время, обычно находится у верхней границы диапазона или даже вне его, что свидетельствует об их большой пропускной способности и, следовательно, меньших габаритных размерах по сравнению с аналогичными зарубежными машинами.

На рис. I.12—I.20 приведены главные универсальные характеристики современных рабочих колес турбин разных типов и разных быстроходностей.

При работе гидравлических турбин в некоторых зонах проточной части абсолютное давление потока может упасть ниже давления образования водяных паров при данной температуре, вследствие чего может возникнуть сложное физическое явление, называемое кавитацией [44]. Кавитация проявляется возникновением в потоке множества заполненных водяным паром или выделившимися из воды га-

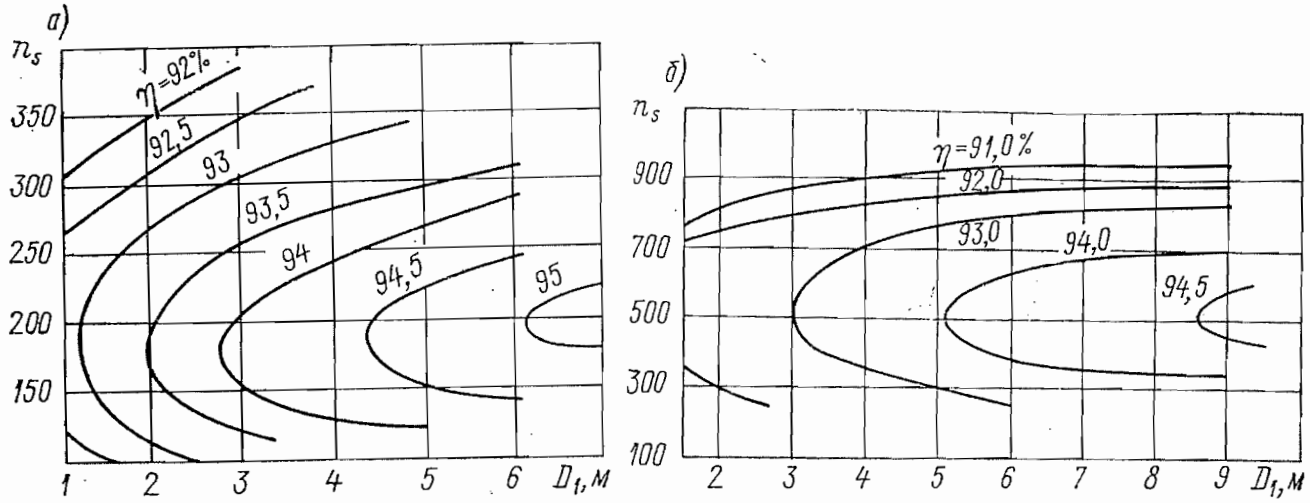


Рис. I.10. Оптимальные значения КПД для турбин разных быстроходностей и диаметров: *а* — радиально-осевых, *б* — поворотно-лопастных

зами кавитационных пузырьков, объединенных в так называемые каверны. При движении воды по проточной части турбины кавитационные пузырьки (каверны) попадают в зону более высокого давления: происходит конденсация пара внутри каверн и их разрушение, которое сопровождается ударами, приводящими к шуму, вибрации агрегата и к разрушению материала деталей проточной части, а также к падению КПД и мощности турбины.

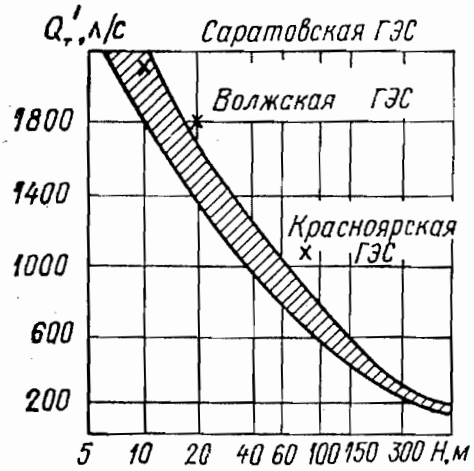


Рис. I.11. Значения приведенных объемных расходов Q'_1 в зависимости от напора

Кавитационные свойства гидротурбин данной серии характеризуются кавитационным коэффициентом $\sigma_т$, который пропорционален отношению динамического разрежения на лопастях рабочего колеса к напору. Кавитационный коэффициент каждой серии гидротурбин определяется, как выше указывалось, экспериментально в лаборатории на моделях турбин. Условия возникновения кавитации в гидротурбинах могут быть определены через величины, характерные для данной установки: местное барометрическое давление B_1, высоту расположения рабочего колеса относительно уровня нижнего бьефа (так называемую высоту отсасывания) H_s и напор на данной установке. В практике проектирования гидротурбин для определения условий возникновения кавитации используется величина, называемая кавитационным коэффициентом установки,

$$\sigma_{уст} = \frac{B - H_s - H_{в.п}}{H}, \qquad (I.4)$$

где $H_{в.п}$ — давление водяных паров при данной температуре.

Кавитация в гидротурбинах не наступает до тех пор, пока $\sigma_{уст} \geqslant \sigma_т$. Из этого условия, при известных для проектируемой установки H, B и $H_{в.п}$ определяется необходимая высота отсасывания H_s для турбины или серии турбин с заданным значением σ. Высота отсасывания считается положительной, если рабочее колесо располагается выше уровня нижнего бьефа. Для получения наиболее точных результатов при переходе к натуре отсчет высоты отсасывания модельной и натурной турбин следует производить от наиболее опасной в кавитационном отношении точки

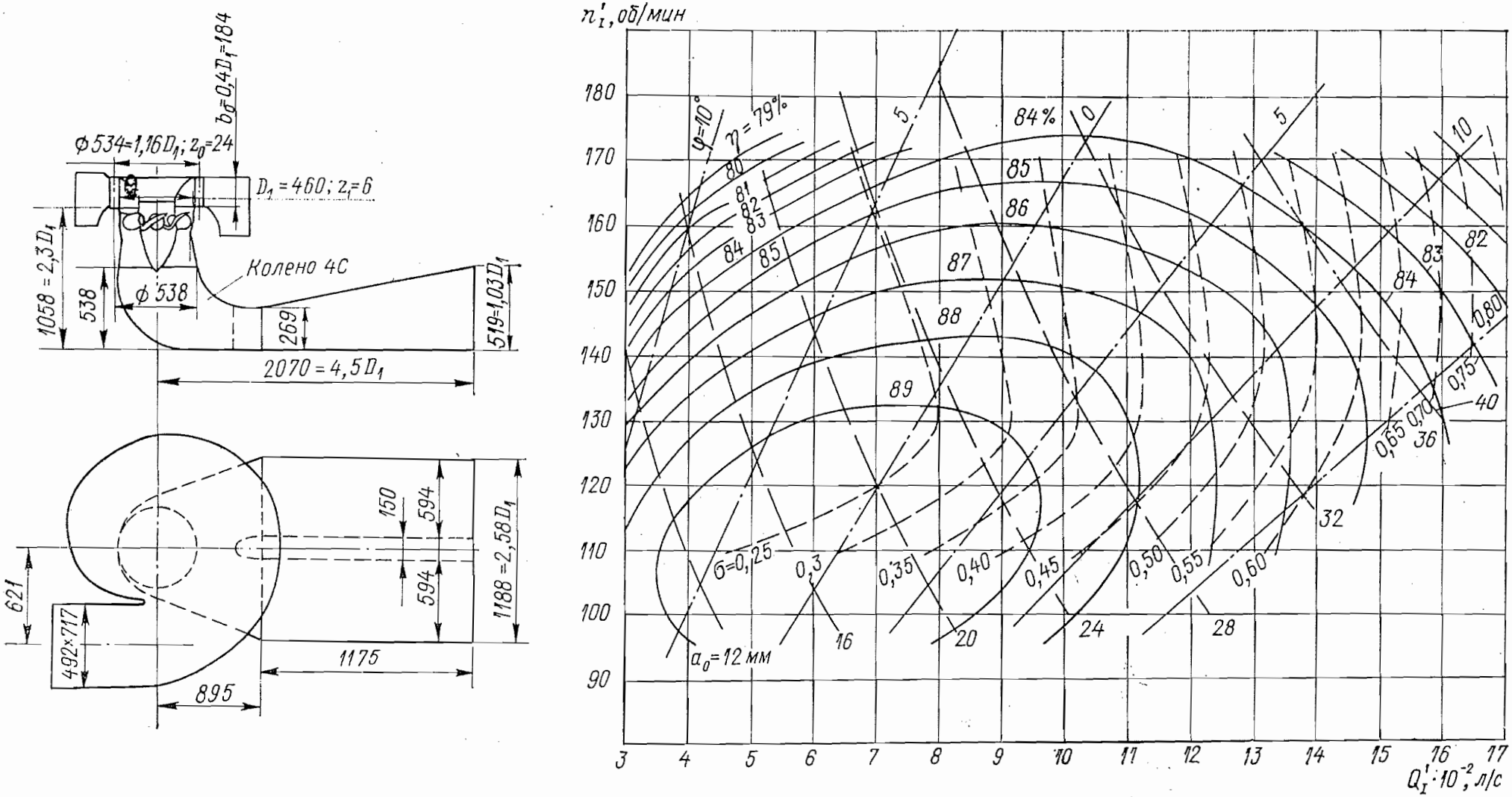


Рис. I.12. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ30

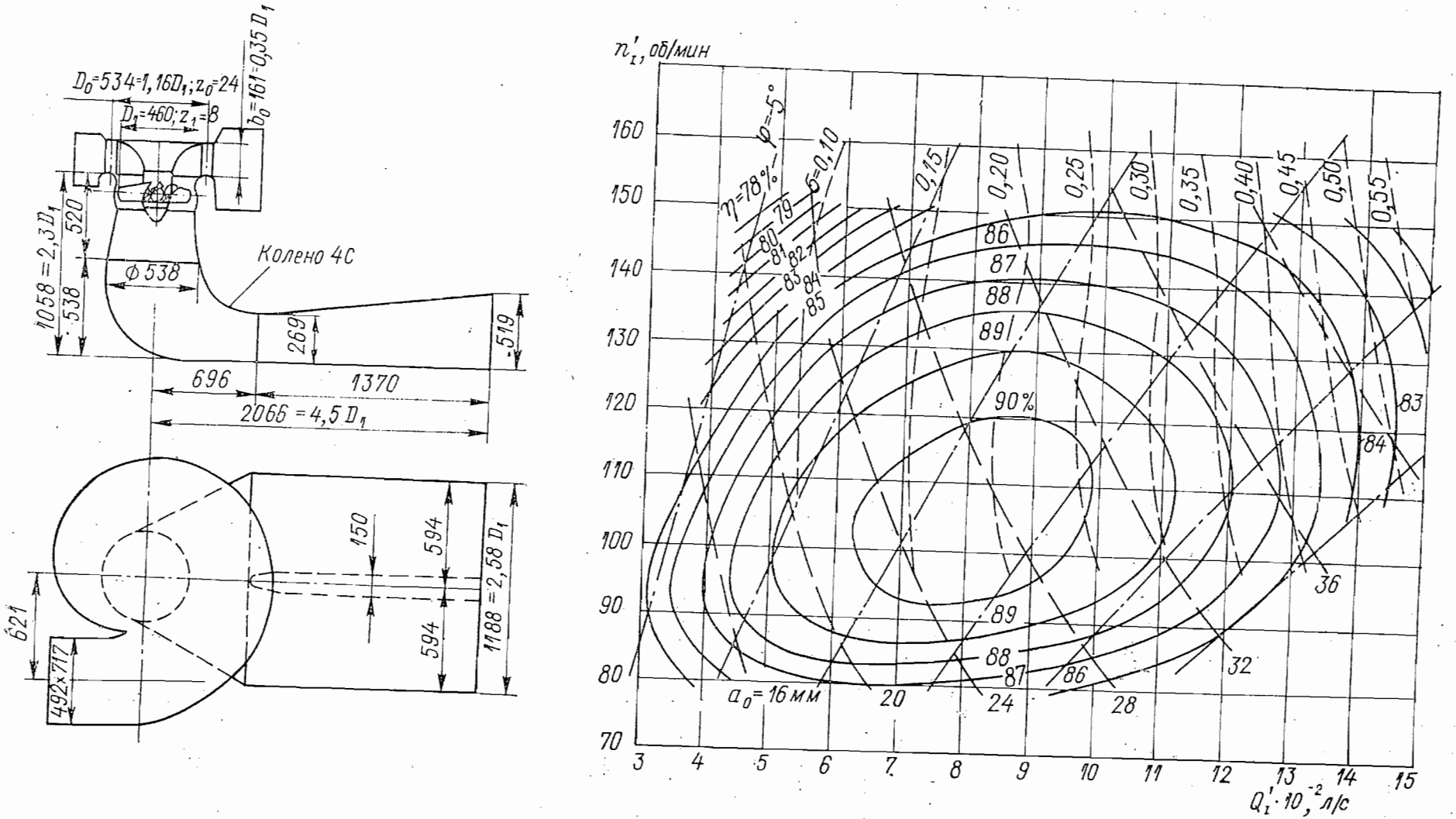


Рис. I.13. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ50

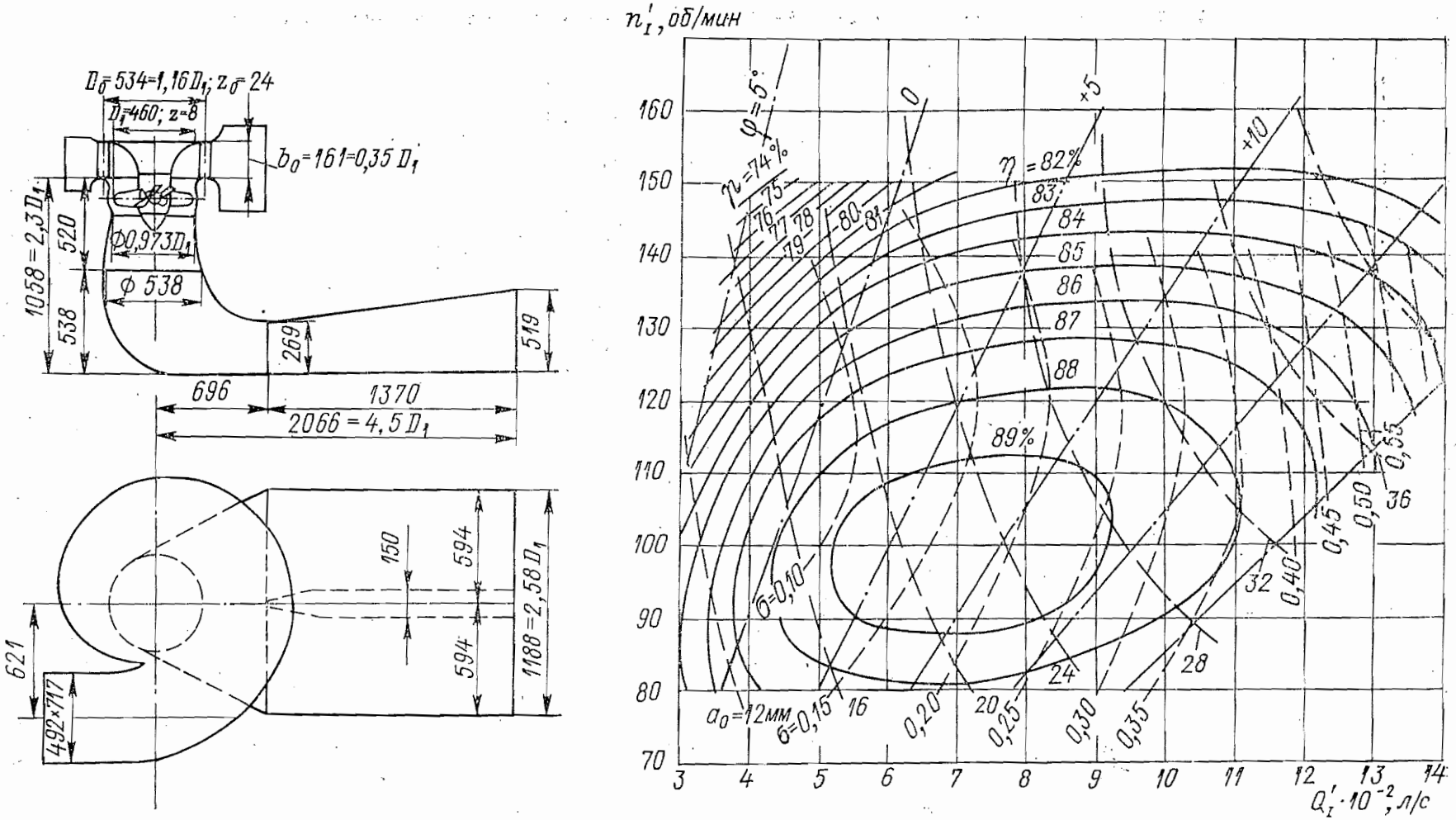


Рис. I.14. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ80

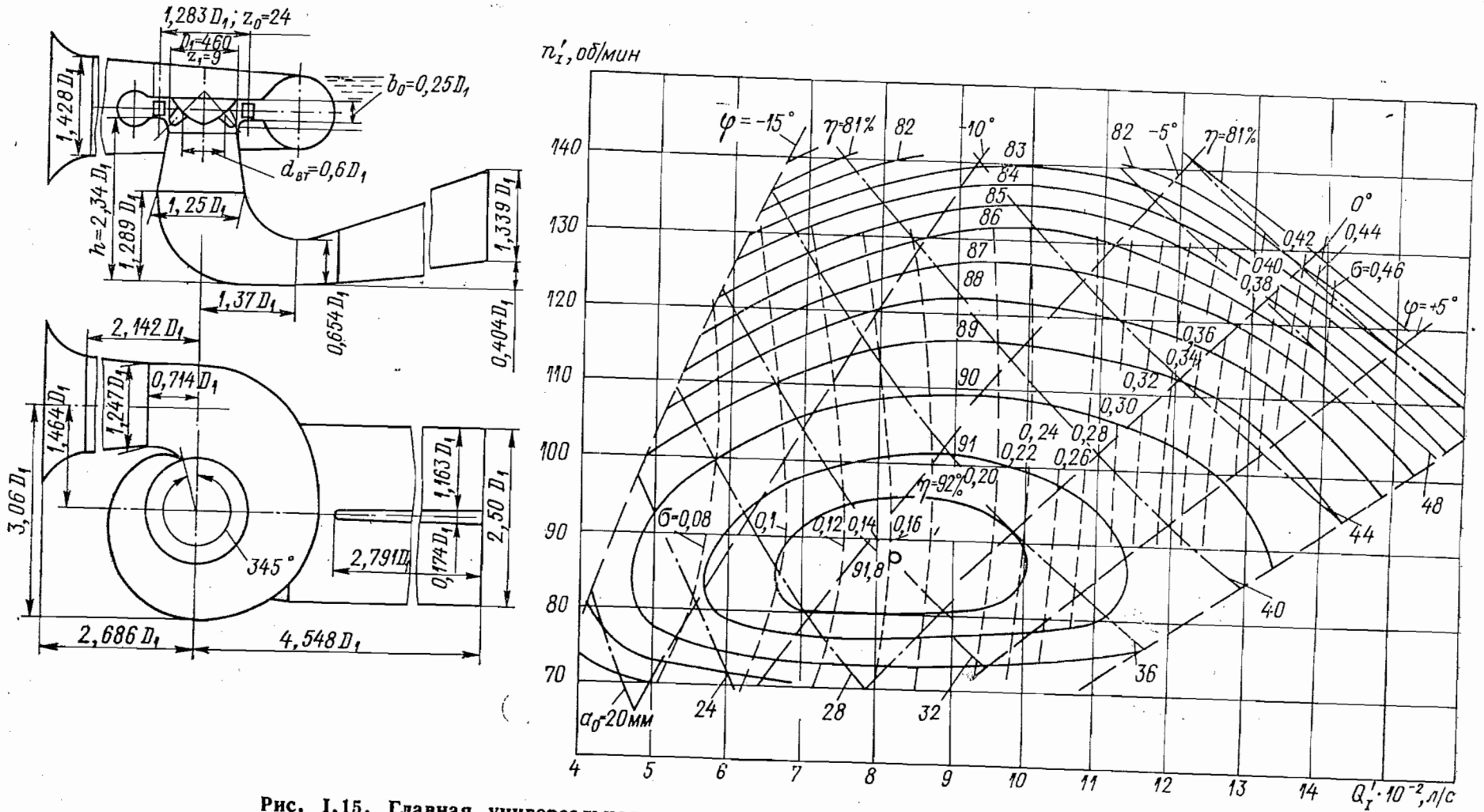


Рис. I.15. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом Д100

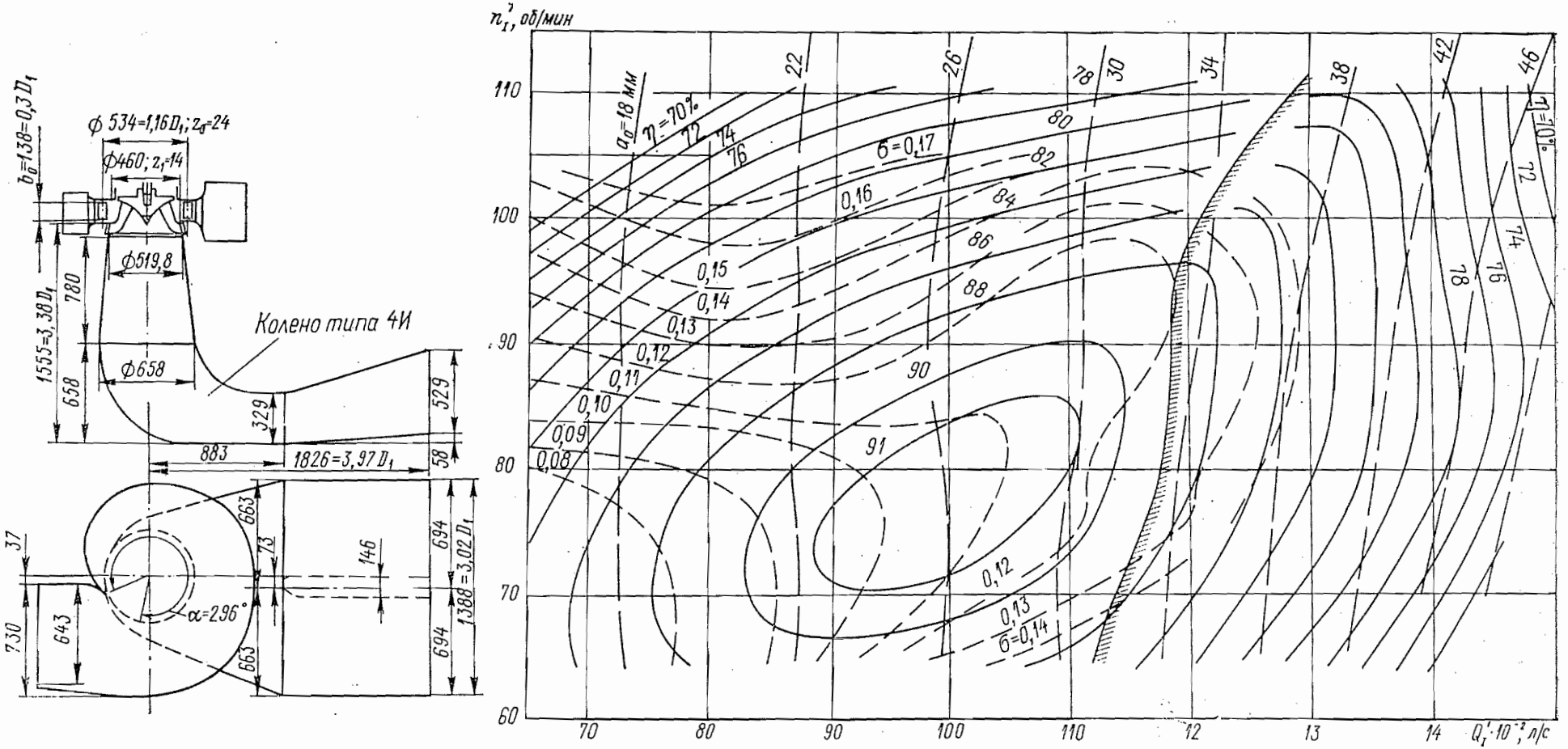


Рис. I.16. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО75

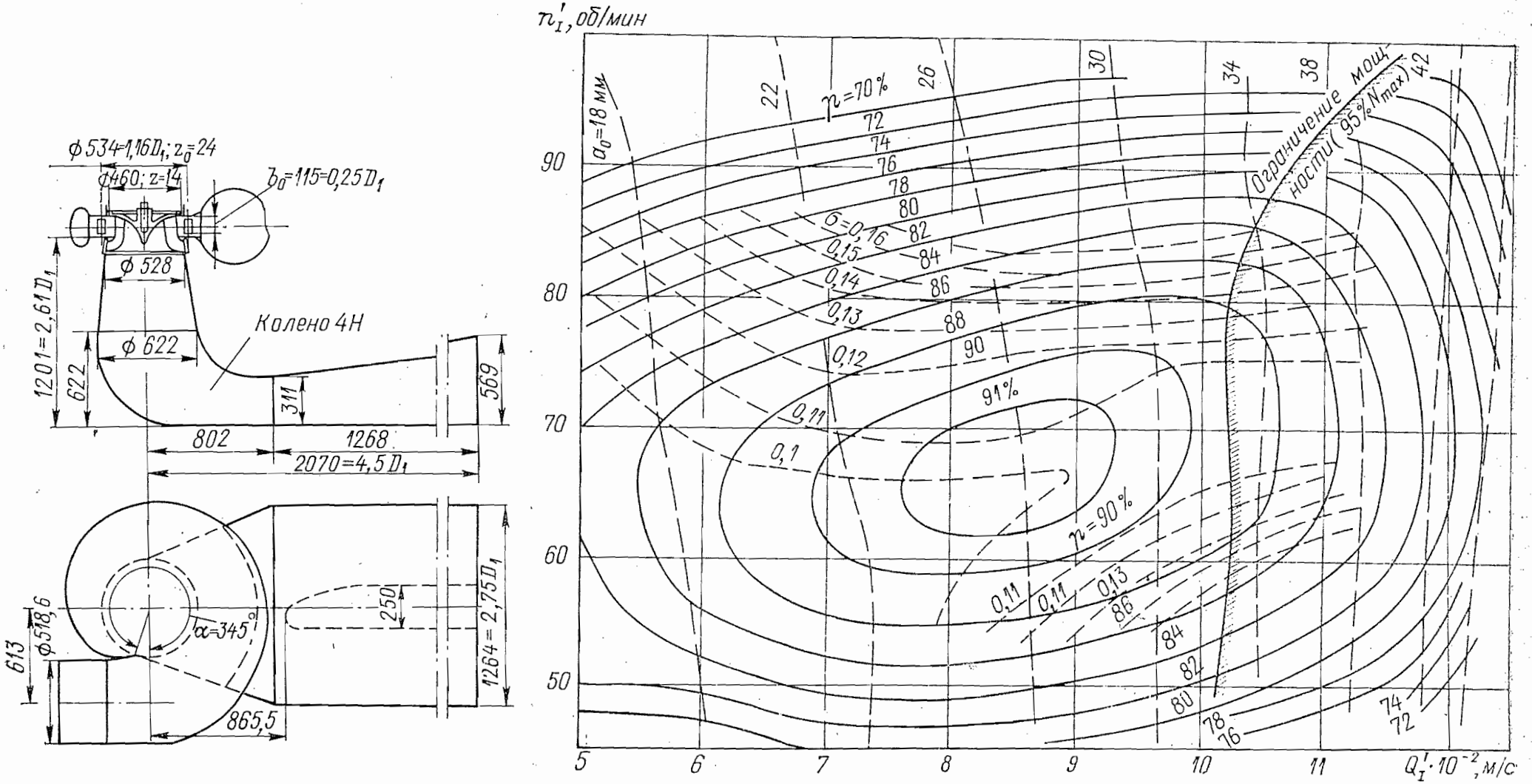


Рис. I.17. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО115

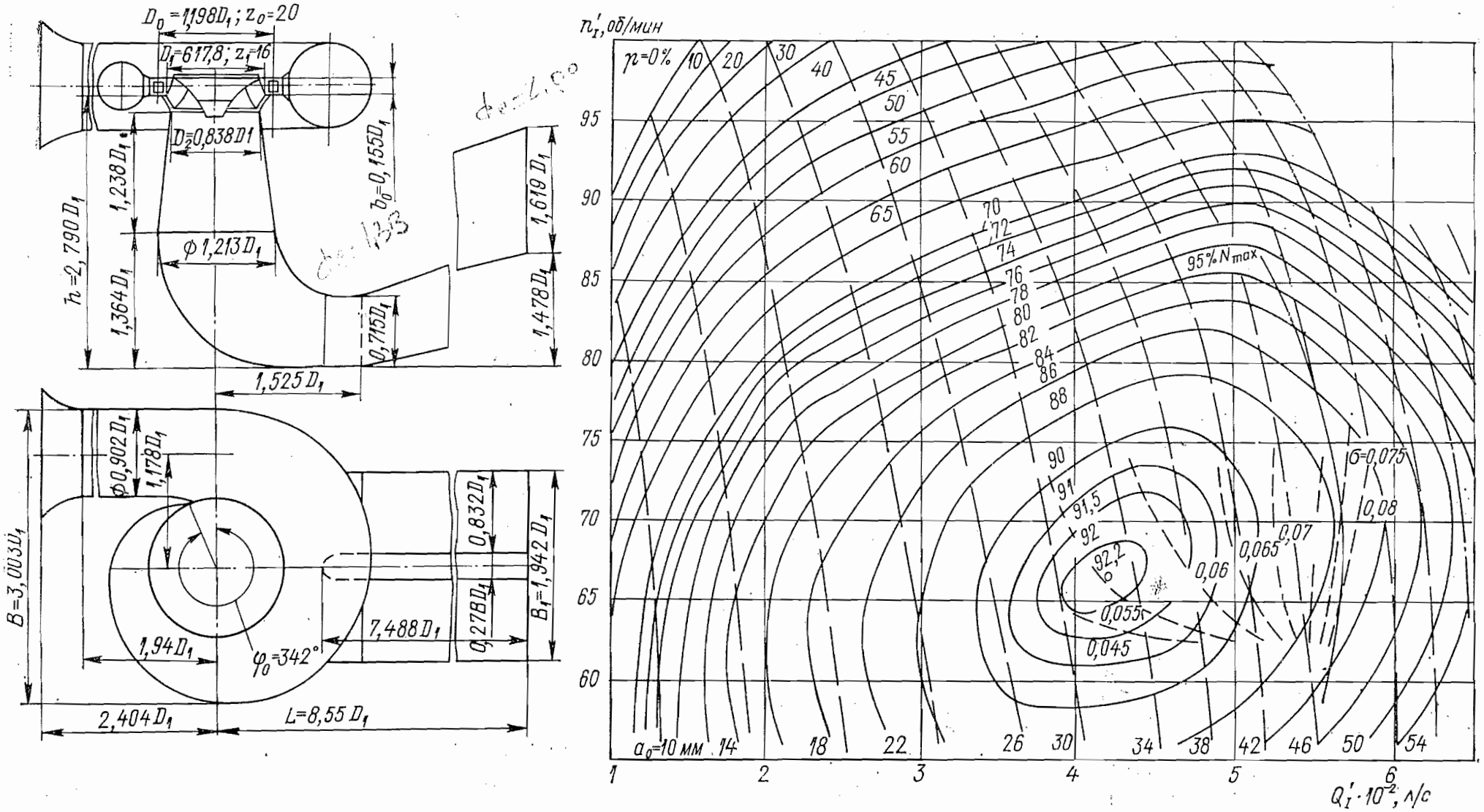


Рис. I.18. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО230

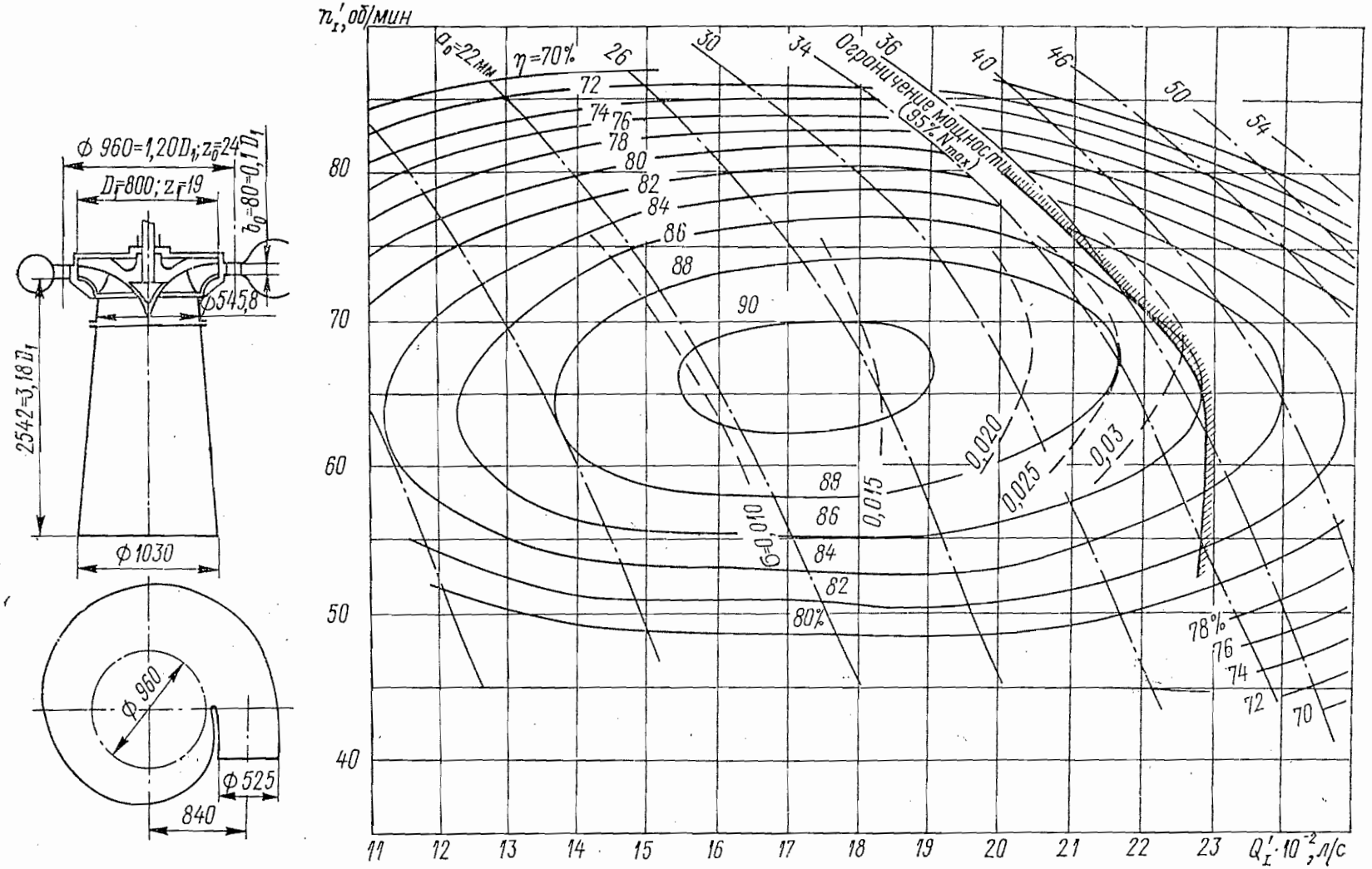


Рис. I.19. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО400

рабочего колеса. Ввиду того что на практике установление истинного расположения этой точки затруднительно, высоту отсасывания обычно отсчитывают от нижнего торца лопаток направляющего аппарата в радиально-осевых и диагональных турбинах и от оси поворота лопастей рабочего колеса в осевых поворотно-лопастных гидротурбинах.

Развитие современных гидротурбин направлено по пути увеличения пропускной способности рабочего колеса и, следовательно, повышения скоростей и на сокращение потерь в отсасывающей трубе, а это увеличивает возможность появления кавитации.

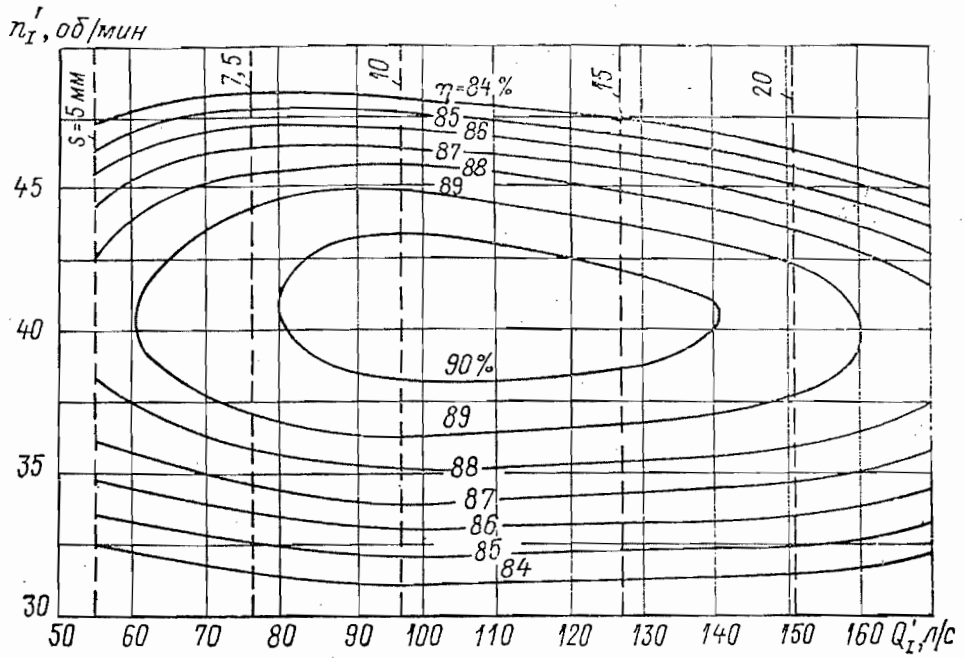


Рис. I.20. Универсальная характеристика ковшовой турбины с рабочим колесом К461 (Вертикальная шестисопловая установка. Диаметр модели 335 мм; $z_1 = 20$; $d = 36$ мм; s — ход иглы. Испытано при напоре 40 м)

Выше указывалось, что для того чтобы отсутствовала кавитация, кавитационный коэффициент турбины $\sigma_т$ должен быть меньше кавитационного коэффициента станции. Этого можно достичь либо применением турбины с малым $\sigma_т$, либо путем увеличения $\sigma_{уст}$. Для увеличения $\sigma_{уст}$ требуется уменьшение высоты отсасывания H_s, а это увеличивает объем необходимых строительных работ по надводной части здания гидростанции, поэтому на практике стремятся применять турбины с улучшенными кавитационными качествами, что удешевляет строительство ГЭС.

Начальный этап кавитации обычно не отражается на энергетических характеристиках турбин, но он вызывает разрушение материала деталей проточной части. Величина разрушения обычно допускается такой, чтобы детали можно было восстановить завариванием во время остановки турбины. Обычно в технических условиях на поставку оговаривают глубину разрушений и количество унесенного металла (кг) за период между капитальными ремонтами, проводимыми в обусловленный срок. Ориентировочно можно считать, что при работе турбины в течение 8000 ч глубина каверн может достигать 3 мм для турбины с диаметром колеса до $D_1 \leqslant 4$ м и до 6 мм при диаметрах, превышающих $D_1 \geqslant 4$ м.

I.3. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И КПД ГЕОМЕТРИЧЕСКИ ПОДОБНЫХ ТУРБИН

Коэффициент полезного действия одного и того же типа турбин тем больше, чем больше диаметр рабочего колеса, т. е. относительные потери в турбине больших размеров меньше, чем в ее модели.

Все потери КПД в турбине можно разбить на несколько групп. В проточной части турбины имеются *гидравлические потери*, которые складываются из потерь в спиральной камере, направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей

трубе. На поверхности рабочего колеса вне его проточной части существуют *дисковые потери*: часть воды, проходящей через турбину, расходуется на утечки через зазоры — это объемные потери. Имеются *механические потери трения* в опорах и уплотнениях. Значение этих потерь различно и зависят они от параметров турбины и ее конструкции. Из указанных потерь только механические потери не моделируются; гидравлические потери на трение изменяются с изменением диаметра колеса и напора турбины. По остальным видам потерь для геометрически подобных турбин относительную величину потерь можно считать с достаточной точностью постоянной. Поэтому при определении КПД натурной турбины по испытанию модели в лаборатории условно считают, что основные потери в турбине подчиняются законам гидравлического трения жидкости о стенки проточной части машины и полученные значения КПД модели пересчитывают для параметров действительной турбины

$$\eta_т = 1 - (1 - \eta_м) \sqrt[\alpha]{D_{1м}/D_{1т}} \sqrt[\beta]{H_м/H_т}, \qquad (I.5)$$

где $\eta_т$ — КПД действительной турбины; $\eta_м$ — КПД модельной турбины; $D_{1т}$ — диаметр колеса турбины; $D_{1м}$ — диаметр модели; $H_т$ — напор турбины; $H_м$ — напор модели. Значения показателей корней α и β разными исследователями даются в пределах для $\alpha = 3 \div 10$ и $\beta = 8 \div \infty$.

Поправка, учитывающая влияние напора, для малых и средних напоров обычно не вводится и КПД для $H < 100$ м вычисляется по формуле

$$\eta_т = 1 - (1 - \eta_м) \sqrt[5]{D_{1м}/D_{1т}}, \qquad (I.6)$$

т. е. в формуле (I.5) полагают $\alpha = 5$.

Для пересчета значений КПД с модели на натуру по всей зоне универсальной характеристики Международный код модельных испытаний гидротурбин [33] рекомендует следующие формулы:

для пропеллерных и поворотно-лопастных турбин (формула Хаттона)

$$\frac{\text{потери натурной турбины}}{\text{потери модели}} = 0{,}3 + 0{,}7 \sqrt[5]{\frac{Re_м}{Re_т}},$$

где Re — число Рейнольдса, $Re = D_1/\gamma\sqrt{2gH}$; γ — кинематическая вязкость жидкости;

для радиально-осевых турбин (формула Муди)

$$\frac{\text{потери натурной турбины}}{\text{потери модели}} = \sqrt[5]{\frac{D_{1м}}{D_{1т}}};$$

для активных турбин принимается $\eta = \eta_м$.

В номенклатуре рекомендуется для радиально-осевой или пропеллерной турбин пользоваться формулой

$$1 - \eta = (1 - \eta_м)\,(0{,}25 + 0{,}75) \sqrt[5]{Re_м/Re_т}. \qquad (I.7)$$

Значения поправок к величине КПД, найденные с помощью формулы (I.7), следует считать одинаковыми для всех остальных режимов. По этой же формуле рекомендуется определять поправки КПД для каждого пропеллерного режима поворотно-лопастной гидротурбины.

I.4. РАЗГОН ГИДРОТУРБИН. МЕРЫ БОРЬБЫ С РАЗГОНОМ

При внезапной разгрузке агрегата, неисправной системе регулирования или неисправном направляющем аппарате частота вращения ротора будет быстро возрастать и через некоторое время может достичь максимального для данной турбины значения, которое называется разгонной частотой вращения.

Разгонная частота вращения турбины данной серии определяется с помощью специальных модельных испытаний, в ходе которых модель турбины доводится до разгона при разных открытиях направляющего аппарата. Полученные значения разгонной частоты вращения пересчитывают на турбину с $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м и

строят разгонные характеристики турбины данной серии: зависимость приведенной разгонной частоты вращения n_1' от открытий направляющего аппарата a_0. Разгонная частота турбины определяется по формуле (об/мин)

$$n_p = n_{1p}' \sqrt{H_{max}} / D_1.$$

Величина разгонной частоты вращения для турбин с неподвижными лопастями зависит от открытия направляющего аппарата и напора воды, а для поворотно-лопастных турбин еще и от угла установки лопастей. Наивысшая разгонная частота вращения достигается при полностью открытом направляющем аппарате или вблизи полного открытия. Для поворотно-лопастных турбин наивысшая разгонная частота вращения достигается при рассогласовании оптимального положения лопаток НА и лопастей колеса (комбинаторной зависимости), когда направляющий аппарат полностью открыт, а лопасти рабочего колеса имеют небольшой угол установки.

Значение разгонной частоты вращения при данном напоре действительных машин характеризуется коэффициентом разгона $k_p = n_p/n$, т. е. отношением разгонной частоты вращения к нормальной. Коэффициент k равен:

Для радиально-осевых и ковшовых турбин	1,7—2,1
» поворотно-лопастных турбин при сохранении комбинаторной связи . .	2,0—2,2
» поворотно-лопастных турбин при нарушении комбинаторной зависимости	2,4—2,6

На рис. I.21 приведены разгонные характеристики некоторых радиально-осевых рабочих колес разной быстроходности в зависимости от открытия направляющего аппарата. Из рисунка видно, что колеса для меньшего напора, большего коэффициента быстроходности, как правило, имеют бо́льшую величину разгонной частоты вращения.

На рис. I.22 приведена разгонная характеристика поворотно-лопастного рабочего колеса типа ПЛ587, которая содержит ряд кривых, соответствующих различным значениям углов φ установки лопастей в зависимости от открытия направляющего аппарата. Как видно из характеристики, наибольшие значения разгонной частоты вращения имеют место при малых углах установки φ и при больших открытиях направляющего аппарата. Такое взаимное положение лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата может быть лишь при нарушении комбинаторной зависимости. При нормальной комбинаторной зависимости большему открытию направляющего аппарата a_0 соответствует больший угол установки лопастей рабо-

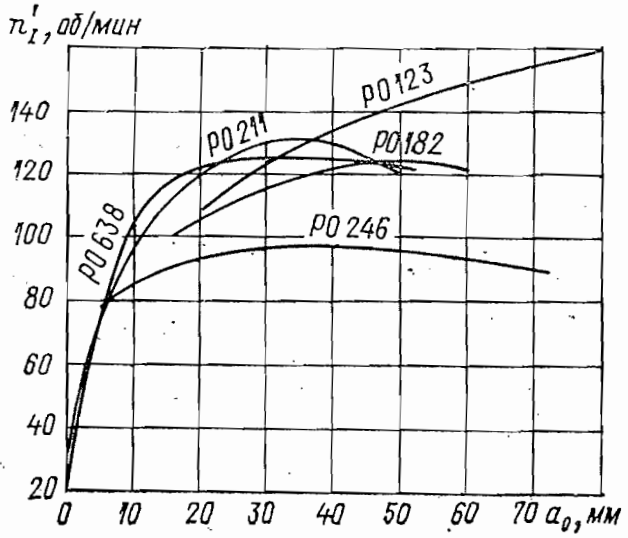


Рис. I.21. Разгонные характеристики некоторых радиально-осевых колес

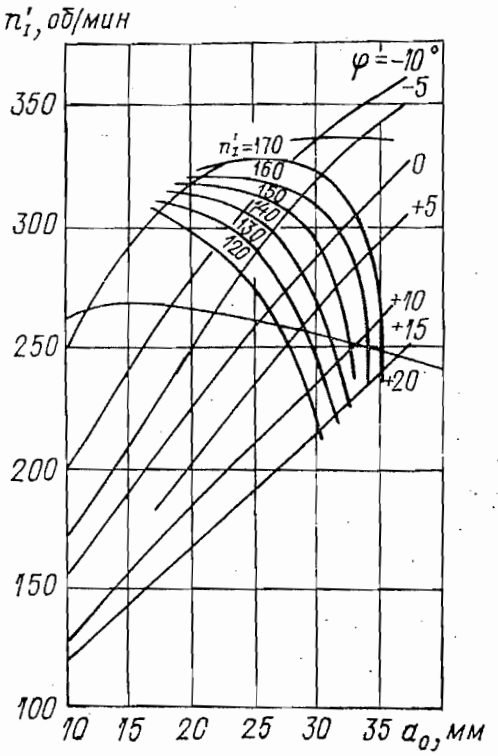


Рис. I.22. Разгонные характеристики поворотно-лопастных турбин при нарушении комбинаторной зависимости, различных углах установки лопастей и комбинаторных режимах

чего колеса φ. Поэтому разгонная частота вращения при комбинаторном режиме будет меньше. Величина ее зависит от приведенной частоты вращения n_1', соответствующей нормальному режиму работы турбины. Чем больше нормальная частота вращения, тем больше разгонная частота вращения. Это иллюстрируется семейством кривых, соответствующих разным приведенным частотам вращения турбины на универсальной характеристике при нормальных режимах.

Центробежная сила вращающихся частей гидроагрегата определяется по формуле

$$C = mr\omega^2,$$

где m — масса вращающегося тела; r — радиус инерции тела; ω — угловая скорость.

Разгонная частота вращения поворотно-лопастных гидротурбин может увеличиваться по сравнению с номинальной в 2—2,6 раза, следовательно, центробежные силы в узлах ротора могут возрастать почти в восемь раз. Разгон представляет серьезную опасность для агрегата, особенно для ротора генератора, масса которого в основном сосредоточена в ободе, имеющем большой диаметр. Поэтому центробежная сила, возникающая в нем при разгоне, достигает бо́льших величин, чем в колесе поворотно-лопастных турбин, основная масса которого сосредоточена на меньшем диаметре. Ограничение расчетной величины коэффициента разгона позволяет существенно снизить массу и стоимость гидрогенератора и агрегата в целом.

Для предотвращения выхода агрегатов в разгон и снижения разгонной частоты вращения применялись различные схемы противоразгонных защит и разнообразные противоразгонные устройства. В отечественной практике в качестве противоразгонной защиты наиболее часто применяется установка в системе регулирования золотника аварийного закрытия направляющего аппарата и более редко — быстропадающих щитов, размещаемых перед спиральной камерой или в отсасывающей трубе.

В соответствии с ГОСТом на поставку гидротурбины их следует проектировать таким образом, чтобы при полной разгонной частоте вращения напряжения в деталях турбин не превышали 0,9 от предела текучести материала; для поворотно-лопастных турбин полная расчетная частота вращения определяется при исправном действии механизма комбинаторной связи.

I.5. НОМЕНКЛАТУРА КРУПНЫХ ГИДРОТУРБИН

В связи с большим разнообразием параметров в СССР проведена важная работа по унификации и нормализации гидротурбин. Для реактивных турбин составлена номенклатура, сущность которой заключается в том, что весь вероятный на практике диапазон применения реактивных гидротурбин по напору (3—600 м) разбивается на участки, обслуживаемые наименьшим числом заранее установленных нормальных типов (серий) рабочих колес гидротурбин. В номенклатуру крупных гидротурбин включены гидротурбины: поворотно-лопастные с диаметрами рабочего колеса $D_1 = 250 \div 1050$ см и радиально-осевые с $D_1 = 180 \div 850$ см.

Номенклатура турбин устанавливает маркировку гидротурбин, типы рабочих колес, типы установок, ряды диаметров рабочих колес D_1 (см) и основных конструктивных размеров статорной части гидротурбины. Размер турбины указывается номинальным диаметром ее рабочего колеса D_1, выраженным в сантиметрах. За номинальный диаметр рабочего колеса D_1 у осевых и диагональных поворотно-лопастных и пропеллерных турбин принимается диаметр окружности точек пересечения поверхности камеры рабочего колеса и осей лопастей (см. рис. I.2, *а* и *б*); у радиально-осевых турбин — наибольший диаметр расположения лопастей по входным кромкам (см. рис. I.2, *в*); у ковшовых гидротурбин — диаметр окружности, соосной с рабочим колесом и касательной к оси струи, выходящей из сопла (см. рис. I.2, *д*).

Нормальное выполнение турбин — с правым направлением вращения, т. е. по часовой стрелке, если смотреть на турбину со стороны генератора.

Образец маркировки: *ПЛ40-В-500* — это поворотно-лопастная гидротурбина с рабочим колесом ПЛ40, вертикальным валом, рабочим колесом диаметром $D_1 = 500$ см.

Колесо турбины может применяться для напора до $H = 40$ м.

На рис. I.23 изображен сводный график областей применения отдельных типов гидротурбин, вошедших в номенклатуру. График дан в логарифмических координатах. В номенклатуре для напоров 3—500 м и мощности до 900 000 кВт принято всего 17 типов колес (девять поворотно-лопастных и восемь радиально-осевых) с диаметром рабочих колес от 180 до 1050 см. Граница мощности каждой области определяется принятыми максимальными $D_{1\,max}$ и минимальными $D_{1\,min}$ диаметрами рабочих колес, поставленными у соответствующих пограничных наклонных линий.

Границы применяемых напоров для каждой области установлены исходя из обычно допускаемых экономически целесообразных высот отсасывания H_s, а также из условия прочности. Штриховые линии соответствуют минимальному напору для каждой зоны.

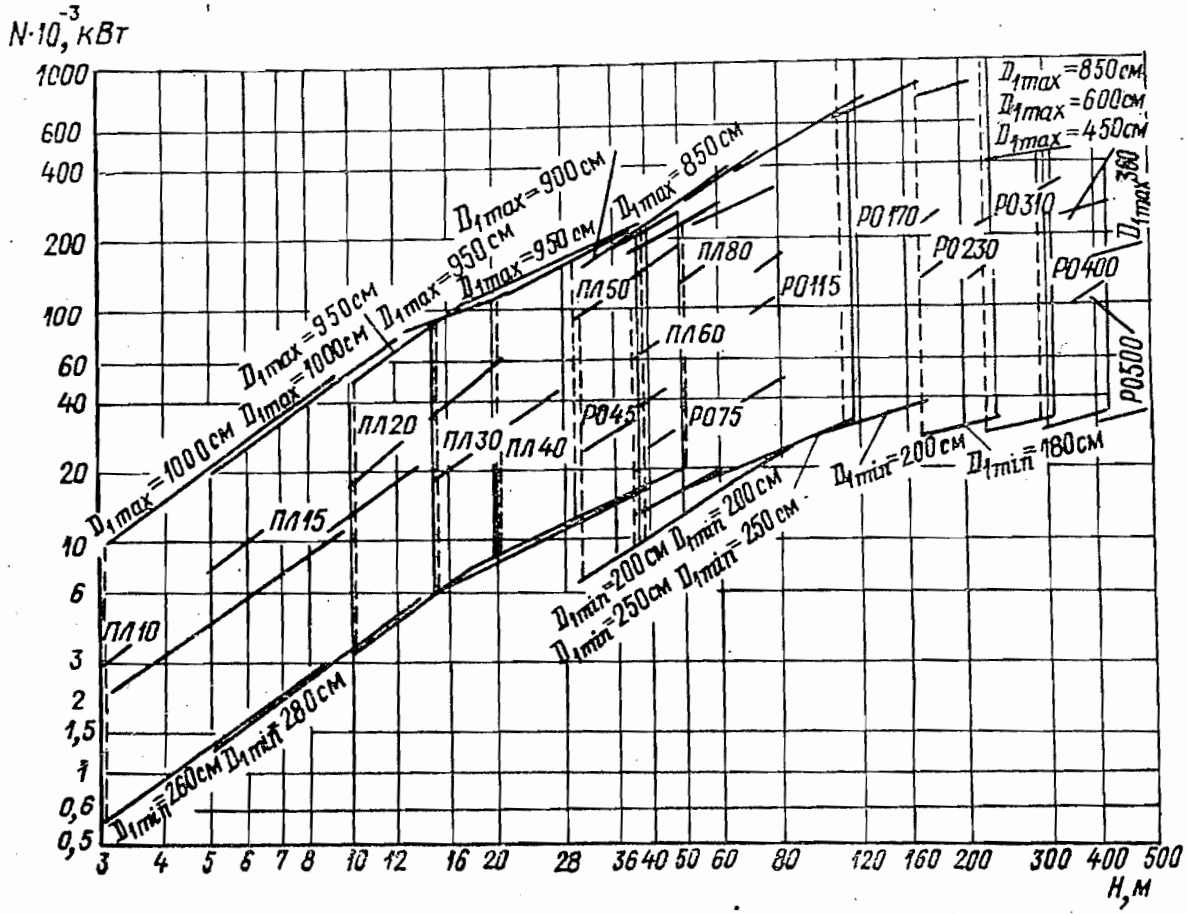


Рис. I.23. Сводный график областей применения крупных номенклатурных гидротурбин

В сводной табл. I.3 приведены стандартные диаметры рабочих колес D_1, диаметр расположения осей направляющих лопаток D_0 и число лопаток. Отношение D_0/D_1 принято в пределах 1,16—1,2. В отдельных случаях с целью улучшения гидравлической характеристики турбины допускается увеличение D_0 до $(1{,}2 \div 1{,}22)\,D_1$. Количество направляющих лопаток в зависимости от D_1 принимается от $z_0 = 16$ до $z_0 = 28$.

На рис. I.24 и в табл. I.4 изображены основные размеры проточной части номенклатурных колес поворотно-лопастных турбин, а на рис. I.25 — размеры колес радиально-осевых турбин. Их значения приведены в табл. I.4 и I.5. Из рассмотрения таблиц следует, что для больших напоров поворотно-лопастные и радиально-осевые колеса имеют более стесненную проточную часть. В табл. I.6 и I.7 приведены основные конструктивные и гидравлические параметры рабочих колес.

На рис. I.26 показан профиль и размеры камеры в отношении диаметра рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины.

В качестве основного стандартного размера статорной части принят диаметр D_0 расположения осей направляющих лопаток, а фактический диаметр D_1 рабочего колеса в случае необходимости может иметь отклонения от номинального значения. В номенклатуре гидротурбин приняты частные графики областей применения тур-

Таблица I.3. Типоразмеры реактивных гидротурбин

D_1, см	Типы рабочих колес																Направляющий аппарат	
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80	РО45	РО115	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500	D_0, см	z_0
180	—	—	—	—									+	+	+	+	220	16
200	—	—	—	—								+	+	+	+	+	240	16
225	—	—	—	—						+	+	+	+	+	+	+	275	16
250	—	—	—	—			+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	290	24
280	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		325	24
320	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	375	24
360	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	420	24
400	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		465	24
450	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		525	24
500	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+			580	24
550	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+			640	24
600	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+			700	24
650	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				750	24
700	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				810	24
750	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				875	24
800	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				930	24
850	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				985	24
900	+	+	+	+	+	+											1050	28
950	+	+	+	+	+												1100	28
1000	+	+	+														1150	28
1050	+	+															1200	28

бин отдельных серий. Частные графики построены в тех же координатах, что и сводный график, но с дополнительными данными, позволяющими определять размеры турбины и частоту ее вращения.

В поворотно-лопастных турбинах, имеющих весьма пологую кривую изменения КПД $\eta = f(N)$, отклонения от номинального диаметра в номенклатуре не предусма-

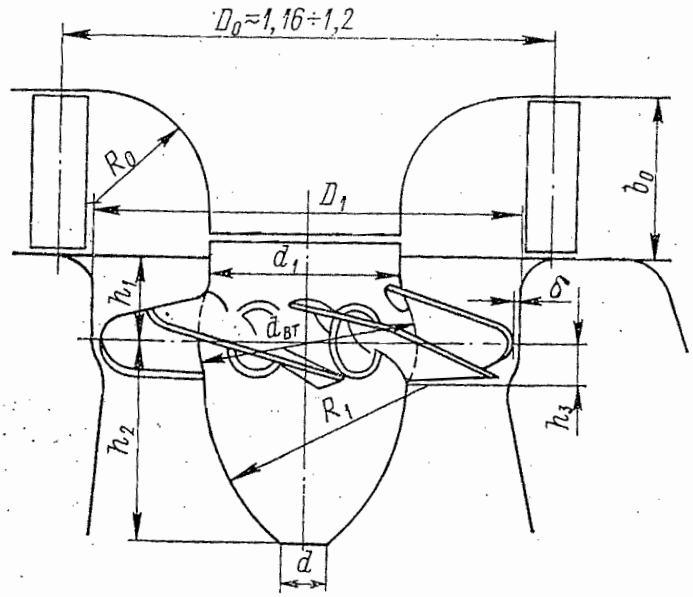


Рис. I.24. Размеры проточной части поворотно-лопастных гидротурбин

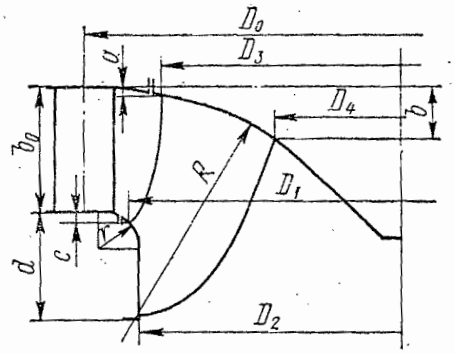


Рис. I.25. Размеры рабочих колес радиально-осевых гидротурбин

триваются ($\Delta D = 0$); необходимое варьирование мощности турбины в габаритных размерах нормального типоразмера достигается за счет установки рабочих лопастей на различные углы.

Номенклатура гидротурбин, разработанная в СССР с системой нормальных типоразмеров рабочих колес, явилась исходной базой для дальнейших работ по созданию типоразмеров статорной части турбины.

Номенклатура капсульных гидротурбин еще не создана. В табл. I.8 показаны данные некоторых колес турбин этого типа. На рис. I.27 в логарифмических координатах приведены ориентировочные значения наиболее целесообразных диаметров,

Таблица I.4. Размеры проточной части номенклатурных поворотно-лопастных колес в зависимости от D_1 (см. рис. I.24)

Размеры колеса, мм	Тип колеса									
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30		ПЛ40		ПЛ50	ПЛ60	ПЛ80
z_1	4	4	4	5	6	6	7	7	8	8
b_0	0,42	0,42	0,40	0,40	0,37	0,37	0,37	0,35	0,35	0,35
$d_{вт}$	0,33	0,35	0,37	0,41	0,41	0,44	0,44	0,47	0,51	0,60
d_1	0,28	0,30	0,32	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44	0,49	0,55
R_0	0,36	0,35	0,34	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,25	0,22
h_2	0,31	0,33	0,35	0,40	0,42	0,44	0,48	0,48	0,54	0,60
h_3	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12
R_1	0,31	0,34	0,36	0,41	0,43	0,45	0,48	0,50	0,56	0,63

Примечание. $h_1 = 0{,}2085D_1$; $d = 0{,}1D_1$; $\delta = (0{,}001 \div 0{,}0005)D_1$.

возможных мощностей и частот вращения капсульных турбин при различных напорах.

Верхний предел напора для капсульных турбин принят равным 25 м из условий обеспечения прочности лопастей быстроходного колеса и рациональных высот отсасывания. При построении этого графика значения N, D_1 и H определялись из сле-

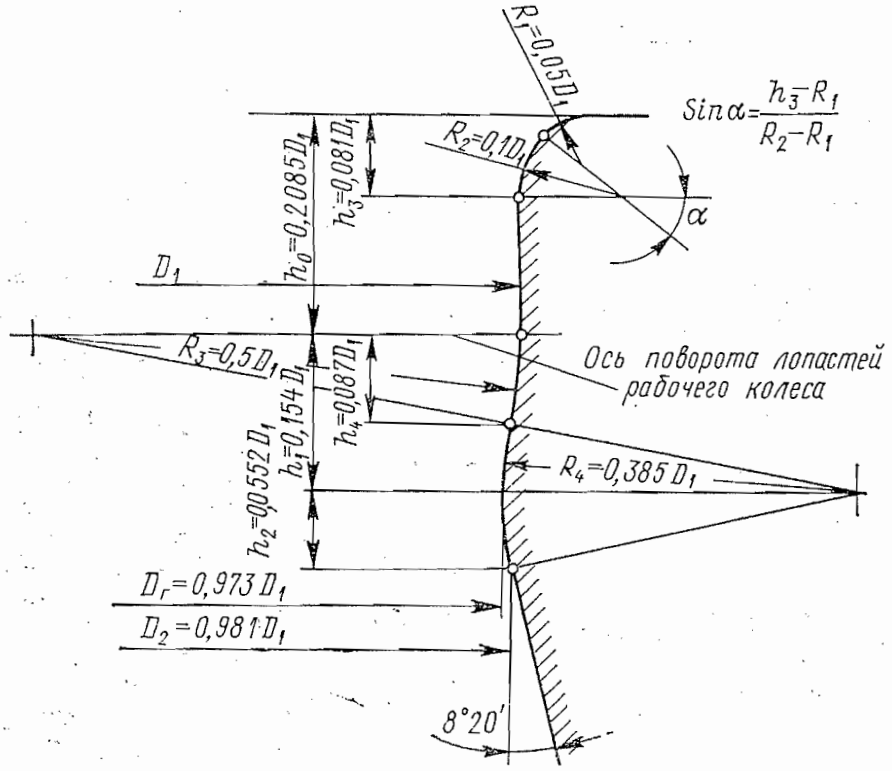


Рис. I.26. Профиль и размеры камеры рабочего колеса поворотно-лопастной турбины

дующих расчетных значений приведенных параметров: $Q'_I = 2500 \div 3250$ л/с; $Q'_{I\,max} = 2900 \div 3750$ л/с; $n'_I = 178 \div 180$ об/мин. Для заданного напора и диаметра нижнее значение мощности в ромбе соответствует $Q'_{I\,min}$, верхнее — $Q'_{I\,max}$. Кавитационный коэффициент принимается: $\sigma = 1{,}45 \div 2{,}4$ при $Q'_{I\,min}$; $\sigma = 1{,}7 \div 3{,}1$ при $Q'_{I\,max}$.

Сопоставление приведенного графика с номенклатурой вертикальных турбин показывает, что предельные значения мощностей при одинаковых напорах и диаметрах рабочих колес у горизонтальных турбин на 35—45 % выше, чем у вертикальных. На графике отмечен диаметр $D_1 = 4$ м, ниже которого применение капсульных гидроагрегатов будет затруднять доступ внутрь капсулы и проведение в ней раз-

Таблица I.5. Размеры рабочих колес радиально-осевых гидротурбин (см. рис. I.25)

Размеры колеса, мм	Тип колеса				
	РО45	РО75	РО115	РО140	РО170
D_2	1,10—1,20	1,05—1,15	1,00—1,10	0,95—1,05	0,90—1,00
D_3	0,70—0,75	0,75—0,80	0,85—0,90	0,90—0,95	0,90—0,95
D_4	0,30—0,35	0,35—0,40	0,40—0,45	0,45—0,50	0,47—0,52
R	0,25—0,35	0,40—0,45	0,40—0,45	0,40—0,45	0,45—0,50
a	0,005—0,010	0,01—0,03	0,005—0,010	0,005—0,010	0,001—0,010
b	0,130—0,160	0,125—0,155	0,120—0,150	0,120—0,145	0,115—0,135
r	0,060—0,070	0,065—0,070	0,070—0,075	0,070—0,075	0,075—0,080
c	0,030—0,050	0,02—0,03	0,02—0,03	0,020—0,025	0,005—0,010
d	0,19—0,22	0,18—0,22	0,18—0,22	0,18—0,20	0,17—0,19

Размеры колеса, мм	Тип колеса			
	РО230	РО310	РО400	РО500
D_2	0,85—0,95	0,75—0,85	0,67—0,77	0,63—0,70
D_3	0,92—0,98	0,95—0,98	0,98—1,00	1
D_4	0,50—0,55	0,35—0,40	0,40—0,45	0,40—0,45
R	0,35—0,45	0,35—0,45	0,35—0,45	0,35—0,45
a	0—0,002	0	0	0
b	0,110—0,130	0,105—0,120	0,095—0,110	0,090—0,100
r	0,080—0,090	0,095—0,110	0,120—0,140	0,130—0,150
c	0,005—0,010	0	0	0
d	0,16—0,18	0,15—0,17	0,13—0,15	0,13—0,15

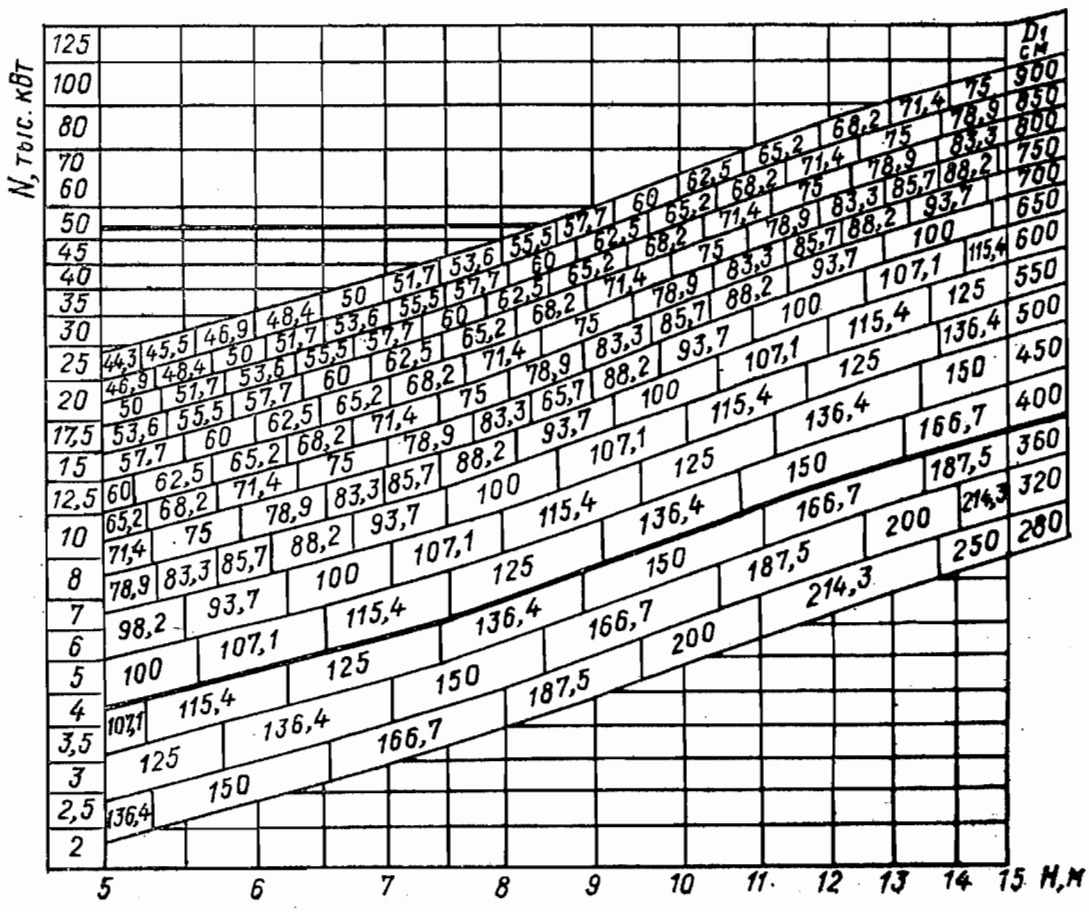


Рис. I.27. Ориентировочный график применения капсульных гидротурбин

Таблица I.6. Основные параметры радиально-осевых колес

Параметры	Тип колеса										
	РО45	РО75	РО115	РО140	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500	РО600	РО700
Диапазон применения рабочего колеса по напорам, м	30—45	40—75	70—115	90—140	110—170	160—230	220—310	290—400	380—500	480—600	580—700
Относительная высота направляющего аппарата D_1, не менее	0,35	0,30	0,25	0,25	0,20	0,16	0,12	0,08	0,07	0,06	0,05
Приведенная частота вращения $n'_{I\ опт}$, об/мин	80—90	75—83	68—75	66—73	64—72	62—70	60—68	60—66	58—63	58—60	55—60
Приведенный расход:											
в оптимуме КПД $Q'_{I\ опт}$, л/с	1150—1300	900—1150	800—950	750—850	550—700	400—550	300—400	180—250	160—230	150—200	120—180
на линии 95 % N_{max}, $Q'_{I\ max}$, л/с	1350—1550	1100—1400	1000—1200	950—1050	700—800	500—700	400—500	250—320	230—290	220—260	190—230
Коэффициент кавитации $\sigma_т$ при $Q'_{I\ max}$	0,15—0,24	0,13—0,21	0,12—0,18	0,07—0,18	0,05—0,14	0,04—0,09	0,04—0,06	0,04—0,05	0,04—0,05	0,04—0,05	0,03—0,04

Таблица I.7. Основные параметры поворотно-лопастных колес

Параметры	Тип колеса							
	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
Диапазон применения рабочего колеса по напорам, м	5—15	10—20	15—30	20—40	30—50	40—60	45—70	50—80
Количество лопастей рабочего колеса z	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	7—8	8	8
Втулочное отношение $d_{вт}/D_1$ (± 5 %)	0,35	0,37	0,40	0,44	0,47	0,51	0,56	0,6
Относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1	0,42	0,4	0,4—0,375	0,375	0,35	0,35	0,35	0,35
Приведенная частота вращения $n'_{I\ опт}$, об/мин	150—160	135—140	125—130	120—125	115—120	110—115	105—110	100—105
Приведенный расход:								
в оптимуме $Q'_{I\ опт}$, л/с	1150—1300	1100—1250	1050—1200	1000—1150	950—1100	900—1050	850—950	800—900
максимальный $Q'_{I\ max}$, л/с	1900—2300	1750—2200	1500—1950	1400—1800	1300—1600	1200—1500	1000—1400	950—1200
Коэффициент кавитации $\sigma_т$ при $Q'_{I\ max}$	0,9—1,3	0,7—1,1	0,6—0,95	0,45—0,75	0,35—0,65	0,3—0,6	0,25—0,5	0,23—0,4

Таблица I.8. Основные параметры горизонтальных поворотно-лопастных колес

Параметры	Тип колеса				
	ПЛГ7	ПЛГ10	ПЛГ15	ПЛГ20	ПЛГ25
Диапазон применения рабочего колеса по напорам, м	До 7	До 10	5—15	7—20	10—25
Количество лопастей рабочего колеса z	2—4	3—4	4	4	4—5
Втулочное отношение $d_{вт}/D_1$	0,30—0,35	0,35	0,35	0,38	0,4
Относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1	0,40—0,45	0,40—0,45	0,4	0,4	0,375
Приведенная частота вращения $n'_{1\ опт}$, об/мин	170—200	160—180	150—170	140—160	135—150
Приведенный расход:					
в оптимуме $Q'_{1\ опт}$, л/с	1700—2000	1600—1800	1500—1700	1400—1600	1300—1500
максимальный $Q'_{1\ max}$, л/с	3200—3500	2900—3100	2400—2800	2000—2500	1900—2100
Коэффициент кавитации σ при $Q'_{1\ max}$	2,55—3,20	2,00—2,35	1,40—1,85	1,00—1,5	0,95—1,10

борки и сборки узлов; выполнение ремонтных работ в капсуле таких размеров практически невозможно. Выделена также величина предельной мощности, равная 55 000 кВт. Во-первых, генераторы большой мощности трудно разместить в капсуле; во-вторых, данные о возможности изготовления и проектирования капсуль-

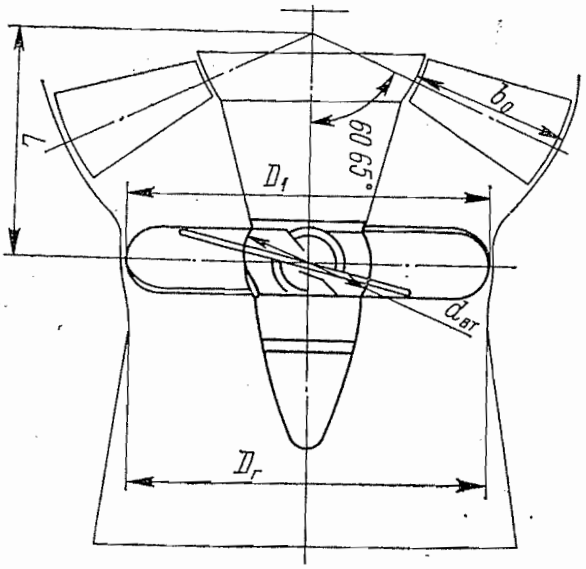


Рис. I.28. Схема проточной части рабочего колеса поворотно-лопастной капсульной гидротурбины

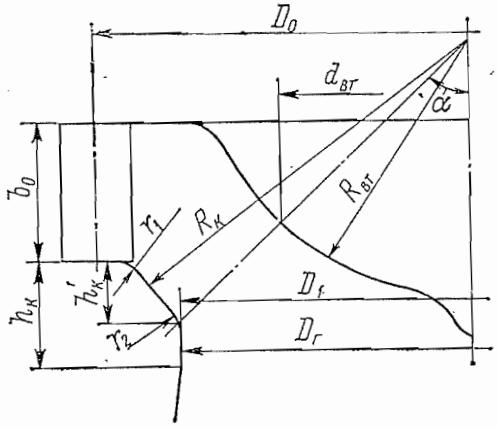


Рис. I.29. Схема проточной части диагонального поворотно-лопастного рабочего колеса

ных гидроагрегатов свидетельствуют о затруднениях в создании надежной конструкции гидротурбин больших размеров, в частности, с колесом диаметром больше 8 м.

На рис. I.28 показана схема проточной части рабочего колеса капсульной турбины.

Выше указывалось, что диагональные турбины еще не получили широкого распространения, поэтому их номенклатура еще не создана. Однако уже установлены некоторые их параметры для разных напоров, которые указаны в табл. I.9 [22]. С изменением напора изменяется угол наклона лопастей: чем меньше угол наклона θ, тем лучше кавитационные качества колеса, но уменьшается быстроходность турбины, что приводит к уменьшению частоты вращения и соответственно к утяжелению и удорожанию гидроагрегата.

На рис. I.29 дана схема проточной части диагонального поворотно-лопастного рабочего колеса. Относительные размеры колеса следующие:

$$D_0 = (1{,}28 \div 1{,}35)\, D_1; \quad d_{вт} = (0{,}55 \div 0{,}65)\, D_1;$$

$$R_к = (D_1/2) \sin \alpha; \quad R_{вт} = (d_{вт}/2) \sin \alpha;$$

$$D_г = 0{,}99 D_1; \quad h_к = (0{,}18 \div 0{,}2)\, D_1;$$

$$h'_к = (0{,}1 \div 0{,}13)\, D_1; \quad r_1 = 0{,}03 D_1; \quad r_2 = 0{,}06 D_1.$$

В результате дальнейших исследований эти данные могут уточняться.

Таблица I.9. Основные параметры диагональных колес

Параметры	Тип колеса						
	ПЛД60	ПЛД80*	ПЛД100	ПЛД115	ПЛД140	ПЛД170*	ПЛД200*
Диапазон применения рабочего колеса по напорам, м	40—60	50—80	70—100	90—115	110—140	130—170	160—200
Количество лопастей рабочего колеса z	8	8—9	9	9	10	10—11	10—12
Втулочное отношение $d_{вт}/D_1$	0,54	0,57	0,60	0,65	0,675	0,75	0,80
Угол наклона оси лопасти рабочего колеса θ, ...°	60	60	45	45	45	30	30
Относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1	0,35	0,30	0,25	0,25	0,25	0,20	0,18
Приведенная частота вращения $n'_{I\ опт}$, об/мин	110	100	87	84	85	80	75
Приведенный расход:							
в оптимуме $Q'_{I\ опт}$, л/с	1150	1000	800	800	800	700	600
максимальный $Q'_{I\ max}$, л/с	1550	1400	1200	1100	1000	900	750
Коэффициент кавитации σ при $Q'_{I\ max}$	0,65	0,50	0,33	0,31	0,27	0,20	0,15

* Параметры даны ориентировочно, так как по этим типам рабочих колес исследования проведены в недостаточном объеме.

Глава II

ОСОБЕННОСТИ И ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН

II.1. СХЕМЫ ГИДРОТУРБИН ДЛЯ РАЗНЫХ НАПОРОВ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Схема осевой поворотно-лопастной турбины изображена на рис. II.1. Вода из водохранилища станции, созданного плотиной, подводится к турбине по спиральной камере *8*. Направляющий аппарат *2* путем поворота лопаток создает нужное направление потока. Изменяя с помощью направляющего аппарата расход воды через турбину, можно регулировать ее мощность.

Направляющий аппарат турбины *2* представляет собой механизм, состоящий из большого количества расположенных по окружности направляющих лопаток, тело которых имеет в сечении обтекаемую форму. Направляющие лопатки могут одновременно поворачиваться с помощью сервомотора *7* на нужный угол, образуя при

этом между собой каналы для прохода воды; ширина этих каналов меняется в зависимости от угла поворота направляющих лопаток.

Колесо поворотно-лопастной турбины *1* обычно имеет несколько лопастей (четыре—восемь), которые своими цапфами закреплены в корпусе. Внутри корпуса расположен механизм поворота лопастей с сервомотором, который при помощи масла создает усилие, необходимое для соответствующего их поворота. Снизу корпус колеса закрыт конусом. Масло к сервомотору рабочего колеса подается по трубам-штангам, расположенным внутри вала *11*. Штанги соединяются с маслоприемником *4*, установленным над генератором *3*. К маслоприемнику масло подается от маслонапорной установки *5*. Лопасти колеса с помощью автоматического регулятора *6* могут синхронно устанавливаться под наивыгоднейшим углом в соответствии с открытием направляющего аппарата.

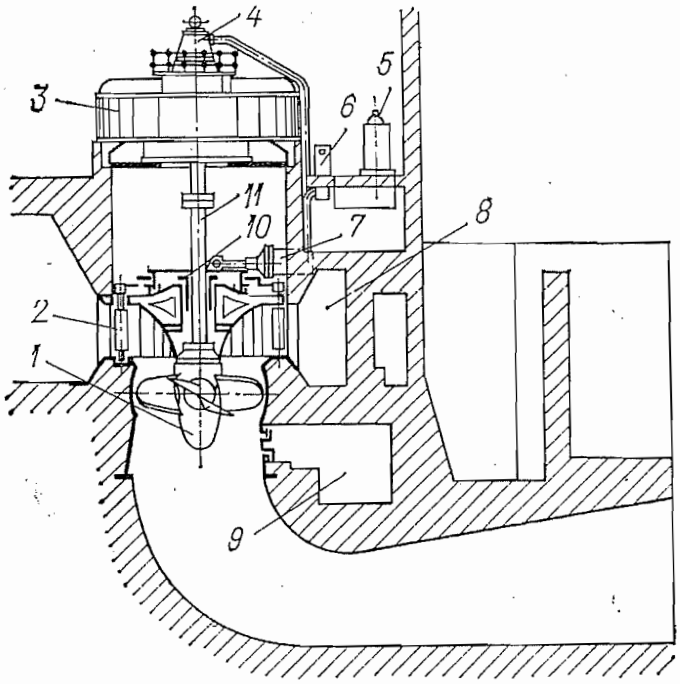


Рис. II.1. Схема осевой поворотно-лопастной турбины

Из рабочего колеса вода поступает в отсасывающую трубу *9*, сечение которой постепенно увеличивается, вследствие чего уменьшается скорость потока воды. Из отсасывающей трубы вода уходит в нижний бьеф станции. Вал вращается в направляющем подшипнике *10*.

На рис. II.2 изображена диагональная поворотно-лопастная гидротурбина, которая в последнее время находит все большее применение. В отличие от осевой турбины лопасти *1* рабочего колеса расположены под углом и закреплены в кони-

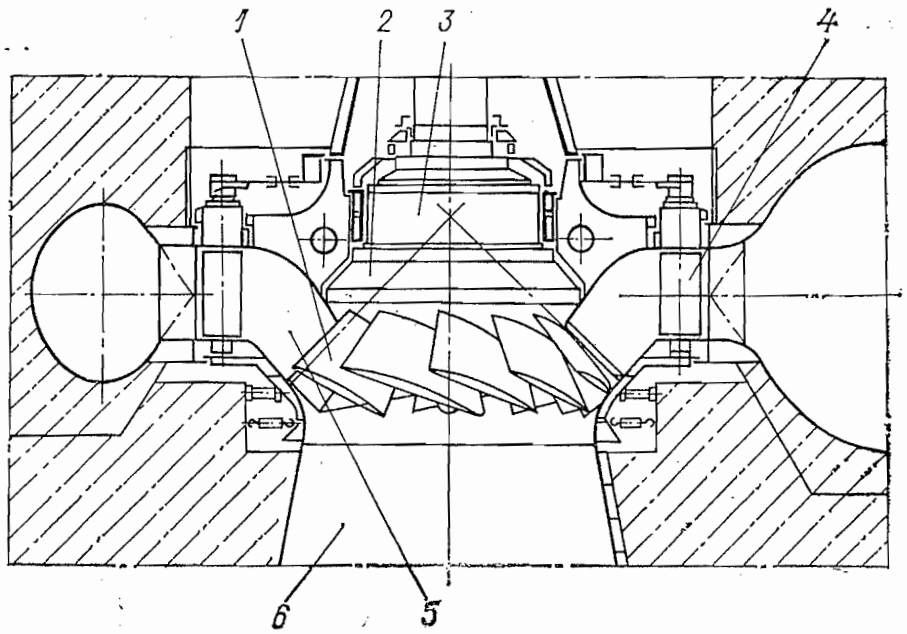


Рис. II.2. Схема диагональной поворотно-лопастной турбины

ческой втулке *2*. Внутри втулки сверху расположен сервомотор *3*, создающий усилия для поворота лопастей. Направляющий аппарат *4* — цилиндрический, вода от него подводится к лопастям по конической камере *5* и отводится в отсасывающую трубу *6*.

Схема горизонтального капсульного агрегата изображена на рис. II.3. Прямоосный подвод и отвод воды обеспечивает простую форму гидротехнических подвод-

ных сооружений. В этой конструкции вода, обтекая металлический кожух *1* в осевом направлении, через конический направляющий аппарат *4* подводится к консольному рабочему колесу *5* с поворотными лопастями и отводится по прямоосной отсасывающей трубе *6*. Внутри кожуха расположен малогабаритный генератор *7*

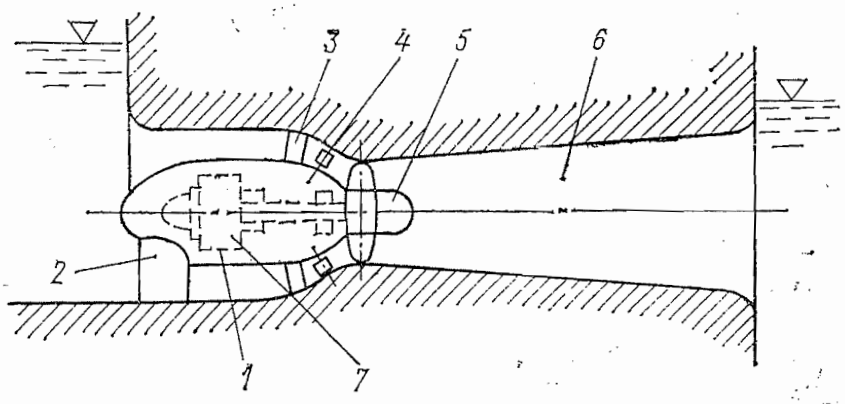


Рис. II.3. Схема горизонтального капсульного гидроагрегата

и некоторые узлы турбины: подшипник, вал, маслоприемник, подводящий масло к сервомотору рабочего колеса. Капсула опирается на бетон с помощью массивного обтекаемого ребра *2* и ребер статора *3*.

Схема радиально-осевой турбины изображена на рис. II.4. Конструкция ее аналогична поворотно-лопастной турбине. В отличие от последней рабочее колесо *1* радиально-осевой турбины имеет большее число лопастей (14—20 шт.), соединенных между собой наружным ободом *2*. Этот тип турбин имеет лучшие кавитационные свойства и может устанавливаться для работы на значительно более высоких напорах, чем турбины с поворотными лопастями. Система регулирования этих турбин более проста, так как у них отсутствует механизм поворота лопастей рабочего колеса.

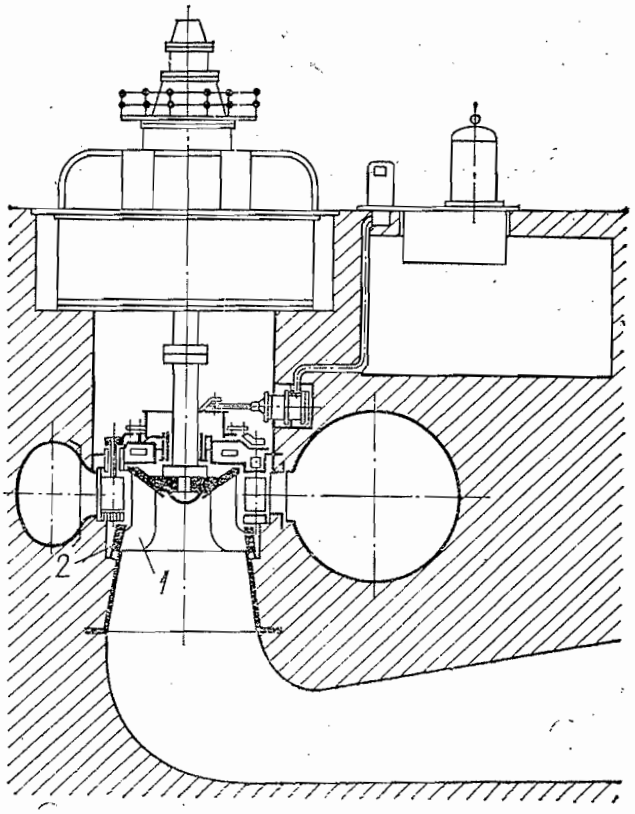


Рис. II.4. Схема радиально-осевой турбины

На рис. II.5 изображена схема горизонтальной турбины ковшового типа. Вода к колесу подводится по напорному трубопроводу *5*, имеющему в конце сопло *6*. Из сопла струя воды попадает на ковши колеса *3* и заставляет его вращаться. Колесо в кожухе *2* с помощью вала *1* соединено с генератором. Регулирование расхода воды, поступающей на рабочее колесо, осуществляется с помощью подвижной иглы *4*, расположенной в сопле, и отклонителя струи *7*, которые связаны с регулятором турбины.

На рис. II.6 изображена схема вертикальной ковшовой турбины. Такие турбины получили широкое применение вследствие большей компактности конструкции и возможности подвода воды к колесу через большее количество сопл *1*, что увеличивает расход турбины. Сопла, подводящие воду, расположены вокруг рабочего колеса *2*, установленного на вертикальном валу *4*. Вал направляется подшипником *3*. Подвод воды к соплам осуществляется через трубопровод-коллектор *6*. Над колесом устанавливается кожух турбины. К верхнему концу вала крепится генератор *5*.

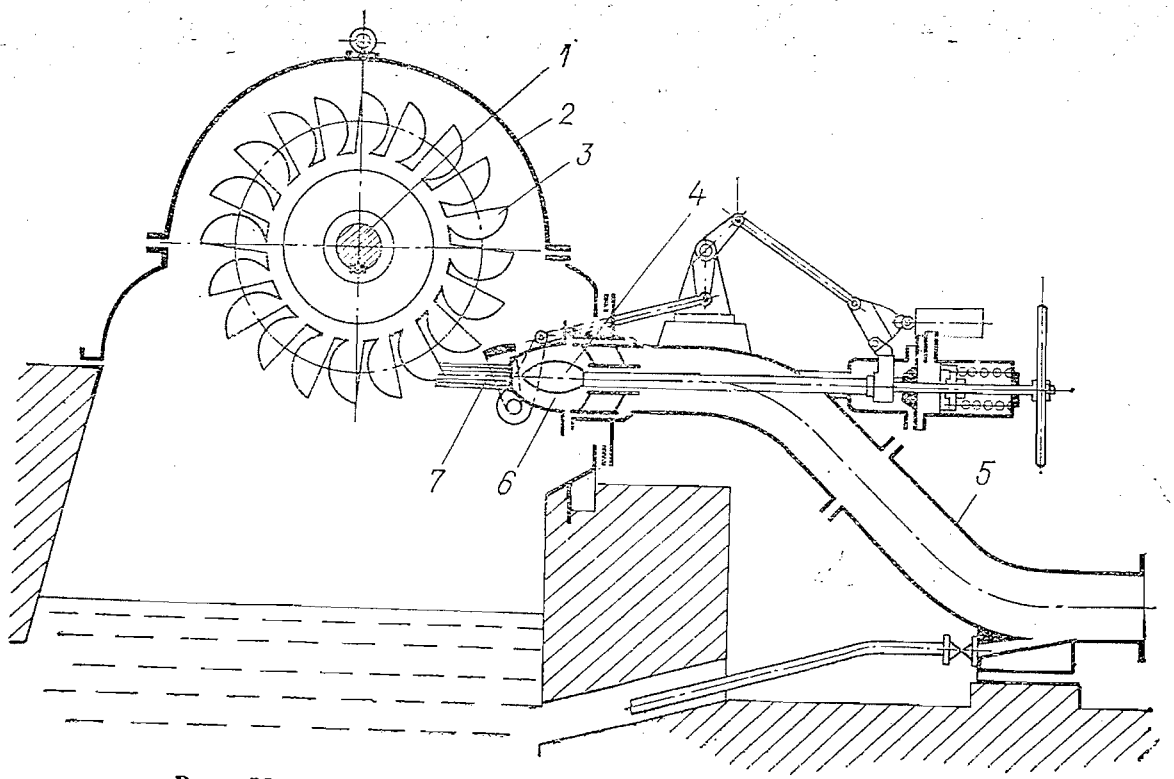


Рис. II.5. Схема горизонтальной ковшовой турбины

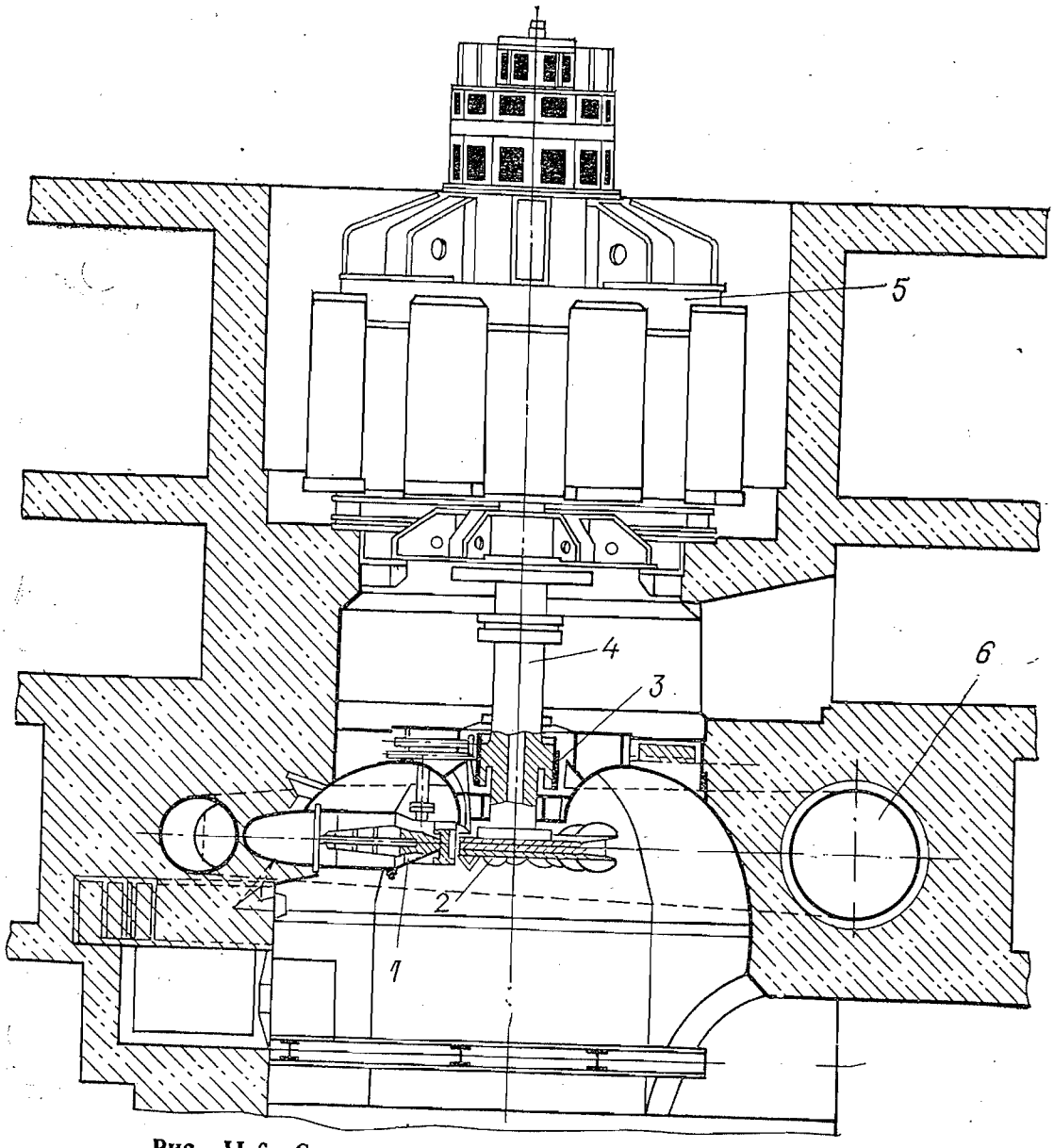


Рис. II.6. Схема вертикальной ковшовой турбины

Компоновка гидроагрегатов меняется в зависимости от напоров. Вертикальные гидроагрегаты имеют более широкое применение. Компоновка гидроагрегата определяется также типом турбины и типом генератора. У вертикальных гидроагрегатов генератор обычно располагается над турбиной и вместе с ней составляет единый агрегат. Различают подвесные и зонтичные генераторы: у подвесных — опора ротора располагается над ротором, у зонтичных — опора помещается под ротором. Колесо турбины и ротор генератора закрепляются на соответствующих валах, жестко соединенных друг с другом с помощью болтов. Вертикальный вал агрегата направляется турбинным и генераторным подшипниками.

II.2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН

Проектирование любой машины, и в частности гидротурбины, производят в такой последовательности: составляют техническое задание, разрабатывают эскизный, технический и рабочий проекты. В соответствии с ГОСТ 2.103—68 техническое задание на проектирование гидротурбин устанавливает ее технические характеристики и основные технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемой машине.

Эскизный проект, включающий совокупность чертежей, расчетов и пояснительную записку, должен давать общее представление об устройстве и принципе работы гидротурбины, определять принципиальные конструктивные решения с основными параметрами и габаритными размерами. На основе утвержденного эскизного проекта разрабатывается технический проект машины.

Технический проект представляет собой совокупность конструкторских документов, содержащих окончательный вариант конструкции и исходные данные для разработки рабочего проекта. Технический проект включает: чертежи машины в сборе и важнейших ее узлов, общие чертежи вспомогательного оборудования, схемы регулирования и автоматизации, технико-экономические обоснования, гидродинамические и прочностные расчеты, а также необходимые экспериментальные данные и результаты исследований.

Рабочий проект машины представляет собой совокупность конструкторских документов (чертежей общих и детальных, спецификаций, технических условий, формуляров и др.), необходимых для изготовления, контроля, испытаний готовой машины на заводе и на месте эксплуатации, а также для монтажа машины. Применительно к гидротурбинам эти общие положения последовательности проектирования имеют специфические особенности.

Конструкция гидротурбин зависит от напора воды. Габаритные размеры турбин низконапорных гидростанций велики, что усложняет их изготовление и транспортирование, габаритные размеры высоконапорных гидротурбин значительно меньше.

Невозможность стендовых испытаний новых готовых узлов гидротурбин в цеховых условиях предъявляет особые требования к отработке их конструкций на моделях в лабораториях на специальных стендовых установках.

Проточная часть гидротурбин и схема ее отдельных элементов — спиральной камеры, направляющих лопаток и лопастей колеса, камеры рабочего колеса и отсасывающей трубы — должны обеспечить оптимальные энергетические и кавитационные свойства турбины. Проточную часть стремятся применять минимальных размеров.

В процессе проектирования и компоновки спиральной камеры, статора, камеры направляющего аппарата, крышки турбины надо учитывать, что они выполняют в турбине двойную роль: образуют проточную часть машины и создают компактный, надежный и прочный корпус турбины, поддерживающий роторную часть — колесо с валом и привод для регулирования направляющего аппарата. В последнее время все чаще применяют компоновки, в которых крышка турбины и кольца направляющего аппарата также воспринимают большие осевые нагрузки от подпятника гидроагрегата и передают их на фундамент установки.

В процессе компоновки турбины и проектирования ее деталей учитывают возможности производства и стремятся к тому, чтобы обработка деталей была возможно проще, а срок их изготовления возможно коротким, а также учитывают условия, транспортирования деталей на место монтажа, возможности получения заготовок.

II.3. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ, ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ И ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ ГИДРОТУРБИН

Техническое задание на проектирование гидротурбины обычно определяет: суммарную мощность гидростанции ΣN, расчетный напор $H_р$, колебания напора (H_{min} и H_{max}), допустимое заглубление здания ГЭС, отметки нижнего и верхнего бьефов. Эти величины устанавливаются проектно-изыскательскими организациями, проектирующими гидростанцию. На основании этих величин ведется разработка эскизного проекта с выбором основных параметров турбины: ее системы, диаметра рабочего колеса, частоты вращения. После выбора системы и диаметра турбины определяются ее эксплуатационные характеристики и разрабатываются общая компоновка турбины и схема ее установки на гидростанции. Выбирается вспомогательное оборудование и система регулирования. На основании технического задания и утвержденного эскизного проекта разрабатываются технические условия на создание турбины.

Технические условия включают: технические требования; правила приемки; методы контроля; транспортирование и хранение; указания по эксплуатации; гарантии поставщика; технику безопасности и промышленную санитарию.

II.4. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ ПО УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Выбор основных параметров турбины обычно производится по заданным мощности, напору и отметкам нижнего и верхнего уровней воды. При колебаниях напора ($H_{max} - H_{min}$) параметры турбины (N, n, D) выбираются по расчетному напору $H_р$. Исходными материалами для выбора основных параметров турбин применительно к заданным условиям их работы служат универсальные характеристики, полученные по испытаниям моделей номенклатурных рабочих колес.

Руководствуясь расчетным напором $H_р$, выбирают систему турбины и тип ее рабочего колеса. Диаметр рабочего колеса выбирается по формуле

$$D_1 = \sqrt{N/\left(9{,}81\eta Q_1' H_р \sqrt{H_р}\right)}, \qquad (II.1)$$

где N — кВт; $H_р$ — м; Q_1' — м³/с.

При определении диаметра предварительно задаются КПД: для радиально-осевых турбин $\eta = 0{,}88 \div 0{,}90$; для поворотно-лопастных $\eta = 0{,}85 \div 0{,}87$.

Приведенный расход Q_1' (м³/с) для радиально-осевых турбин обычно берут по кривой 5 %-ного запаса мощности, а для поворотно-лопастных турбин—по условиям кавитации, чтобы высота отсасывания была реально осуществима.

Подсчитанный по формуле диаметр рабочего колеса округляется до ближайшего нормального. Диаметр поворотно-лопастных турбин, обычно работающих в условиях значительных колебаний напора, целесообразно выбирать по наименьшему напору, при котором должна быть обеспечена номинальная мощность турбины. По этому же напору определяют допустимую высоту отсасывания. Частота вращения (об/мин) турбины определяется по формуле

$$n = n_1' \sqrt{H_р}/D_1. \qquad (II.2)$$

Значение n_1' выбирают на линии характеристики, проходящей на 1—2 об/мин выше точки с оптимальным КПД для поворотно-лопастных турбин и на 2—5 об/мин—для радиально-осевых турбин. Нужно иметь в виду, что при переходе от модели к натуре с увеличением диаметра колеса приведенная частота вращения n_1' увеличивается в отношении $\sqrt{\eta_т/\eta_м}$. Поправку $\Delta n_1' = n_{1т}' - n_{1м}'$ обычно принимают постоянной для всех точек характеристики. Вычисляют ее для оптимальной точки характеристики по формуле (об/мин)

$$\Delta n_1' = n_{1o}' \left(\sqrt{\eta_{то}/\eta_{мо}} - 1\right). \qquad (II.3)$$

По найденному скорректированному значению n_I определяют номинальную частоту вращения турбины n (об/мин), округлив ее до ближайшей большей синхронной, удовлетворяющей условию

$$n = 60f/p,$$

где f — частота тока в сети (в СССР — 50 Гц); p — число пар полюсов.

Высоту (м) всасывания определяют по формуле

$$H_s = 10{,}3 - \frac{\nabla}{900} - (\sigma + \Delta\sigma)\, H. \qquad (II.4)$$

где ∇ — отметка расположения гидростанции над уровнем моря, м; σ — кавитационный коэффициент (берется из универсальной характеристики); $\Delta\sigma$ — поправка, зависящая от напора, учитывающая возможную неточность эксперимента и недостаточную изученность масштабного фактора кавитации. Рекомендуемые ЛМЗ поправки даны на рис. II.7.

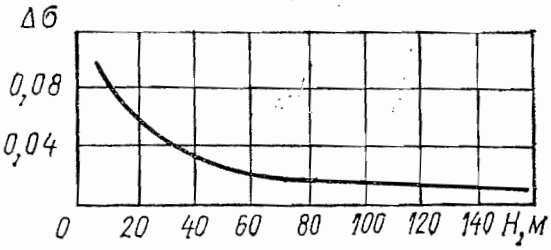


Рис. II.7. График зависимости поправки $\Delta\sigma$ от напора

Допустимая высота всасывания H_s зависит от напора и мощности, при которых работает турбина. Напор установки зависит, в свою очередь, от колебаний уровней верхнего и нижнего бьефов. Поэтому необходимо рассматривать различные сочетания уровней бьефов и напоров и для каждого находить допустимую высоту отсасывания. Прибавляя H_s к отметке воды в нижнем бьефе, можно получить для каждого случая наивысшую допустимую отметку рабочего колеса. Правильность выбора номинального диаметра и синхронной частоты вращения турбины проверяют нанесением на универсальную характеристику четырехугольника со сторонами: $n'_I = \text{const}$ при H_{min}; $n'_I = \text{const}$ при H_{max} и вершинами в точках с координатами Q'_I, соответствующими максимальной мощности при указанных двух крайних напорах. Если этот четырехугольник охватывает центральную часть характеристики, обеспечивая высокие КПД, то можно считать, что выбор параметров турбины сделан правильно. Если центральная часть характеристики окажется сильно смещенной по отношению к центру четырехугольника, то следует изменить диаметр рабочего колеса D_1 или частоту вращения турбины n, или обе эти величины.

Для высоконапорных поворотно-лопастных турбин иногда приходится применять меньшие значения Q'_I, чем это желательно по характеристике и допустимо по степени открытия регулирующих органов. Таким путем достигается уменьшение σ и обеспечение допустимой высоты всасывания H_s.

В связи с тем, что гидротурбины обычно работают в широком диапазоне разных режимов, когда при изменяющихся напоре H и мощности N изменяются расход турбины Q, ее КПД η и коэффициент кавитации σ, частоту вращения турбины, как правило, сохраняют постоянной. Поэтому для правильной эксплуатации турбины важно знать взаимную связь указанных величин. Для этого после определения диаметра турбины D_1 и ее частоты вращения производят построение рабочей и эксплуатационной универсальных характеристик.

Рабочая характеристика (см. рис. I.9) показывает зависимость КПД от нагрузки N и выражается кривой $\eta = f(N)$ при постоянных напоре H и частоте вращения n. Однако поскольку гидроэлектростанции, работающие на постоянном напоре, встречаются редко, для полной картины энергетических свойств турбины строят, пользуясь рабочими характеристиками, эксплуатационные характеристики.

Эксплуатационные характеристики показывают зависимость КПД η от нагрузки N при разных значениях напора H. Эти характеристики по форме аналогичны универсальным характеристикам и представляют собой семейство линий равных КПД в координатных осях N и H. На эксплуатационные универсальные характеристики турбин обычно наносят линию ограничения мощности, определяющую режимы с наибольшими или наименьшими допустимыми значениями мощности, и линии равных высот всасывания. Эксплуатационные характеристики крупных поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин показаны на рис. II.8 и II.9.

Построение рабочих и эксплуатационных характеристик производится на основании универсальной характеристики рабочего колеса выбранного типа для данного диаметра D_1, частоты вращения n и заданных напоров $H_р$, H_{min} и H_{max}.

Порядок построения характеристики следующий.

1. Определяют максимальный КПД турбины $\eta_{т\,max}$ с учетом поправки на масштаб модели по формуле (I.7). Полученные значения КПД наносятся на характеристику. При этом должна указываться точность определения КПД (в пределах 0,5—1,0 %). Эти поправки учитывают несоответствие модели и натуры и погрешность модельных испытаний.

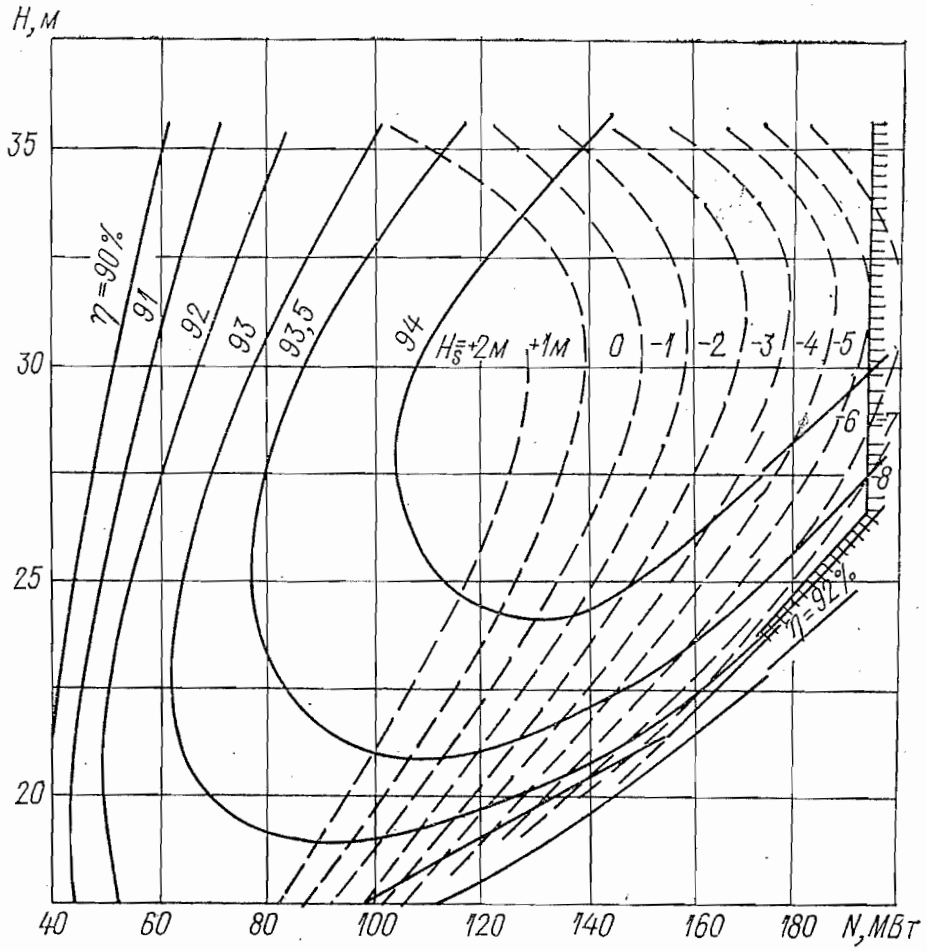


Рис. II.8. Эксплуатационная характеристика поворотно-лопастной турбины ГЭС Джердап—Железные ворота

2. Находят поправку приведенной частоты вращения на разницу КПД турбины и модели по формуле (II.3) и определяют откорректированное значение приведенной частоты вращения $n'_{1к}$, которое соответствует на универсальной характеристике модели приведенной частоте вращения n'_1.

3. По универсальной характеристике находят зависимость $\eta_м = f(Q'_1)$ при $n'_{1к}$; при этом значения приведенных расходов для радиально-осевых и пропеллерных турбин берут на линиях равных КПД, а для поворотно-лопастных турбин — на линии углов φ. Указанную зависимость составляют в табличной форме.

4. Определяют поправку КПД, учитывающую масштаб модели и натуры, и находят КПД турбины η в каждой точке; для радиально-осевых и пропеллерных турбин поправка $\Delta\eta = \eta_т - \eta_м$ принимается одинаковой для всех точек универсальной характеристики в области КПД больше 75 % и вычисляется по максимальному значению КПД, т. е. для любых точек характеристики

$$\eta_т = \eta_м + \Delta\eta = \eta_м + (\eta_{т\,опт} - \eta_{м\,опт}). \qquad (II.5)$$

Для поворотно-лопастных турбин Δη определяется по максимальному значению КПД пропеллерной характеристики при каждом данном угле поворота лопастей

рабочего колеса и принимается равновеликой вдоль линии угла установки лопасти $\varphi = \text{const}$ универсальной характеристики.

5. Подсчитывают для каждой точки (режима) мощность турбины по формуле (II.1).

6. Строят рабочую характеристику, т. е. кривую $\eta = f(N)$.

Для построения универсальной эксплуатационной характеристики диапазон изменений n'_I соответствующий заданной амплитуде колебаний H (от H_{min} до H_{max}), разбивают на четыре-пять интервалов и для полученных значений напора строят рабочие характеристики.

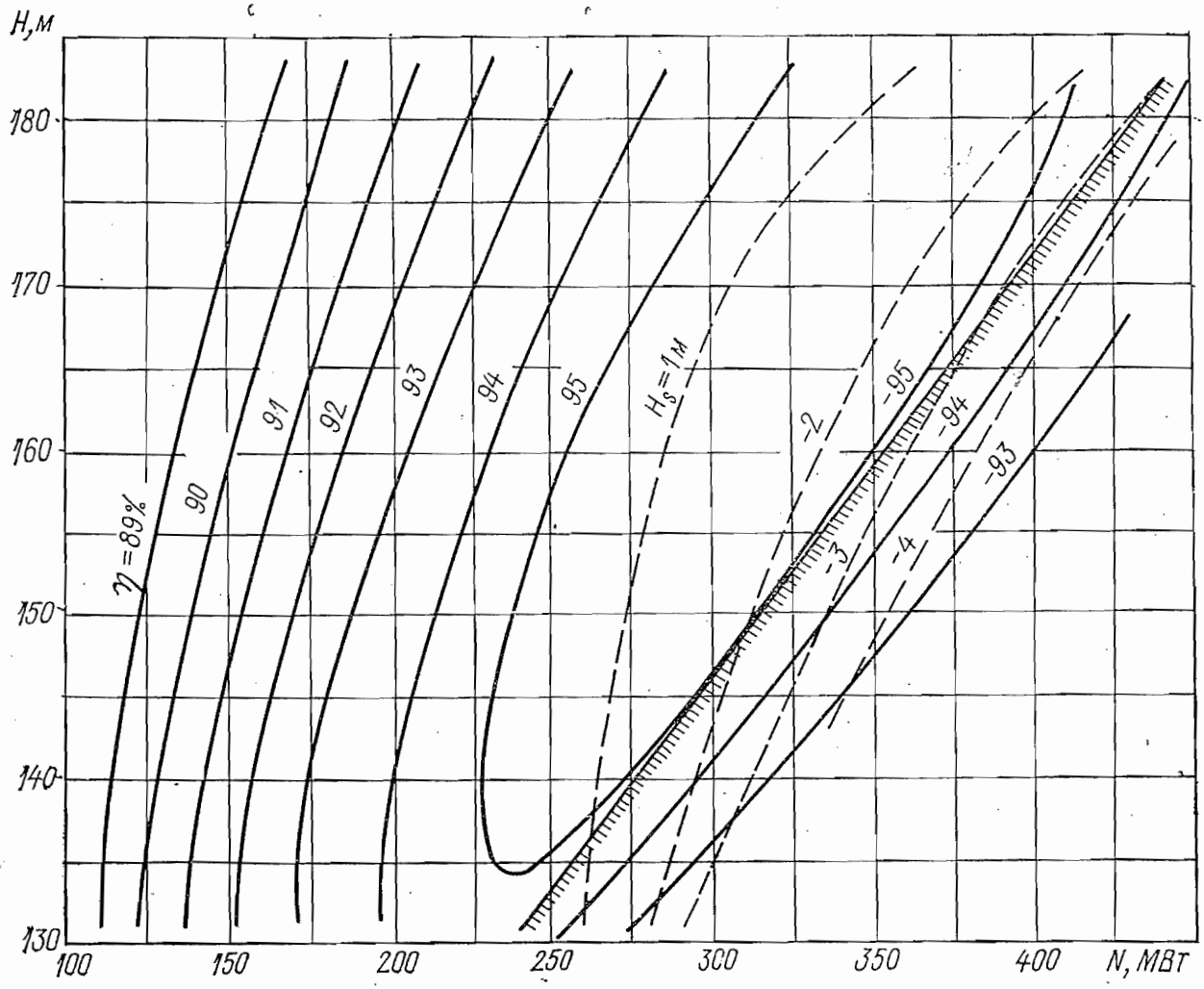


Рис. II.9. Эксплуатационная характеристика радиально-осевой турбины ГЭС Майка (Канада)

Точки равных КПД η при различных напорах переносят с рабочих характеристик на координатную сетку N, H и соединяют плавными кривыми, дающими в совокупности эксплуатационную характеристику турбины. Подсчеты для построения следует выполнять в табличной форме (форма II.1). Чтобы найти положение минимума по напору для каждой кривой $\eta = \text{const}$ эксплуатационной характеристики, нужно построить по максимуму КПД рабочих характеристик вспомогательную кривую $\eta_{max} = f(H)$, по которой можно найти максимальные значения напора H, соответствующие каждой кривой.

Линии равных высот всасывания H_s строят по значениям σ, имеющимся на главных универсальных характеристиках. Порядок построения линий равных H_s на эксплуатационной характеристике следующий:

1) для каждого из напоров, при котором строились рабочие характеристики, находят вспомогательные зависимости $N = f(Q'_I)$, причем значения Q'_I берут по главной универсальной характеристике модели;

2) для каждого из напоров составляют в табличной форме ряд последовательных зависимостей: $Q'_I = f(\sigma)$; $N = f(Q'_I)$; $H_s = f(N)$, в которых Q'_I соответствует

Форма II.1. Расчет эксплуатационной характеристики поворотно-лопастной турбины

Рабочее колесо $D_1 = \ldots$ м; $n = \ldots$ об/мин; $H_{min} = \ldots$ м; $H_p = \ldots$ м; $H_{max} = \ldots$ м; типа ПЛ ...; поправка $\Delta n'_I = \ldots$

Угол установки лопасти	Поправка для КПД	$H_1 = \ldots$ м; $H_1\sqrt{H_1} = \ldots$; $n'_{I1} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_1}} = \ldots$; $n'_{I1к} = n'_{I1} - \Delta n'_I = \ldots$; $N = 9{,}81\eta Q'_I D_1^2 H_1 \sqrt{H_1} = \ldots$				$H_2 = \ldots$ м; $H_2\sqrt{H_2} = \ldots$; $n'_{I2} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_2}} = \ldots$; $n'_{I2к} = n'_{I2} - \Delta n'_I = \ldots$; $N = 9{,}81\eta Q'_I D_1^2 H_2 \sqrt{H_2} = \ldots$				$H_3 = \ldots$ м; $H_3\sqrt{H_3} = \ldots$; $n'_{I3} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_3}} = \ldots$; $n'_{I3к} = n'_{I3} - \Delta n'_I = \ldots$; $N = 9{,}81\eta Q'_I D_1^2 H_3 \sqrt{H_3} = \ldots$				$H_4 = \ldots$ м; $H_4\sqrt{H_4} = \ldots$; $n'_{I4} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_4}} = \ldots$; $n'_{I4к} = n'_{I4} - \Delta n'_I = \ldots$; $N = 9{,}81\eta Q'_I D_1^2 H_4 \sqrt{H_4} = \ldots$			
φ, ...°	$\Delta\eta$, %	$\eta_м$, %	Q'_I, м³/с	$\eta_м + \Delta\eta$, %	N, кВт	$\eta_м$, %	Q'_I, м³/с	$\eta_м + \Delta\eta$, %	N, кВт	$\eta_м$, %	Q'_I, м³/с	$\eta_м + \Delta\eta$, %	N, кВт	$\eta_м$, %	Q'_I, м³/с	$\eta_м + \Delta\eta$, %	N, кВт
—15	$\Delta\eta_1$	$\eta_{м1}$	Q'_{I1}	Подсчитываются		$\eta_{м8}$	Q'_{I8}	Подсчитываются		$\eta_{м15}$	Q'_{I15}	Подсчитываются		$\eta_{м22}$	Q'_{I22}	Подсчитываются	
—10	$\Delta\eta_2$	$\eta_{м2}$	Q'_{I2}			$\eta_{м9}$	Q'_{I9}			$\eta_{м16}$	Q'_{I16}			$\eta_{м23}$	Q'_{I23}		
—5	$\Delta\eta_3$	$\eta_{м3}$	Q'_{I3}			$\eta_{м10}$	Q'_{I10}			$\eta_{м17}$	Q'_{I17}			$\eta_{м24}$	Q'_{I24}		
0	$\Delta\eta_4$	$\eta_{м4}$	Q'_{I4}			$\eta_{м11}$	Q'_{I11}			$\eta_{м18}$	Q'_{I18}			$\eta_{м25}$	Q'_{I25}		
5	$\Delta\eta_5$	$\eta_{м5}$	Q'_{I5}			$\eta_{м12}$	Q'_{I12}			$\eta_{м19}$	Q'_{I19}			$\eta_{м26}$	Q'_{I26}		
10	$\Delta\eta_6$	$\eta_{м6}$	Q'_{I6}			$\eta_{м13}$	Q'_{I13}			$\eta_{м20}$	Q'_{I20}			$\eta_{м27}$	Q'_{I27}		
15	$\Delta\eta_7$	$\eta_{м7}$	Q'_{I7}			$\eta_{м14}$	Q'_{I14}			$\eta_{м21}$	Q'_{I21}			$\eta_{м28}$	Q'_{I28}		

Примечание. Значения $\eta_{м\,1—28}$ и $Q'_{I\,1—28}$ берутся из универсальной характеристики для разных $H_{1—4}$ на пересечении $n'_{Iк}$ с углами φ.

значению σ, имеющемуся на главной универсальной характеристике. N вычисляют, пользуясь ранее построенными кривыми $N = f(Q_I')$; высота всасывания определяется по формуле (II.4);

3) для каждого из напоров строят кривые $H_s = f(Q_I')$, а лежащие на них точки равных H_s переносят на эксплуатационную характеристику турбины и соединяют плавными линиями.

Построение линии ограничения мощности на эксплуатационной характеристике для радиально-осевых турбин производят по линии 5 %-ного запаса мощности главной универсальной характеристики или непосредственно по рабочим характеристикам, если отсутствует линия 5 %-ного запаса мощности на универсальной характеристике.

У поворотно-лопастных турбин при напорах выше расчетного $H_р$ мощность турбины ограничивается максимальным углом установки лопастей $\varphi_{max} = \text{const}$, а при напорах ниже расчетного — максимальным открытием направляющего аппарата $a_{0\,max} = \text{const}$. Величины φ_{max} и $a_{0\,max}$ на главной универсальной характеристике турбины определяются положением расчетной точки, соответствующей номинальной мощности N при расчетном напоре $H_р$. Мощность может также ограничиваться мощностью генератора, кавитационными условиями и т. п. При построении эксплуатационной характеристики не всегда возможно полное геометрическое подобие модели и турбины.

Изменения отдельных конструктивных размеров направляющего аппарата и статора при неизменной форме колец и профиля лопаток направляющего аппарата и при соблюдении равенства отношения высоты и диаметра направляющего аппарата к диаметру рабочего колеса модели и натуры не оказывают заметного влияния на параметры турбины.

Форма турбинной камеры оказывает существенное влияние на параметры турбины. Переход от широкой (открытой) камеры к спиральной создает дополнительные потери напора на трение, которые растут с увеличением быстроходности турбины и имеют тем большее значение, чем уже спиральная камера.

Переход от открытой камеры к спиральной снижает КПД в максимуме рабочей характеристики примерно на 0,5 %, а при больших открытиях одновременно уменьшает мощность на 2—5 %.

Большое влияние на характеристики турбины оказывает переход от прямой отсасывающей трубы к изогнутой, так как здесь существенными становятся местные потери энергии от изменения величины и направления скорости в колене трубы. Величина снижения КПД и мощности в этом случае зависит от формы изогнутой трубы и глубины ее, а также от типа турбины. Для радиально-осевых турбин при переходе от прямой конической отсасывающей трубы к изогнутой с равновеликими выходными сечениями труб уменьшение КПД будет составлять 0,5—1,0 % в зависимости от мощности турбины. При полной мощности снижение КПД будет больше, при частичной нагрузке снижение КПД будет уменьшаться. У поворотно-лопастных турбин, особенно быстроходных, влияние формы отсасывающей трубы на КПД и расход еще более заметно. Поэтому при выборе параметров этих турбин необходимо пользоваться характеристиками, которые получены при испытаниях модели с полным моделированием отсасывающей трубы.

II.5. ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН

Натурные испытания осуществляются с целью проверки соответствия эксплуатационных свойств гидротурбин техническим условиям и начинаются сразу же после пуска агрегатов. Необходимость в проведении промышленных испытаний возникает также в тех случаях, когда решаются вопросы, связанные с перемаркировкой мощности агрегата или с заменой оборудования.

По своему характеру испытания можно разделить на следующие основные типы: прочностные; вибрационные; энергетические; кавитационные.

Прочностные испытания. Прочностные исследования ставят своей задачей изучение напряженного состояния наиболее ответственных деталей гидротурбин. Напряжения, как правило, определяются тензометрическим методом. Сущность метода заключается в том, что на поверхности исследуемой детали закрепляется чувствительный к деформации элемент — проволочный датчик. Этот рабочий датчик вместе

с таким же термокомпенсационным датчиком и двумя регулируемыми сопротивлениями (устанавливаемыми в приборе) составляет измерительный мост. Компенсационный датчик устанавливается в тех же температурных условиях, что и рабочий, но не связан с деформируемой деталью и поэтому исключает погрешность от температуры.

При деформации детали изменяются длина и сечение рабочего датчика и соответственно его электрическое сопротивление. Изменение сопротивления рабочего датчика, включенного в одно из плеч моста, дает определенную разбалансировку всего моста. Эта разбалансировка и служит мерой деформации детали. Закрепленный на поверхности детали датчик реагирует на растяжение и сжатие металла, а также на статические и динамические напряжения. Надежные результаты измерений получаются в тех случаях, когда сопротивление изоляции датчиков близко или более 1 МОм.

Из всех видов прочностных натурных испытаний наибольшую сложность представляет определение напряженного состояния лопастей рабочих колес. Сложность этих экспериментов связана с решением двух задач: защитой датчиков и измерительных коммуникаций от попадания воды и съемом сигнала с ротора агрегата. Надежная работа тензодатчиков обеспечивается в тех случаях, когда закладка датчиков и проводов производится в специально созданные в теле лопасти пазы. После установки и распайки тензодатчиков производится их защита от попадания воды с помощью специальной пасты, на которую затем наносится слой стеклоткани, пропитанной эпоксидной смолой.

Схема прокладки измерительных коммуникаций для прочностных испытаний лопастей показана на рис. II.10. Поскольку лопасти могут иметь индивидуальные особенности, то для получения достоверного материала прочностные испытания проводятся на нескольких лопастях. Сложным моментом в проведении прочностных исследований лопастей является съем сигнала с вращающейся части агрегата. Используемые в настоящее время схемы действуют в следующей последовательности: сигнал первоначально усиливается и лишь после этого снимается через токосъемник *3* и записывается на осциллограф. Практически это достигается установкой на вал агрегата усилителей *4* и балансировочных устройств *5* к каждому тензометрическому полумосту (см. рис. II.10). Для осуществления многоточечных измерений при ограниченном числе усилителей на вал агрегата помещается также дистанционно управляемый блок переключателя *1*, связанный кабелем *2* с датчиками на лопастях. По команде с пульта управления блок переключателя подсоединяет нужную группу датчиков. Точность измерения напряжений по изложенной схеме оценивается 5 МПа.

В качестве иллюстрации на рис. II.11 показаны в одном масштабе осциллограммы напряжений лопасти мощной радиально-осевой гидротурбины при различных нагрузках агрегата: $N_a = 80$ МВт (*а*); $N_a = 200$ МВт (*б*); $N_a = 280$ МВт (*в*). Тензодатчики *1*, *3*, *5* расположены в районе выходной кромки лопасти *15* и ступицы колеса. Общая двойная амплитуда динамических напряжений обозначена $\sigma_{дин}$, а статические напряжения — $\sigma_{ст}$. Анализ осциллограмм сводится к определению уровня статических и динамических напряжений.

Регистрируемые в наиболее нагруженных местах лопастей поворотно-лопастных и радиально-осевых турбин статические напряжения не превышают 100 МПа и в целом удовлетворительно согласуются с данными теоретических прочностных расчетов. Вместе с тем по отдельным лопастям может наблюдаться значительный разброс, который объясняется как производственными отклонениями в лопастной системе (по толщинам, шагу, углу установки лопастей), так и неточностью наклейки тензометров.

Динамические напряжения в лопастях чувствительны к режиму работы турбины. Оптимальной по КПД зоне рабочей характеристики агрегата $\eta_a = f(N_a)$ при $H = \text{const}$ соответствуют низкие значения динамических напряжений. По мере отхода от режимов с высоким уровнем КПД в сторону форсирования мощности динамические напряжения резко возрастают. Увеличение $\sigma_{дин}$ наблюдается также при снижении мощности агрегата по сравнению с оптимальной. Достигнув высоких значений при некоторой частичной нагрузке, они снижаются обычно при дальнейшем уменьшении мощности агрегата, так как энергия потока на этих режимах невелика. Величина динамических напряжений изменяется не только от нагрузки агрегата, но и от напора. Фиксируемые в экспериментах амплитуды динамических

напряжений невелики по абсолютной величине (около 10 МПа), но в относительных величинах они могут составлять до 15 % уровня статических напряжений.

Динамические напряжения в лопастях обусловлены взаимодействием пульсирующего потока и колеблющейся системы. По характеру наблюдаемых частот на-

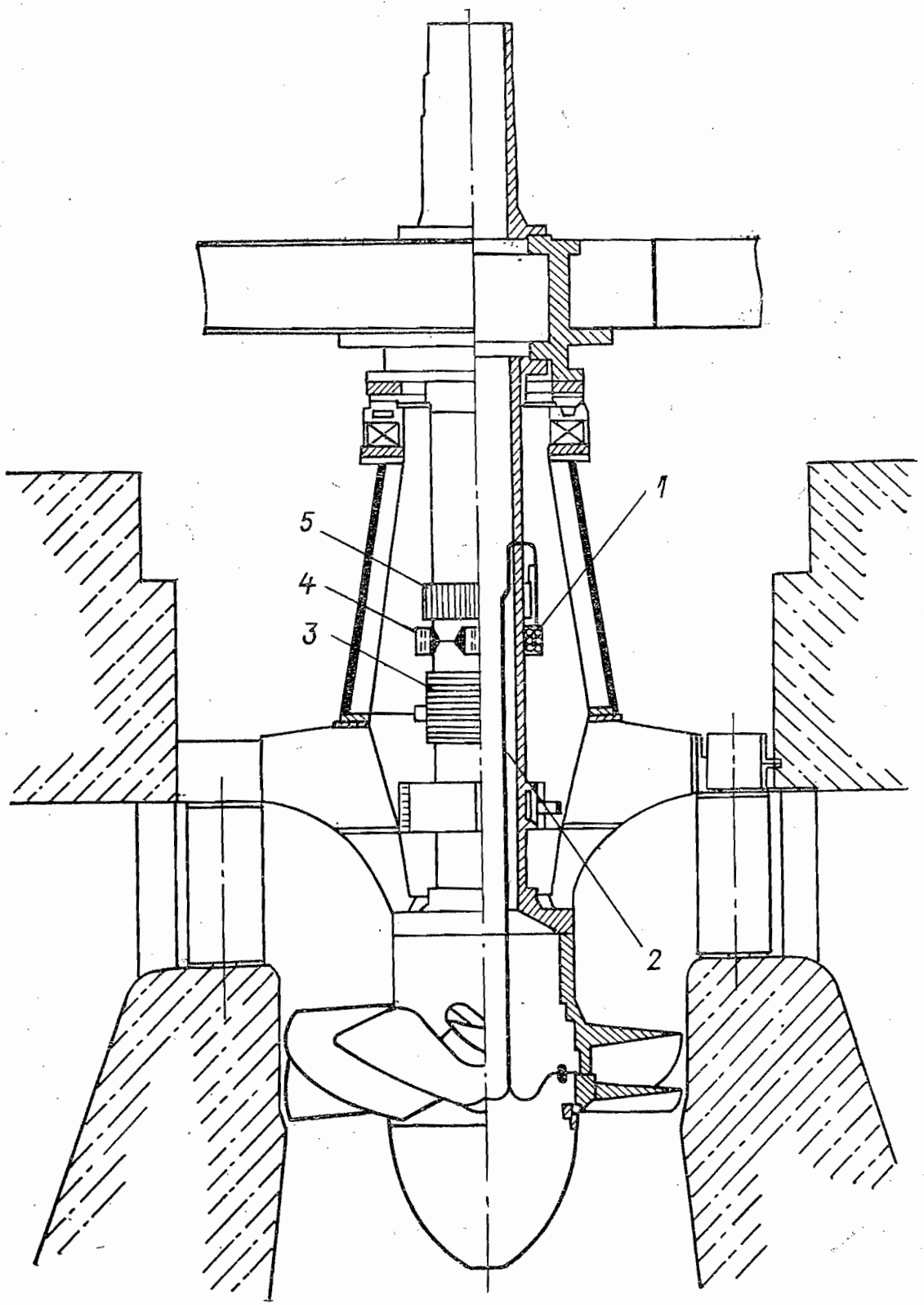


Рис. II.10. Общая схема измерений на поворотно-лопастной турбине

пряжения $\sigma_{дин}$ могут быть разделены на две составляющие: высокочастотную и низкочастотную. Под низкими частотами понимаются частоты, сопоставимые с оборотной; частоты, равные или выше лопаточной, следует относить к высоким. Общее значение динамических напряжений практически всегда складывается из этих двух типов колебаний.

На режимах частичных нагрузок $N \approx (0{,}5 \div 0{,}6)\, N_н$ бóльшая доля падает, как правило, на низкочастотную составляющую динамических напряжений. Для радиально-осевых турбин эта частота равна разности частот вращения турбины и «вихревого жгута» в отсасывающей трубе. Поскольку частота «вихревого жгута» изменяется от режима к режиму, то изменяется также и частота динамических на-

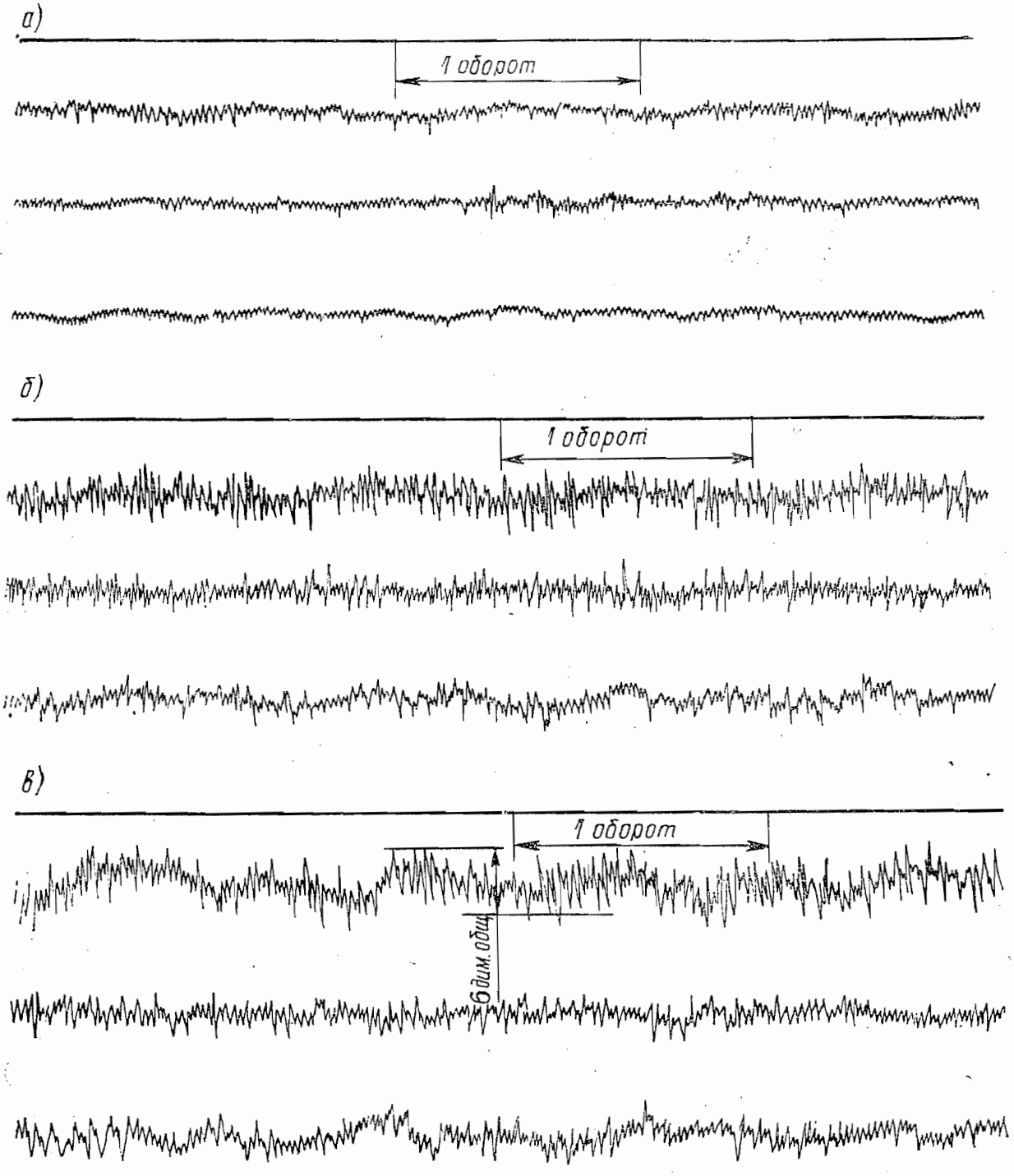


Рис. II.11. Осциллограмма напряжений лопасти радиально-осевой турбины при H = = 255 м

пряжений. На оптимальном по КПД и близком к нему режимах низкочастотная составляющая резко уменьшается и имеет чаще всего оборотную частоту. Низкочастотная составляющая напряжений в ряде случаев проявляется также в виде колебаний двойной оборотной частоты.

Высокочастотная составляющая $\sigma_{дин}$ наблюдается при больших открытиях направляющего аппарата. Эта составляющая проявляется с лопаточной частотой и с собственной частотой колебаний лопасти, которая для высоконапорных радиально-осевых турбин превышает 100 Гц. Наложение высокочастотного спектра осложняет обработку осциллограмм и, в частности, определение максимальной амп-

литуды $\sigma_{дин}$. Особенно это относится к тем режимам, где высокочастотной составляющей принадлежит большая роль. В таких случаях за максимальную величину динамических напряжений следует принимать амплитуду, наблюдаемую на осциллограмме не реже двух раз за один оборот машины.

Вибрационные испытания. Вопросы оценки вибрационного состояния гидроагрегатов изложены в работе [3]. Чаще всего на действующих ГЭС приходится сталкиваться с проблемой повышенных вибраций корпусов направляющих подшипников агрегатов, так как на них передается, в конечном итоге, действие всех основных возмущающих сил: гидродинамических, электрических, механических.

Вибрация подшипников зависит как от конструкции, так и от динамических сил. Рассмотрим наиболее простой способ повышения вибрационной надежности подшипников, основанный на снижении уровня действующей нагрузки. При исследованиях первоначально находят жесткость корпусов (опор) направляющих подшипников. Она определяется по изменению вибраций опор в двух взаимно перпендикулярных плоскостях сбалансированного и дебалансированного (путем установки механического груза на спицу ротора генератора) агрегатов.

При большой жесткости корпуса подшипника определение ее величины может оказаться затруднительным из-за необходимости установки большого механического груза на спицу ротора генератора. В этом случае следует воспользоваться упругими деформациями вкладышей и регулирующих прокладок (болтов) подшипника и определить их жесткость по разности биения вала сбалансированного и дебалансированного агрегатов.

Зная жесткость опор, по программе расчета вынужденных колебаний валов гидроагрегатов вычисляют коэффициенты влияния α_{iy}, представляющие собой перемещение опор гидроагрегата от единичных сил, приложенных отдельно на источниках возбуждения вибраций: на рабочем колесе *1*, роторе генератора *2* и возбудителе *3*. После этого из решения системы уравнений для каждой из двух взаимно перпендикулярных плоскостей определяются на исследуемом режиме направления и значения сил в фиксированный момент времени:

$$\left.\begin{aligned} \alpha_{11}F_к + \alpha_{12}F_г + \alpha_{13}F_в = B_{т.\,п};\\ a_{21}F_к + \alpha_{22}F_г + \alpha_{23}F_в = B_{н.\,г.\,п};\\ \alpha_{31}F_к + \alpha_{32}F_г + \alpha_{33}F_в = B_{в.\,г.\,п}, \end{aligned}\right\} \qquad (II.6)$$

где α_{11}, α_{12}, α_{13} — вибрации корпуса турбинного подшипника от единичных сил; α_{21}, α_{22}, α_{23} — вибрации корпуса нижнего генераторного подшипника от единичных сил; α_{31}, α_{32}, α_{33} — вибрации корпуса верхнего генераторного подшипника от единичных сил; $F_к$, $F_г$, $F_в$ — составляющие сил со стороны рабочего колеса, ротора генератора и возбудителя; $B_{т.\,п}$, $B_{н.г.п}$, $B_{в.г.п}$ — измеренные составляющие вибраций опор соответственно турбинного, нижнего и верхнего генераторных подшипников.

Спектр вибраций может содержать несколько частот и уравнение (II.6) используется раздельно для каждой из составляющей вибраций. Для разложения спектра вибраций по амплитудам и частотам используется метод выявления скрытых периодичностей [2]. Решив систему уравнений (II.6), можно выявить силу, определяющую в наибольшей степени уровень вибраций того или иного подшипника.

Динамическая нагрузка на подшипник вычисляется по одному из следующих выражений:

$$R_п = C_п A_п; \qquad (II.7)$$

$$R_п = C'_п \delta_{уп.\,п}, \qquad (II.8)$$

где $C_п$ — жесткость корпуса подшипника; $A_п$ — амплитуда вибраций корпуса подшипника; $C'_п$ — жесткость вкладышей и регулирующих прокладок подшипника; $\delta_{уп.п}$ — амплитуда упругих деформаций вкладышей и регулирующих прокладок подшипника.

Формулу (II.8) следует использовать в тех случаях, когда не удается определить жесткость корпуса подшипника.

Рассмотрим пример повышения вибрационной надежности поворотно-лопастной турбины диаметром $D_1 = 8{,}0$ м, на которой наблюдалась повышенная скорость

роста биения турбинного подшипника. Гидроагрегат имеет два подшипника: генераторный и турбинный. Измерение вибраций корпусов подшипников выполняется с помощью стандартной аппаратуры: вибродатчиков инерционного типа К-001 и осциллографа Н-700. Датчики устанавливаются в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: верхний бьеф — нижний бьеф (*ВБ—НБ*) и правый берег — левый берег (*ПБ—ЛБ*). Одновременно в зоне турбинного подшипника определяется биение вала в плоскостях *ВБ—НБ* и *ПБ—ЛБ*.

Для нахождения жесткостей подшипников на спицу ротора генератора устанавливается механический груз, который создает центробежную силу около 190 кН.

Годограф изменения вибраций корпуса генераторного подшипника на режиме синхронного компенсатора до и после установки груза показан на рис. II.12, *а*.

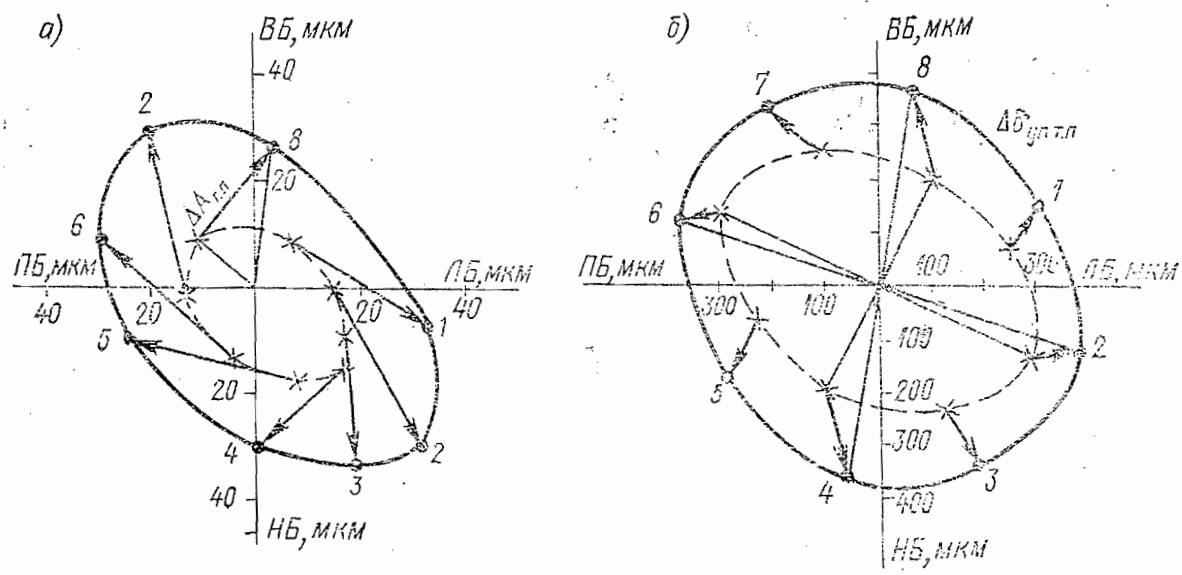


Рис. II.12. К определению жесткости генераторного и турбинного подшипников:
———— — перемещение без груза; ——— — перемещение с грузом

Среднее приращение вибраций корпуса составляет $\Delta A_{г.п} = 30$ мкм. Аналогичный годограф для корпуса турбинного подшипника построить не удается, так как изменение вибраций до и после установки груза находится в пределах точности эксперимента. По этой причине приходится ограничиться определением жесткости вкладышей и регулирующих прокладок турбинного подшипника. Из построенного на рис. II.12, *б* годографа изменения биения вала до и после установки груза получаем среднее приращение биения вала в зоне турбинного подшипника $\Delta\delta_{уп.т.п} =$ $= 120$ мкм.

Согласно расчетной схеме, приведенной на рис. II.13, распределение центробежной силы 190 кН между генераторным и турбинным подшипниками, будет соответственно 120 и 70 кН. Тогда жесткость корпуса генераторного подшипника, рассчитанная по формуле $C_{г.п} = R_{г.п}/\Delta A_{г.п}$, равна $4 \cdot 10^7$ кН/см. Жесткость вкладышей турбинного подшипника совместно с регулирующими прокладками, рассчитанная по формуле $C'_{т.п} = R_{т.п}/\delta_{уп.т.п}$, равна $6 \cdot 10^6$ кН/см.

По известным значениям $C_{г.п}$ и $C'_{т.п}$ строятся линии прогиба вала агрегата от действия поперечных сил, которые иллюстрируют коэффициенты влияния α_{iy}. Оказывается, что деформации вкладыша и регулирующих прокладок турбинного подшипника определяются прежде всего динамическими силами от рабочего колеса (рис. II.13). Значения сил находятся из решения системы уравнений (II.6), которая для рассматриваемого гидроагрегата принимает вид:

$$\alpha'_{11}F_к + \alpha'_{12}F_г = B'_{т.п}; \quad \alpha_{21}F_к + \alpha_{22}F_г = B_{г.п},$$

где α'_{11}, α'_{12} — упругие деформации вкладышей и регулирующих прокладок турбинного подшипника от радиальных сил, приложенных соответственно к рабочему колесу и ротору генератора; $B'_{т.п}$ — составляющая упругой деформации вкладыша и регулирующих прокладок турбинного подшипника от усилий колеса и генератора.

Для перехода от измерений составляющей биения вала к составляющей упругой деформации вкладыша $B'_{т.п}$ необходимо из первой вычесть зазор вал—вкладыш, который для данного агрегата составляет $\Delta = 0{,}15$ мм на сторону.

Из анализа материалов испытаний следует, что сила гидродинамического небаланса колеса оборотной частоты имеет практически одинаковое направление при существующих на ГЭС напорах и мощностях агрегата (рис. II.14). Это позволяет уменьшить нагрузку на турбинный подшипник введением искусственной силы, действующей в противофазе с силой гидродинамического небаланса. Создание такой силы достигается установкой груза на спицу ротора генератора. Величина груза выбирается из условия снижения нагрузки на турбинный подшипник на 60—70 кН при работе агрегата с номинальной мощностью. Снижение биения вала после ввe-

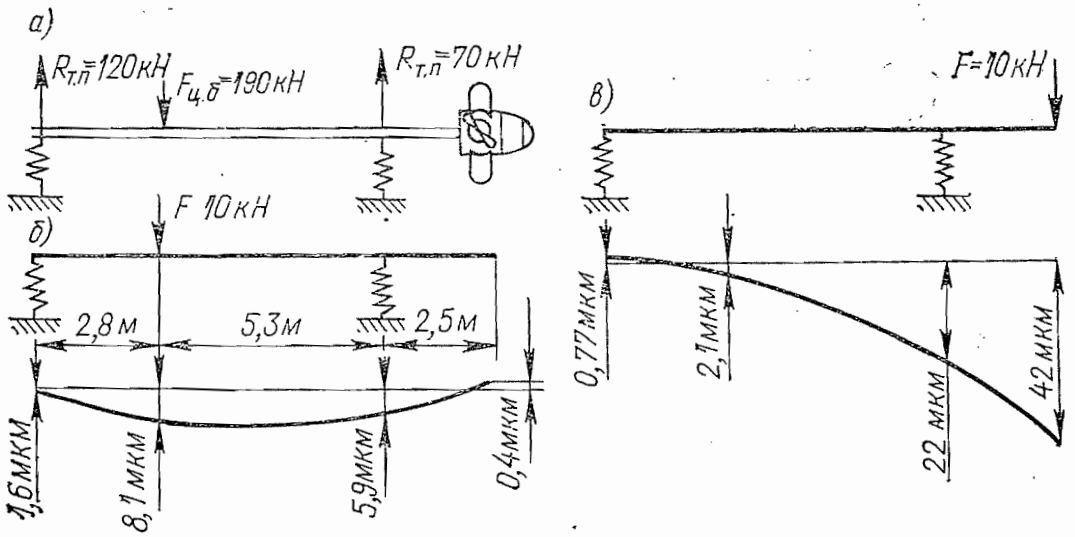


Рис. II.13. Расчетная схема гидроагрегата и линия вала от поперечной силы $F = 10$ кН: *а* — расчетная схема; *б* — сила $F = 10$ кН приложена к ротору генератора; *в* — сила $F = 10$ кН приложена к рабочему колесу

дения искусственной силы достигается за счет уменьшения упругих деформаций вкладыша подшипника.

По изложенной схеме повышена вибрационная надежность направляющих подшипников турбин на ряде действующих ГЭС, где превалирующее значение имели радиальные силы оборотной частоты.

Энергетические испытания. В зависимости от характера определения расхода воды энергетические испытания могут давать абсолютные или относительные значения КПД. В испытаниях по определению абсолютного КПД требуется измерение абсолютного расхода тем или иным методом, в то время как при определении относительного значения КПД агрегата достаточно ограничиться измерением более простой характеристики потока, связанной с абсолютным расходом воды [23]. Учитывая сложность техники измерения абсолютного расхода, энергетические испытания проводят чаще всего относительным методом. Этот метод основан на использовании зависимости средней скорости потока и, следовательно, расхода Q от разности давлений Δh на разных радиусах одного и того же радиального сечения (расходомерного створа) спиральной камеры

$$Q = A\Delta h^n, \tag{II.9}$$

где A — коэффициент пропорциональности; n — показатель степени. Тогда относительное значение КПД агрегата будет равно:

$$A\eta_a = \frac{N_a}{9{,}8\ \Delta h^n H_б}, \tag{II.10}$$

где N_a — мощность агрегата; $H_б$ — напор блока.

Полагая, что максимальное относительное значение КПД рабочей характеристики агрегата $A\eta_a = f(N_a)$ при $H_б = \text{const}$ соответствует максимальному абсолютному КПД агрегата на характеристике для данного напора, можно произвести

пересчет зависимости $A\eta_a = f(N_a)$ в характеристику вида $\eta_a = f(N_a)$. Допущение о том, что КПД натурной машины равен гарантированному заводом, основывается на результатах многочисленных натурных испытаний, которые дают расхождения с заводскими гарантиями, как правило, не более 2—3 % для оптимальной зоны работы турбины.

Показатель степени n в выражении (II.9) принимается обычно 0,5 (теоретическое значение), хотя фактическое значение зависит от выполнения расходомерного створа и может колебаться от 0,48 до 0,52. Последнее обстоятельство следует иметь в виду при изучении индивидуальных особенностей гидротурбин на ГЭС. Поскольку

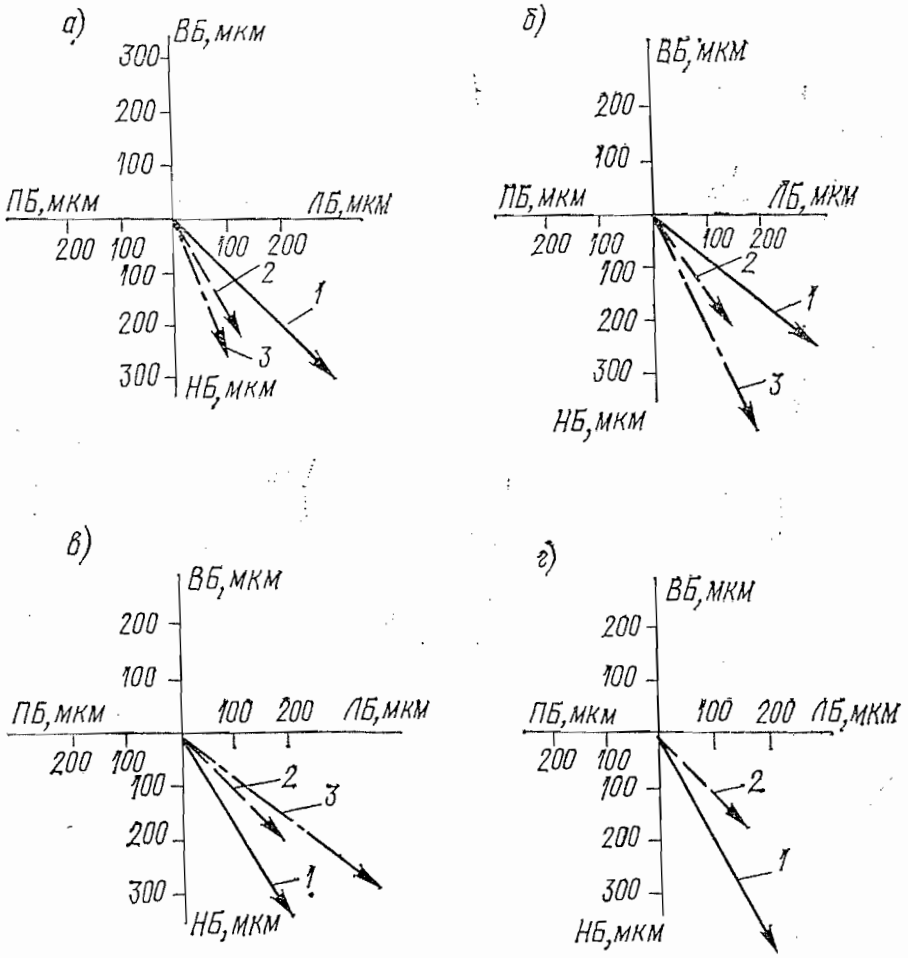


Рис. II.14. Векторы биения вала в фиксированный момент времени при различных режимах работы агрегата: *а* — N_a = — 20 МВт; *б* — N_a = 30 МВт; *в* — N_a = 40 МВт; *г* — N_a = = 50 МВт;

1 — H = 16,5 м; *2* — H = 13,6 м; *3* — H = 11,0 м

испытания всех агрегатов осуществляются из предположения $n = 0{,}5$ (действительное значение n может быть определено только путем абсолютного замера расхода), то это может привести к ошибкам в определении формы рабочих характеристик. При этом ошибка от того, что $n \neq 0{,}5$, возрастает по мере отхода от оптимальной по КПД зоны работы турбины. Вместе с тем относительный метод является незаменимым для проведения сравнительных энергетических испытаний на одном агрегате даже в условиях незнания фактического значения n.

Кавитационные испытания. Кавитационные испытания осуществляются для решения двух следующих задач:

1) уточнения заводских гарантий по высотам всасывания H_s, определяющих начало влияния кавитации на энергетические характеристики турбины (КПД, мощность);

2) оценки эрозионной опасности различных эксплуатационных режимов.

Определение критического кавитационного режима гидроагрегата в натурных условиях основывается на выявлении снижения КПД турбины из-за кавитации [23]. Исследования сводятся к снятию рабочих характеристик агрегата $\eta_a = f(N_a)$

при постоянстве напора и высоты всасывания. Критический кавитационный режим гидротурбины определяется совмещением рабочих характеристик, полученных при испытаниях на различных высотах всасывания, но при одном и том же напоре (рис. II.15). Мощность, при которой наблюдается расхождение рабочих характеристик по КПД, принимается за критическую для данного напора и высоты всасывания.

Практически получение необходимых рабочих характеристик $\eta_a = f(N_a)$ достигается проведением испытаний при различных уровнях воды в верхнем и нижнем бьефах и разных режимах работы ГЭС.

Для нахождения критического кавитационного режима не обязательно измерять абсолютное значение КПД. Критический кавитационный режим может быть найден по изменению относительного КПД агрегата $\Delta\eta_a$, определение которого основано на зависимости расхода воды от перепада пьезометрического напора между двумя точками спиральной камеры и было изложено выше. Использование относительного способа измерения расхода существенно упрощает исследования, не снижая точности получаемых результатов.

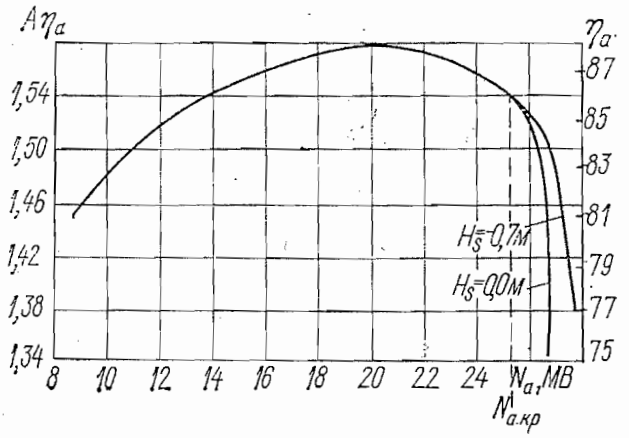


Рис. II.15. Рабочие характеристики агрегата при $H = 19{,}05$ м

Оценка эрозионной опасности различных эксплуатационных режимов может быть получена методом скоростной эрозии. Этот метод основан на использовании образцов из легкоразрушаемого материала, которые устанавливаются на лопастях (или камере) рабочего колеса. В качестве характеристики кавитационного воздействия в таких испытаниях правильно использовать потерю массы материала в единицу времени во всех зонах проточной части, подверженных кавитационному воздействию. Однако большая трудоемкость метода приводит к тому, что пластины из легкоразрушаемого материала устанавливаются, как правило, только в наиболее подверженной кавитационному воздействию зоне лопастей, а интенсивность кавитационного воздействия определяется по объему вмятин, образующихся на единице площади обтекаемой поверхности в единицу времени. Последний подход к оценке кавитационного воздействия особенно часто используется в тех случаях, когда разрабатываются конструктивные мероприятия по снижению эрозионных разрушений тех или иных элементов действующей турбины.

На некоторых ГЭС выявление опасных в эрозионном отношении режимов может осуществляться непосредственно по результатам осмотра материала лопастей. В таких экспериментах необходимо поддерживать заданный режим работы турбины в течение нескольких тысяч часов (трех-четырех тысяч), после чего на основе данных визуального осмотра можно определить интенсивность кавитационного износа.

Большая сложность метода скоростной эрозии ограничивает его применение в натурных условиях. Поэтому в отдельных случаях производят косвенную оценку кавитационного воздействия акустическим методом [7, 36]. Акустический метод основан на регистрации кавитационных пульсаций, возникающих при замыкании пузырьков в проточной части турбины. Регистрация интенсивности шума в ультразвуковом спектре частот (от 50 до 640 кГц) производится на отдельных фиксированных частотах, после чего интегрированием спектрограммы определяется интегральная интенсивность кавитационного шума.

II.6. РАБОТА ГИДРОАГРЕГАТА В РЕЖИМЕ СИНХРОННОГО КОМПЕНСАТОРА

Гидрогенераторы, являясь обратимыми синхронными машинами, при необходимости могут быть использованы как двигатели для работы в режимах синхронных компенсаторов (СК), в котором генератор не несет активной нагрузки, а выдает реактивную мощность или потребляет ее из сети. Работа гидроагрегатов в режиме СК может потребоваться при дефиците в энергосистеме реактивной мощности и

вызванной этим необходимости включения в сеть гидрогенераторов для выдачи реактивной мощности в часы малых активных нагрузок или при недостатке воды для выдачи активной мощности. При работе агрегатов в режиме СК энергетическая система обеспечивается вращающимся резервом мощности, который может быть немедленно введен в действие.

Во избежание значительных потерь энергии, необходимой для вращения рабочего колеса турбины в воде, при переводе агрегата в режим СК камеру рабочего колеса сначала освобождают от воды. При этом количество затрачиваемой энергии уменьшается в 5—7 раз, так как она расходуется только на трение в опорах, на вентиляционные потери и на возбуждение генератора. При уровне воды в нижнем бьефе ниже рабочего колеса при переводе в режим СК под крышку турбины впускают атмосферный воздух. Из-за срыва вакуума в зоне рабочего колеса оно полностью освобождается от воды и вращается только в воздушном пространстве. В гидротурбинах, в которых уровень воды в нижнем бьефе выше рабочего колеса, устройств для срыва вакуума недостаточно, в связи с чем устанавливают специальные клапаны для впуска воздуха под давлением, подводимого по трубопроводам из специального воздухосборника (ресивера).

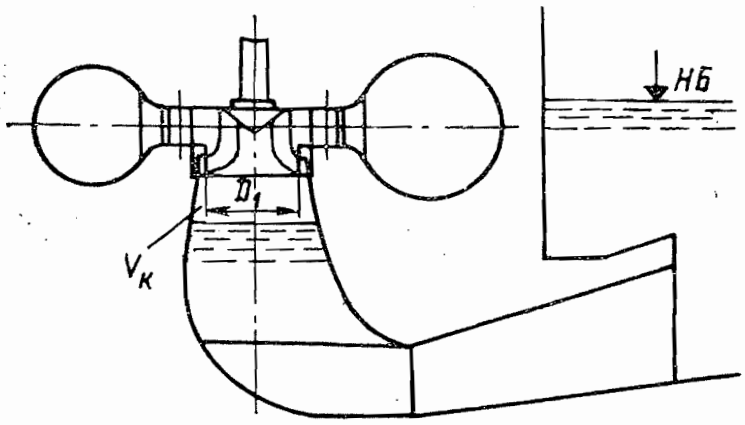


Рис. II.16. Схема проточной части гидротурбины к определению объема воздуха для режима синхронного компенсатора

Отжатие воды из камеры рабочего колеса осуществляют сжатым воздухом, подаваемым из ресивера с номинальным давлением воздуха 0,8; 2,0 и 4,0 МПа. Отжатие воды производят на гидроагрегате, работающем в моторном режиме при закрытом направляющем аппарате, герметичность которого уменьшает потери воздуха за счет уноса его с просочившейся водой.

Подвод воздуха из ресивера на радиально-осевых турбинах осуществляют через одну или две точки крышки турбины в район расположения разгрузочных отверстий в ступице рабочего колеса. В осевых и диагональных гидротурбинах воздух обычно подводят через одну точку крышки турбины в зону за лопатками направляющего аппарата.

Оборудование системы отжатия воды состоит из нескольких компрессоров и ресиверов, воздушных трубопроводов и других устройств.

Основными параметрами оборудования для работы гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора являются объем ресивера, производительность компрессоров для зарядки ресиверов, диаметр трубопроводов, по которым осуществляется подача сжатого воздуха в камеру рабочего колеса, производительность воздуходувок для восполнения утечек воздуха.

Объем ресивера (м^3) определяется исходя из термодинамического процесса впуска воздуха в камеру

$$V_р = (V_к + V_п + V_{ср.в}) \sqrt[k]{\frac{p_к}{0{,}1 + \Delta p_р}},$$

где $V_к$ — объем камеры, м^3; $V_п$ — объем воздуха, унесенного в процессе отжатия, соответствующий давлению в камере, м^3; $V_{ср.в}$ — объем воздуха, идущий на срыв вакуума, приведенный к давлению в камере, м^3; $p_к$ — абсолютное давление в камере в конце отжатия, МПа; $\Delta p_р$—перепад давления, сработанного в ресивере за время отжатия воды в камере, МПа; k — показатель адиабаты, равный для воздуха 1,4.

Объем камеры рабочего колеса подсчитывают по геометрическим размерам в соответствии с рис. II.16. Уровень отжатия воды принимают ниже оси поворота лопастей или обода на (0,3÷0,4) D_1, где D_1 — диаметр рабочего колеса, м.

Объем уноса воздуха в процессе отжатия для радиально-осевых турбин и для осевых и диагональных турбин определяют по формулам:

$$V_{\text{п}} = 1{,}4 \cdot 10^{-4} D_{\text{об}}^2 H_{\text{об}} t n;$$

$$V_{\text{п}} = 4{,}6 \cdot 10^{-3} D_1^2 H_{\text{л}} n,$$

где $D_{\text{об}}$ — диаметр обода рабочего колеса, м; $H_{\text{об}}$ — высота обода рабочего колеса, м; t — время отжатия, с; n — частота вращения агрегата, об/мин; $H_{\text{л}}$ — высота лопастной системы, м.

Объем воздуха, расходуемый на срыв вакуума, учитывают и определяют только для осевых турбин

$$V_{\text{ср. в}} = \frac{0{,}03 V_{\text{к. в}}}{p_{\text{к}}},$$

где $V_{\text{к. в}}$ — объем камеры выше оси поворота лопастей, м^3.

Перепад давления, сработанного в ресивере за время отжатия воды в камере, задают с учетом следующих соображений:

давление в ресивере перед началом отжатия по условиям автоматизации работы компрессорной установки принимается равным $0{,}9 p_{\text{ном}}$;

давление в ресивере в конце отжатия принимается больше, чем в камере, на 0,1—0,15 МПа при номинальном давлении в ресивере 0,8 МПа и на 0,35—0,4 МПа при номинальном давлении в ресивере 2—4 МПа.

Производительность компрессоров для зарядки ресивера определяют из условия обеспечения требуемого времени зарядки, учитывая две возможные схемы использования ресивера. По первой схеме ресивер используется для отжатия воды и последующего восполнения утечек воздуха из-за неплотностей направляющего аппарата. По второй схеме ресивер используется для отжатия воды, а последующее восполнение утечек осуществляется воздуходувками, от которых воздух подается непосредственно в камеру.

Производительность компрессоров при использовании ресиверов только для отжатия воды в камере (м^3/мин) определяют по формуле:

$$Q_{\text{к}} = V_{\text{р}} \frac{0{,}1 + \Delta p_{\text{р}}}{p_{\text{а}} t_1},$$

где $p_{\text{а}}$ — атмосферное давление, МПа; t_1 — время зарядки ресивера, мин, задаваемое проектировщиком ГЭС.

Производительность компрессоров при использовании ресиверов для отжатия воды и восполнения утечек воздуха из камеры (м^3/мин)

$$Q_{\text{к}} = V_{\text{р}} \frac{0{,}1 + \Delta p_{\text{р}}}{p_{\text{а}} t_1} + q_{\text{ут}} z,$$

где $q_{\text{уг}}$ — утечки воздуха при отжатом уровне воды в камере, м^3/мин; z — количество агрегатов, работающих одновременно в режиме СК.

Утечки воздуха при отжатом уровне воды в камере

$$q_{\text{ут}} = 1{,}26 D_1 \sqrt{p_{\text{к}} - p_{\text{а}}}.$$

Производительность воздуходувок для восполнения утечек воздуха в камере

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{ут}} + \frac{10 V_{\text{к1}} p_{\text{к}}}{t_2},$$

где $V_{\text{к1}}$ — объем части камеры, находящейся на уровнях, на которых происходит подкачка воздуха в камеру, м^3; t_2 — время подкачки воздуха в камеру (мин), принимаемое в пределах 60—120 мин. Уровень отжатой воды при включении на подкачку воздуха в камеру принимают ниже лопастной системы на 0,3—0,5 м.

Диаметр трубопровода впуска воздуха для отжатия воды в камере (м)

$$d_{\text{тр}} = 2 \sqrt{V_{\text{кп}} / (\pi t u_{\text{ср}})},$$

где $V_{кп}$ — объем воздуха, поданного из ресивера в камеру, соответствующий давлению в конце отжатия, м^3; $u_{ср}$ — средняя скорость воздуха за время отжатия воды в камере, м/с.

Объем воздуха, поданного из ресивера в камеру, определяют по формуле

$$V_{кп} = V_к + V_п.$$

Время отжатия воды в камере рекомендуется принимать для радиально-осевых турбин — 60 с; для осевых турбин с рабочими колесами, имеющими шесть лопастей и более, а также для диагональных турбин — 60—120 с, с рабочими колесами, имеющими менее шести лопастей, — 120—180 с.

Средняя скорость воздуха на входе в камеру за время отжатия воды сначала задается, а затем уточняется расчетом. При предварительном выборе диаметра трубопровода принимают следующие значения средних скоростей: для ресивера с номинальным давлением 0,8 МПа $u_{ср} = 120$ м/с; для ресивера с номинальным давлением 4 МПа $u_{ср} = 150$ м/с; для ресивера с номинальным давлением 6,3 МПа $u_{ср} = 160$ м/с.

Расчетную скорость воздуха на входе в камеру определяют по формуле

$$u = \varphi \sqrt{\frac{2gRT_р}{k-1}\left[1 - (p_к/p_р)\,(k-1)/k\right]};$$

$$\varphi = 1/\sqrt{1+\zeta},$$

где ζ — суммарный коэффициент сопротивления трассы трубопровода; g — ускорение свободного падения, м/с^2; R — газовая постоянная, для сухого воздуха $R = 29{,}27$; $T_р$ — температура воздуха в ресивере, К; $p_р$ — абсолютное давление в ресивере, МПа.

При определении суммарного коэффициента сопротивления трассы трубопровода коэффициент сопротивления трения определяют исходя из того, что скорость по длине трубопровода из-за расширения воздуха изменяется от нулевой на выходе из ресивера до максимальной на входе в камеру

$$\zeta_{тр} = \lambda \frac{l}{d_{тр}} \Big| 4,$$

где λ — коэффициент трения, принимаемый равным $\lambda = 0{,}01$; l — длина трубопровода, м.

Температуру воздуха (К) в ресивере для начального периода впуска принимают равной температуре окружающей среды, а для конечного периода впуска воздуха

$$T_р = T_1 - (T_1 - T_2)\,0{,}35,$$

где T_1 — температура воздуха в ресивере в начале отжатия, К; T_2 — температура воздуха в ресивере в конце отжатия, которую для адиабатного расширения в ресивере определяют по формуле

$$T_2 = T_1\,(p_2/p_1)\,(k-1)/k,$$

где p_1, p_2 — абсолютное давление в ресивере в начале и в конце отжатия, МПа.

Среднюю скорость воздуха на входе в камеру рабочего колеса за время отжатия определяют как среднеарифметическую величину расчетных скоростей в начале и конце впуска воздуха.

Число компрессоров в системе отжатия воды принимают не менее двух, каждый производительностью 70—75 % от расчетной. В случае выхода из работы одного из них второй должен обеспечить работоспособность системы.

Перевод остановленного агрегата в режим СК осуществляют пуском обычным способом до холостого хода с возбуждением, синхронизацией и включением в систему с последующим плотным закрытием направляющего аппарата. Для перевода в режим СК работающего в системе агрегата снимают нагрузку до холостого хода и, не отключая от системы, полностью закрывают направляющий аппарат. Для перевода агрегата из режима СК в генераторный открывают направляющий аппарат.

На некоторых высоконапорных турбинах, где не удается добиться полной герметизации закрытого направляющего аппарата, дополнительно применяют шаровые или дисковые затворы.

Перевод и работа агрегатов в режиме СК усложняются в тех случаях, когда направляющие подшипники турбин не отделены от проточной части, что приводит к значительным потерям воздуха из зоны рабочего колеса и затратам большей мощности на вращение ротора. В этом случае замена таких подшипников сегментными обрезиненными с нижним уплотнением, отделяющим их от проточной части, дает положительный результат.

Глава III

ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ ГИДРОТУРБИНЫ

III.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИН И НАСОСОВ-ТУРБИН

Проточная часть — часть гидромашины (турбины, насоса или насос-турбины), в которой осуществляется ее рабочий процесс. Под рабочим процессом понимают совокупность явлений, происходящих в проточной части при взаимодействии его рабочих органов с потоком воды. Проточную часть можно разделить на три основных элемента: подвод к рабочему колесу, область рабочего колеса, включающая лопастную систему, и отвод потока от колеса. Лопастная система рабочего колеса, взаимодействуя с жидкостью, обеспечивает преобразование энергии потока в механическую энергию колеса в турбине (турбинном режиме насос-турбины) или передает жидкости механическую энергию колеса в насосе (насосном режиме насос-турбины). Момент $M_к$ (Н·м) силового взаимодействия потока с лопастной системой рабочего колеса турбины и насоса можно представить в виде следующих выражений:

$$M_{кт} = \rho Q_{кт} [\overline{(v_u r)}_1 - \overline{(v_u r)}_2]_т; \qquad (III.1)$$

$$M_{кн} = \rho Q_{кн} [\overline{(v_u r)}_1 - \overline{(v_u r)}_2]_н, \qquad (III.2)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3; $Q_{кт}$, $Q_{кн}$ — объемный расход жидкости, проходящей через рабочее колесо, м^3/с; $\overline{(v_u r)}_1$, $\overline{(v_u r)}_2$ — средние (осредненные по расходу) значения моментов окружной составляющей абсолютной скорости, м^2/с. Моменты этих скоростей с индексом 1 относятся к напорной области проточной части рабочего колеса (область большего давления), а с индексом 2 — к области с меньшим давлением. В насосах эти области часто называют соответственно напорной и всасывающей, а в турбинах по аналогии их можно называть напорной и отсасывающей. Индексы т и н относятся соответственно к турбине (турбинному режиму насос-турбины) и насосу (насосному режиму насос-турбины).

В турбине при взаимодействии лопастной системы колеса с жидкостью момент скорости потока уменьшается (в алгебраическом смысле) от входа к выходу. В насосе, наоборот, от входа к выходу из колеса происходит увеличение момента скорости, на что затрачивается работа двигателя. Таким образом, рабочее колесо турбины отнимает энергию от потока, а в насосе сообщает ее потоку. Величина момента $M_к$ определяется кинематикой потока в соответствующих сечениях рабочего колеса.

Лопастная гидромашина обладает свойством обратимости, т. е. турбина при изменении направления вращения может работать как насос, а насос — как турбина. Однако использование чисто турбины для работы в насосном режиме или насоса в турбинном режиме неэкономично и ненадежно. В настоящее время разработана конструкция гидромашины, в рабочем колесе которой совмещены функции насоса и турбины при достаточно хороших гидравлических характеристиках в обоих режимах. Такая гидромашина получила название насос-турбина. Иногда ее называют обратимой гидромашиной [1, 14, 28].

Мощность N, развиваемая рабочим колесом турбины или потребляемая колесом насоса, с одной стороны, равна произведению момента $M_к$ на угловую скорость ротора, а с другой — произведению весового расхода $\rho g Q$ (g — ускорение свободного падения) на теоретический напор $H_т$ (в турбинах его называют полезным). Умножив на угловую скорость выражения (III.1) и (III.2) и приравняв их правые

части величине $\rho g Q H_т$, определяем теоретический напор (м) турбины (турбинного режима насос-турбины) и насоса (насосного режима насос-турбины):

$$H_{т.т} = \omega_т/g\,[(\overline{v_u r})_1 - (\overline{v_u r})_2]_т; \qquad (III.3)$$

$$H_{т.н} = \omega_н/g\,[(\overline{v_u r})_1 - (\overline{v_u r})_2]_н. \qquad (III.4)$$

Приведенные выражения называют основным уравнением турбины (III.3) и насоса (III.4). Из основного уравнения следует, что для преобразования энергии потока в турбине и передачи энергии потоку от колеса в насосе необходимо изменение момента скорости жидкости в области рабочего колеса. При этом в зависимости от режима работы гидромашины (H, a_0, n или H, a_0, φ, n) в проточной части рабочего колеса и сопряженных с ним элементах формируется поток определенной кинематики, а на лопастях рабочего колеса возникает соответствующее ей распределение скоростей и давлений. Последнее определяет, по-существу, уровень гидравлических характеристик машины, в том числе таких нежелательных явлений, как кавитация с ее различными проявлениями и вихреобразование, сопровождающееся пульсацией давлений в потоке и на обтекаемых поверхностях проточной части. Вследствие этого на некоторых режимах работы наблюдается колебание мощности гидроагрегата, гидродинамических нагрузок на элементах проточной части, вибрация гидроагрегата и кавитационное разрушение обтекаемых поверхностей.

Теоретический напор $H_{т.т}$ гидротурбины и турбинного режима насос-турбины — часть полезно используемой удельной механической энергии жидкости, т. е. преобразованной рабочим колесом в механическую энергию ротора. Он меньше напора $H_т$ турбины (иногда его называют располагаемым или рабочим) на величину $h_{г.т}$ гидравлических потерь в ней, т. е.

$$H_{т.т} = H_т - h_{г.т}, \qquad (III.5)$$

где $h_{г.т} = h_п + h_к + h_о$, $h_п$, $h_к$ и $h_о$ — гидравлические потери в турбинной камере, статоре и направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе. Другими видами потерь энергии из-за их малости в данном случае можно пренебречь и поэтому здесь они не учитываются.

В насосах и насосном режиме насос-турбины теоретический напор $H_{т.н}$ больше напора $H_н$ насоса (иногда его называют действительным) на величину $h_{г.н}$ гидравлических потерь энергии в нем

$$H_{т.н} = H_н + h_{г.н}. \qquad (III.6)$$

Согласно правилам Международного кода [10] под напором гидромашины H (м) понимают разность удельных механических энергий жидкости в характерных сечениях ее проточной части. Для турбины или турбинного режима насос-турбины это сечения на входе в турбинную (спиральную) камеру и на выходе из отсасывающей трубы, а для насоса или насосного режима насос-турбины — сечения на выходе из спиральной камеры и на входе во всасывающую трубу

$$H = E_0 - E_3. \qquad (III.7)$$

Индексами 0 и 3 обозначены соответственно сечения спиральной камеры и отсасывающей (для турбины) либо всасывающей (для насоса) трубы. Удельная механическая энергия потока в рассматриваемом сечении проточной части выражается равенством

$$E = p/(\rho g) + z + \alpha v_{ср}^2/(2g), \qquad (III.8)$$

где $p/(\rho g)$ — удельная потенциальная энергия избыточного давления (пьезометрическая высота или пьезометрический напор); z — удельная потенциальная энергия положения (геометрическая высота или геометрический напор, иногда его называют геодезическим); $\alpha v_{ср}^2/(2g)$ — удельная скоростная энергия (скоростная высота или скоростной напор); α — коэффициент скоростной энергии, учитывающий неравномерность распределения скоростей в рассматриваемом сечении. Каждый из этих членов измеряется в Дж/(кг·м/с$^{-2}$) =Дж/Н и представляет собой удельную энергию на 1 Н силы веса протекающей жидкости, но Дж/Н = Н·м/Н = м — единица измерения напора. Последнее удобно для представления закономерностей движения

жидкости и работы лопастных гидравлических машин. На рис. III.1 показано изменение удельной энергии жидкости по длине проточной части турбины.

Разность удельных энергий воды в верхнем и нижнем бьефах при неработающих гидроагрегатах, т. е. разность отметок бьефов, называется статическим напором ГЭС или ГАЭС. По заданной величине статического напора и потерь энергии в элементах блока, расположенных вне характерных сечений, принимаемых для определения напора турбинного и насосного режимов, последние можно вычислить с достаточной для практических расчетов точностью:

$$H_{\text{т}} = H_{\text{ст}} - h_{\text{бл. т}}; \tag{III.9}$$

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + h_{\text{бл. н}}, \tag{III.10}$$

где $h_{\text{бл. т}}$ и $h_{\text{бл. н}}$ — потери энергии в указанной выше области элементов блока соответственно в турбинном и насосном режимах работы насос-турбины, $h_{\text{бл. т}} = h_{1\ \text{бл. т}} + h_{2\ \text{бл. т}}$.

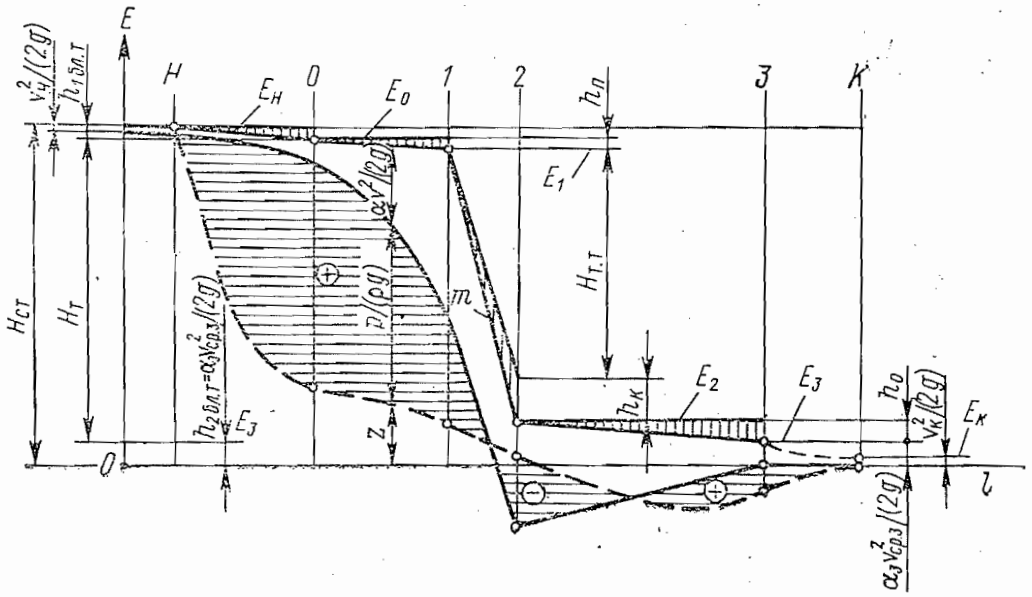


Рис. III.1. Изменение механической удельной энергии жидкости по длине l проточной части гидротурбины:

H—0 **— область водоводов ГЭС;** ***0—1*** **— область турбинной камеры;** ***1—2*** **— зона рабочего колеса;** ***2—3*** **— область отсасывающей трубы;** ***m*** **— линия изменения удельной энергии; *K*—область перехода к нижнему бьефу**

Из сопоставления выражений (III.9) и (III.10) видно, что для обеспечения одинаковых статических напоров в насосном и турбинном режимах необходимо, чтобы насос-турбина в насосном режиме развивала напор $H_{\text{н}}$ больше напора $H_{\text{т}}$ турбинного режима на величину потерь в блоке в обоих режимах

$$H_{\text{н}} = H_{\text{т}} + h_{\text{бл. т}} + h_{\text{бл. н}}. \tag{III.11}$$

Воспользовавшись известными выражениями гидравлического КПД турбины (турбинного режима насос-турбины) $\eta_{\text{г. т}} = H_{\text{т.т}}/H_{\text{т}}$ и насоса (насосного режима насос-турбины) $\eta_{\text{г. н}} = H_{\text{н}}/H_{\text{т.н}}$, заменим в выражениях (III.3) и (III.4) теоретический напор турбины на $H_{\text{т}}\eta_{\text{г.т}}$, а насоса — н. а $H_{\text{н}}/\eta_{\text{г.н}}$, в результате будем иметь:

$$H_{\text{т}}\eta_{\text{г. т}} = \omega_{\text{т}}/g\,[(\overline{v_u r})_1 - (\overline{v_u r})_2]_{\text{т}}; \tag{III.12}$$

$$H_{\text{н}}/\eta_{\text{г. н}} = \omega_{\text{н}}/g\,[(\overline{v_{\text{т}} r})_1 - (\overline{v_u r})_2]_{\text{н}}. \tag{III.13}$$

Обозначив в (III.12) и (III.13) члены, стоящие в скобках, соответственно $(\overline{\Delta v_u r})_{\text{т}}$ и $(\overline{\Delta v_u r})_{\text{н}}$ и разделив (III.13) на (III.12), получим

$$\omega_{\text{н}}\,(\overline{\Delta v_u r})_{\text{н}}/\omega_{\text{т}}\,(\overline{\Delta v_u r})_{\text{т}} = H_{\text{н}}/\eta_{\text{г. н}}\eta_{\text{г. т}}H_{\text{т}}. \tag{III.14}$$

Предполагая, что $\eta_{\text{г.н}} = 0{,}92$, $\eta_{\text{г. т}} = 0{,}94$ и $H_{\text{п}}/H_{\text{т}} = 1{,}05$, после подстановки в (III.14) найдем значение его левой части

$$\omega_{\text{н}}\,(\overline{\Delta v_u r})_{\text{н}}/\omega_{\text{т}}\,(\overline{\Delta v_u r})_{\text{т}} = 1{,}05/0{,}92 \cdot 0{,}94 = 1{,}21.$$

Из формулы (III.14) видно, что для получения заданных энергетических показателей насос-турбины необходимо увеличить в насосном режиме либо угловую скорость, предполагая одинаковой кинематику потока в обоих режимах, т. е. $(\overline{\Delta v_u r})_т = (\overline{\Delta v_u r})_н$, либо $(\overline{\Delta v_u r})_н$ — величину разности моментов окружной составляющей абсолютной скорости при одинаковой в обоих режимах угловой скорости. Опыт разработок и исследований проточной части насос-турбин показывает, что в точках максимальных значений КПД угловая скорость в насосном режиме примерно на 10—20 % больше, чем в турбинном режиме.

В настоящее время пока нет единой точки зрения на вопрос о том, в каком режиме, турбинном или насосном, выгоднее иметь большее значение КПД. Некоторые специалисты считают, что экономичность ГАЭС в большей степени зависит от величины КПД в насосном режиме, так как в нем потребляемая энергия больше отдаваемой ГАЭС в энергосистему при работе в турбинном режиме. Другая точка зрения сводится к тому, что выгоднее иметь больший КПД в турбинном режиме, чем в насосном, так как стоимость пиковой электроэнергии выше стоимости энергии в часы провалов графика суточной нагрузки, когда ГАЭС работает в насосном режиме. Третья точка зрения заключается в применении насос-турбин с разной частотой вращения в насосном и турбинном режимах, что обеспечивает их работу в области оптимальных значений КПД в обоих режимах. В принципе этот вопрос решается в каждом случае на основании технико-экономических расчетов по обоснованию целесообразности строительства ГАЭС. Характерной особенностью насос-турбины является, во-первых, вид ее рабочей характеристики $H_н - Q_н$, определяющий границы области устойчивой работы машины в насосном режиме, и, во-вторых, — существенное различие в кавитационных характеристиках насосного и турбинного режимов. Устойчивая работа машины в насосном режиме обеспечивается, как известно, в том случае, если кривая $H_н - Q_н$ получается непрерывно падающей.

В области малых расходов наблюдается нарушение этой закономерности и возникает изменение (в отдельных случаях — резкое) кривизны линии $H_н - Q_н$. Такое изменение объясняется, в основном, отрывным обтеканием лопастной системы рабочего колеса, сопровождающимся пульсацией скоростей и давлений в проточной части, и возникновением закрутки потока на входе в колесо, связанной с появлением противотоков на режимах с малыми расходами.

Несоответствие кавитационных характеристик насосного и турбинного режимов при одинаковых приведенных частотах вращения и расходах можно объяснить различным характером обтекания лопастной системы рабочего колеса, обусловленным разной структурой течения в его полости при этих режимах. Опыт исследований показывает, что величина критического коэффициента кавитации в точке рабочей характеристики насосного режима, определяющей заглубление насос-турбины, значительно больше, чем в соответствующей точке турбинного режима. Таким образом, заглубление насос-турбины определяется ее кавитационными характеристиками при работе в насосном режиме.

Насос-турбины могут работать в широком диапазоне режимов. На ГАЭС, где отметка верхнего бьефа всегда выше отметки нижнего бьефа, т. е. напор имеет один знак, возможны следующие режимы: турбинный, два насосных (прямой и обратный) и два тормозных режима. Один из них расположен в первом квадранте между прямым турбинным и обратным насосным режимами, а другой — в четвертом квадранте универсальной характеристики, его часто называют режимом противотока. В настоящее время широкое применение получили радиально-осевые насос-турбины. На некоторых ГАЭС установлены диагональные поворотно-лопастные насос-турбины. Универсальная характеристика модели радиально-осевой насос-турбины на напоры около 100 м приведена на рис. III.2. На характеристике в координатах n_I' и Q_I' изображены линии равных значений открытий лопаток направляющего аппарата (в мм для модели диаметром 362 мм), линии приведенных моментов M_I' (кН·м) на валу и линии КПД в турбинном и насосном режимах.

Значения приведенных моментов (кН·м) для турбинного и насосного режимов вычислялись по формулам:

$$M_{Iт}' = 93{,}7 Q_I' \eta_т / n_I';$$

$$M_{Iн}' = 93{,}7 Q_I' / (n_I' \eta_н).$$

Использование моментных характеристик в таком виде дает большие удобства при расчете переходных процессов. Область характеристики $M_I' > 0$ соответствует турбинным и насосным режимам, а также режиму противотока. Область $M_I' < 0$ соответствует режимам гидравлического торможения. При этом механическая энер-

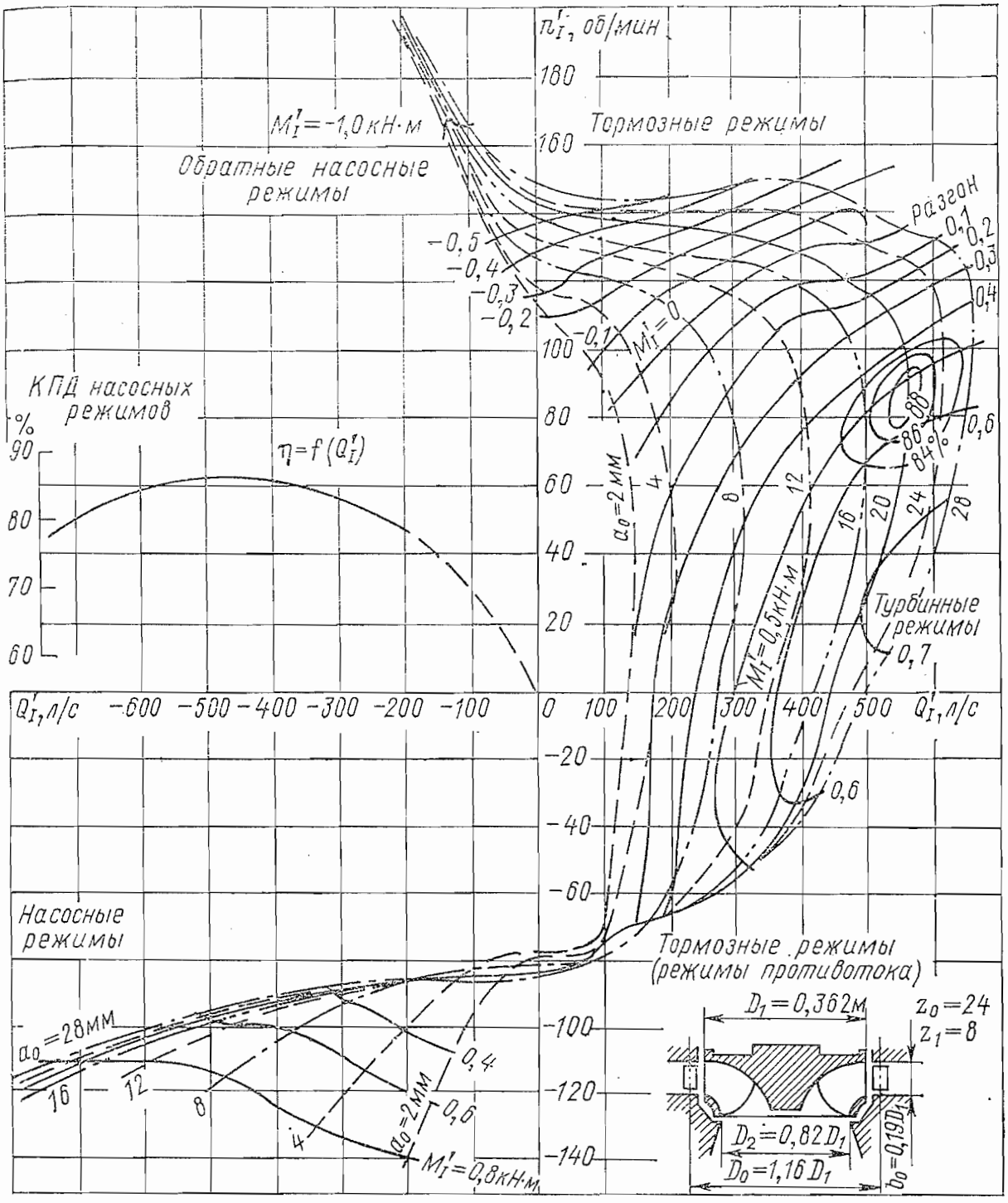


Рис. III.2. Универсальная характеристика модели радиально-осевой насос-турбины (z_1 — число лопастей РК; z_0 — число лопаток НА)

гия на рабочем колесе превращается в энергию потока, которая машиной не используется. Линия $M_I' = 0$ соответствует разгонным режимам и, в частности, холостому ходу. Режимы гидравлического торможения возникают при переходном процессе, например после сброса нагрузки в турбинном режиме с последующим закрытием направляющего аппарата. Кинетическая энергия ротора, имеющего большие массы, при малых открытиях аппарата расходуется на сообщение энергии жидкости (процесс гидравлического торможения ротора).

При режимах, близких к линии $M_I' = 0$, поток в области рабочего колеса перестраивается по сравнению с его структурой в основной зоне турбинных режимов. В области рабочего колеса, расположенной вблизи оси вращения турбины, осевая составляющая абсолютной скорости изменяет направление, что приводит к наличию обратных течений. В зоне конуса рабочего колеса возникает кольцевой вихрь *II* (рис. III.3), опоясывающий конус и распространяющийся на область отсасывающей трубы. Кольцевой вихрь возникает благодаря попаданию части лопастной системы рабочего колеса в режим гидравлического торможения. Поток гидравлического торможения *II* и основной поток *I* имеют изменяющуюся в зависимости от режима поверхность раздела. В области турбинных режимов кольцевой вихрь возникает только при малых открытиях направляющего аппарата; на режимах, соответствующих линии $M_I' = 0$, он отсутствует только при больших открытиях, а на режимах, где $M_I' < 0$, кольцевой вихрь существует во всей имеющей практический интерес области. При закрытом направляющем аппарате он заполняет всю полость от конуса до камеры рабочего колеса, распространяясь вдоль отсасывающей трубы [16].

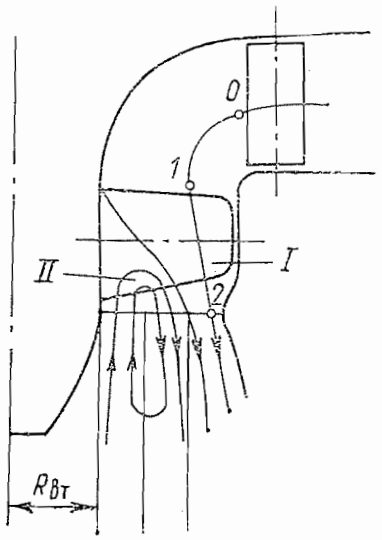


Рис. III.3. Поток в области колеса при режимах гидравлического торможения:
0—2 — линия тока основного потока

III.2. СВЕДЕНИЯ О ФОРМЕ И ПУЛЬСАЦИЯХ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Гидравлические показатели турбины и геометрические характеристики лопастной системы рабочего колеса существенно зависят от формы и уровня скоростей потока, поступающего на рабочее колесо. Формирование потока перед рабочим колесом осуществляется в подводе. Подвод реактивной гидротурбины (турбинного режима насос-турбины) включает турбинную (спиральную) камеру, статор и направляющий аппарат.

В насосе (насосном режиме насос-турбины) функцию подвода выполняет всасывающая труба. Перед статором турбины (турбинного режима насос-турбины) поток формирует канал турбинной камеры. В зависимости от быстроходности турбин существует несколько типов турбинных камер, различающихся формой сечений, их расположением относительно направляющего аппарата и углом охвата спирального канала. Исследования по изучению закономерностей движения жидкости в турбинных камерах проводились на ЛМЗ и других организациях [36, 12, 31]. Опыт этих исследований показывает, что характеристики потока по периметру статора существенно зависят от угла охвата спирального канала. С уменьшением этого угла заметно растет неравномерность распределения скоростей. На рис. III.4 приведено изменение по периметру статора (перед колоннами) средних по его высоте окружных $v_{u\,ср}$ (φ) и радиальных $v_{r\,ср}$ (φ) составляющих вектора абсолютной скорости, а также углов $\alpha_{ср}$ (φ) между проекцией этого вектора на плоскость, перпендикулярную оси вращения турбины и его окружной составляющей в турбинной камере с углом охвата спиральной части $\varphi_0 = 180°$. В этой камере через область периметра статора, питающуюся из неспиральной части, в турбину поступает количество воды примерно на 10 % больше, чем через спиральную часть. В спиральной части камеры распределение расхода по периметру статора можно считать равномерным. Неравномерность распределения окружных скоростей и углов $\alpha_{ср}$ в камерах с малыми углами охвата еще больше, чем расход. В спиральной части их значения близки к расчетным и зависят от размеров сечений, т. е. от допущений, принятых при расчете спирали. В неспиральной части скорости $v_{u\,ср}$ от входного сечения спирали постепенно убывают до нуля, а в области, примыкающей к зубу, становятся отрицательными. В спиральных камерах с углами охвата, близкими к 360°, распределение расхода по периметру статора близко к равномерному и практически не зависит от обычно принимаемых допущений при расчете размеров сечений. Распределение окружных скоростей и углов $\alpha_{ср}$ аналогично спиральной части турбинных камер с малыми углами охвата.

Структура потока в меридиональных сечениях спиральной части турбинной камеры (рис. III.5) зависит от формы, относительных размеров сечения и от его расположения относительно направляющего аппарата. Для обеспечения высоких гидравлических показателей предпочтительнее симметричные или развитые вверх сечения.

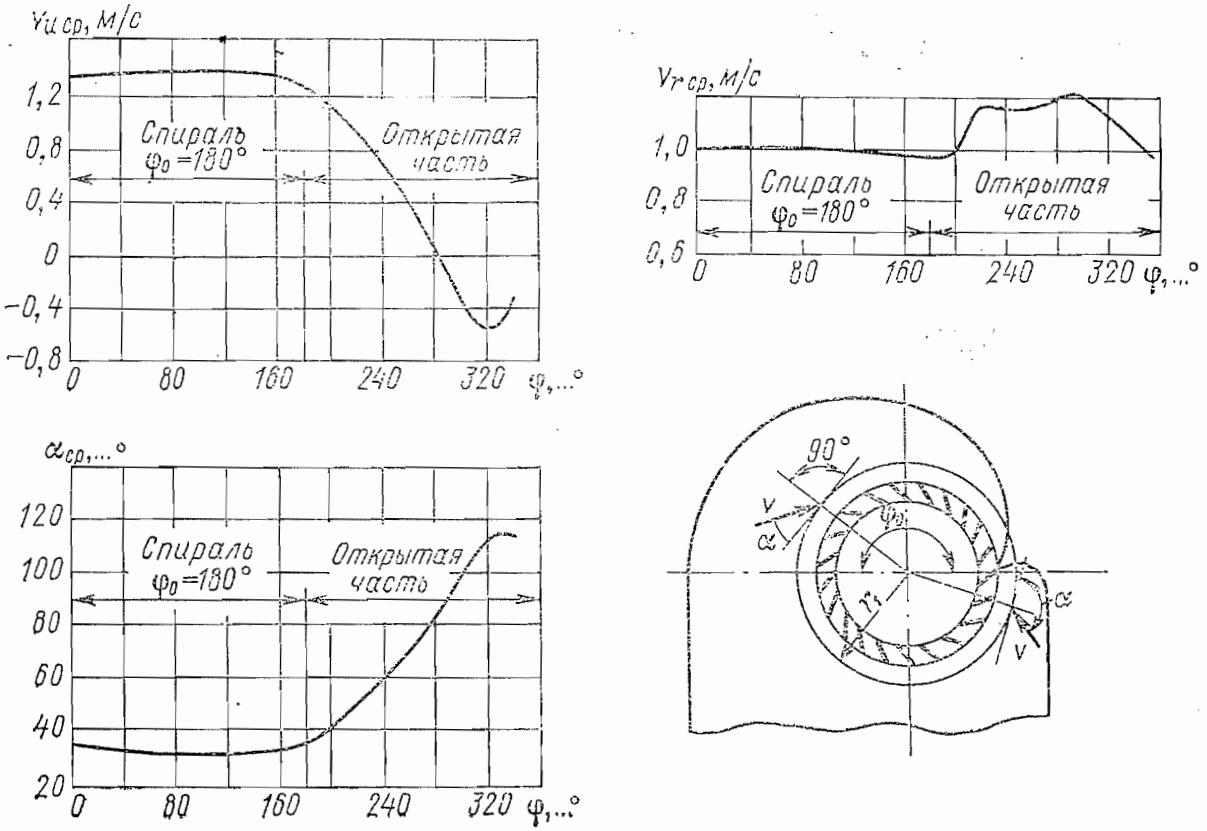


Рис. III.4. Зависимости $v_{u\,ср}$ (φ), $v_{r\,ср}$ (φ) и $\alpha_{ср}$ (φ) по периметру статора бетонной турбинной камеры с углом охвата $\varphi_0 = 180°$

Скорости v_u и v_r (соответственно окружная и радиальная составляющие вектора абсолютной скорости) в меридиональном сечении спирали независимо от его формы увеличиваются с уменьшением радиуса. При постоянном радиусе скорость v_u по высоте сечения изменяется мало. Распределение ее по радиусу близко к условию

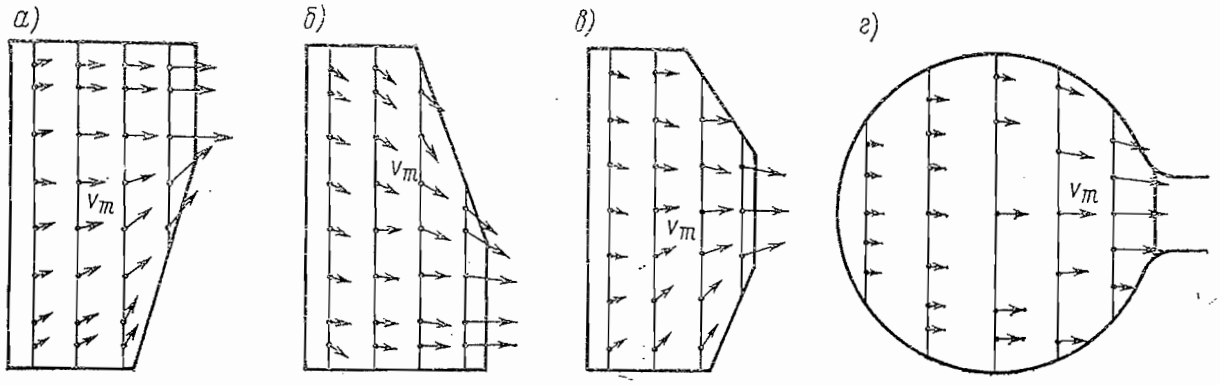


Рис. III.5. Очертание меридиональных сечений спиральных каналов с проекциями скоростей

$v_u r = \text{const}$, за исключением входного и прилегающих к нему сечений спирального канала. Вид эпюры скоростей $v_u(r)$ в этих сечениях зависит от угла охвата спирали, длины и формы водоводов, питающих спираль [36]. Чем меньше угол охвата и длина водоводов, тем больше неравномерность распределения скорости v_u.

В отличие от v_u скорости v_r и v_z (осевая составляющая вектора абсолютной скорости) непостоянны по высоте сечения. Профиль скоростей v_r и v_z определяется формой, относительными размерами и расположением сечений относительно напра-

вляющего аппарата (по высоте) и относительно входного сечения спирального канала (по углу). В области статора и перед направляющим аппаратом с увеличением его открытия скорости увеличиваются, а давления уменьшаются.

Перед направляющим аппаратом поток формирует турбинная камера совместно со статором. При достаточной густоте колонн статора ($L/t \geqslant 1{,}0$) в спиралях с углами охвата $\varphi_0 \geqslant 240°$ и $b_0 > 0{,}2$ направление потока перед аппаратом почти полностью определяется профилем и углом установки колонн. Это позволяет в данной турбинной камере управлять потоком перед аппаратом, а следовательно, потерями энергии в нем и его силовыми характеристиками, что имеет большое значение для полноохватных малогабаритных спиральных камер, формирующих сильно закрученный поток. Силовые характеристики почти на всех лопатках аппарата практически одинаковы, что создает благоприятные условия для проектирования привода лопаток с индивидуальными сервомоторами. При использовании статора с колоннами малой густоты ($L/t = 0{,}5 \div 0{,}6$) численные значения гидравлического усилия и момента, действующих на лопатки, по-разному расположенные относительно колонн, могут заметно отличаться.

Поток на входе в рабочее колесо турбины формируется направляющим аппаратом совместно с турбинной камерой и статором и при данном открытии a_0 аппарата его характеристики зависят также от очертания и протяженности проточной части в области зазора между аппаратом и колесом. При этом в зависимости от режима работы машины (H, a_0, n) обеспечивается вполне определенное распределение меридиональных скоростей и соответствующее ему изменение момента скорости $(v_u r)_1$ по длине входной кромки лопасти.

Опыт расчетов и исследований показывает, что меридиональные скорости v_m за лопатками радиального аппарата увеличиваются к его нижнему кольцу, а их градиент dv_m/dl по ширине канала зависит от формы и относительных размеров меридионального сечения проточной части и от открытия направляющего аппарата. Чем резче поворот потока в области нижнего кольца и чем ближе лопатки аппарата расположены к повороту (малые $\overline{D_0} = D_0/D_1$), тем больше градиент dv_m/dl. Момент скорости $(v_u r)_1$ за направляющим аппаратом при данном значении a_0 линейно зависит от меридиональной скорости v_m. Следовательно, большему градиенту dv_m/dl соответствует и больший градиент момента скорости. Наибольшего значения градиент dv_m/dl достигает при больших открытиях. Поэтому чем больше открытие, тем больше и градиент момента скорости. Таким образом, момент скорости $(v_u r)_1$ на выходе из направляющего аппарата является переменным по высоте лопатки, а поток поэтому завихренным.

На завихренность потока в проточной части влияет также непостоянное срабатывание момента скорости по размаху лопасти рабочего колеса. Давление за лопатками в отличие от давления перед ними растет с увеличением открытия направляющего аппарата, поскольку скорость при этом уменьшается. При очень малых открытиях (вблизи закрытого положения лопаток) обтекание лопаток происходит с большими углами атаки, что приводит к резкому уменьшению давления на поверхности входной кромки, обращенной к рабочему колесу. Вследствие этого на лопатках в момент открытия направляющего аппарата происходит скачок значения гидравлического момента, а в отдельных случаях наблюдается повреждение указанной поверхности лопатки кавитационной эрозией и взвешенными элементами, находящимися в потоке.

Форма потока перед рабочим колесом слабо зависит от формы лопастей, угла их разворота (поворотно-лопастные турбины) и режима работы турбины (Q_I', n_I'). Распределение меридиональных скоростей на выходе из рабочего колеса при выбранном очертании меридионального сечения полностью определяется формой лопастей. В отличие от потока в зазоре меридиональные скорости на выходе из колеса не прямо пропорциональны расходу, а как и в области колеса зависят от угловой скорости ω. Момент скорости $(v_u r)_2$ за рабочим колесом турбины не пропорционален v_m и также зависит от ω.

В области режимов с приведенными расходами меньше оптимального ($Q_I' < Q_{I\,опт}'$ для каждой частоты вращения n_I) окружная составляющая v_{2u} вектора абсолютной скорости, характеризующая закрутку потока, — положительная (направление вращения потока и колеса совпадают), а при $Q_I' > Q_{I\,опт}'$ — отрицатель-

ная (для поворотно-лопастных гидротурбин на пропеллерных режимах). Закрутка, сопряженный с ней «вихревой жгут» и углы натекания, превышающие некоторый уровень, являются основной причиной возникновения пульсации потока в проточной части. Из опыта исследований известно, что пульсации давлений в потоке и на стенках элементов проточной части достигают максимального размаха при режимах, соответствующих разгону (холостому ходу) турбины и режиму противотока насос-турбины.

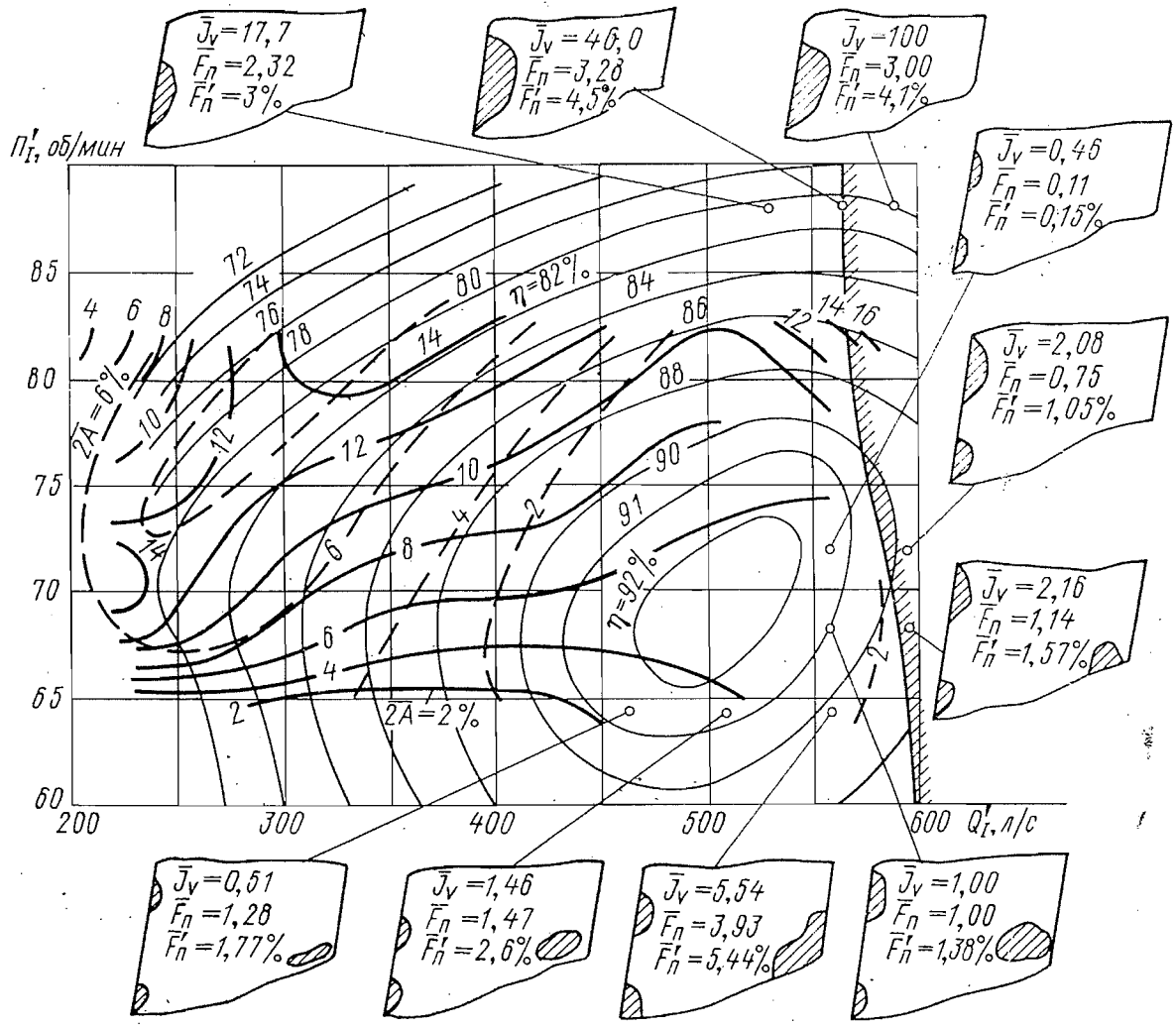


Рис. III.6. Линии равных размахов пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы, на поверхности лопасти рабочего колеса и зоны кавитационных повреждений лопастей:

— — — — на стенке отсасывающей трубы; ——— — на поверхности лопасти колеса

На рис. III.6 изображены линии равных максимальных значений относительных размахов ($\overline{2A} = 100 \cdot 2A/H_т$) пульсаций давлений на стенке отсасывающей трубы (вблизи рабочего колеса) и на поверхности лопасти (вблизи выходной кромки у нижнего обода) в поле универсальной характеристики модели радиально-осевой гидротурбины $n_{s\,опт} = 170$. Для иллюстрации существующей связи между размахом пульсаций на поверхности лопасти, закруткой и углом натекания потока ниже приведены их значения при некоторых режимах работы этой турбины:

Q'_I, л/с	450	345	590	325	425	510	575
n'_I, об/мин	65	70	70	82	82	82	82
$\Delta\beta$, ...°	+15	+22	−15	−25	−25	−27	−30
Ω	0,3	1,3	0,1	2,2	1,0	0,45	0,2
$\overline{2A}$, %	2,0	7,0	5,0	16	12,7	10	16,0

Здесь $\Delta\beta$ — средний по размаху лопасти угол между вектором относительной скорости и касательной к средней линии профиля входной кромки лопасти; Ω — величина, пропорциональная котангенсу среднего угла наклона к окружному на-

правлению проекции на плоскость uz вектора абсолютной скорости потока на выходе из рабочего колеса, характеризующая среднюю по размаху лопасти закрутку потока за колесом.

Из приведенных данных видно, что размах пульсаций давления на поверхности лопасти рабочего колеса зависит от степени закрутки потока за колесом, величины и знака угла натекания потока. Чем больше угол натекания и степень закрутки, тем больше амплитуда пульсаций. Режимы работы турбины с отрицательными углами натекания (при одинаковой закрутке — с положительными углами) имеют более высокий уровень пульсаций. Под отрицательным углом натекания здесь понимается угол $\Delta\beta$, при котором поток встречается со спинкой (стороной разрежения) лопасти. При положительных углах и малых положительных значениях закрутки влияние угла сказывается в меньшей степени. Характерная относительная частота пульсаций на рабочем колесе $\bar{f}_к = f_к/f_{об}$ и в отсасывающей трубе $\bar{f}_{от} = f_{от}/f_{об}$ в зависимости от режима работы турбины приведена в табл. III.1. Оборотная частота $f_{об}$ вычислялась по формуле $f_{об} = n/60$, где n — частота вращения.

Таблица III.1. Относительная частота пульсаций при разных режимах работы

Q'_I, л/с	$n'_I = 65$ об/мин		$n'_I = 70$ об/мин		$n'_I = 82$ об/мин	
	$\bar{f}_{от}$	$\bar{f}_к$	$\bar{f}_{от}$	$\bar{f}_к$	$\bar{f}_{от}$	$\bar{f}_к$
235	0,54—0,57	1,43—1,46	0,23	0,77	1,43; 1,61; 2,12	6,35
330	0,20	0,82	0,22	0,78	0,24	0,72
450	0,98	5,94	0,20; 1,01	1,0	0,23	0,67; 2,70
510	0,99	2,37	1,01	3,0	1,01	1,28
580	0,50; 0,98	6,52	0,28; 1,01	1,16	1,01	1,16; 3,32

При наличии вихреобразования («вихревого жгута») за рабочим колесом существует четкое соотношение между частотами пульсаций $f_к$, $f_{от}$ и $f_{об}$: $f_к = mf_{об} - f_{от}$, где m — количество срывающихся вихрей.

На основании анализа результатов исследований пульсаций потока можно сделать следующие выводы.

1. На режимах с малой степенью закрутки частота пульсаций на лопастях и за рабочим колесом близка к частоте вращения (оборотной).

2. На режимах с большой степенью закрутки, где наблюдается вихреобразование («вихревой жгут»), частота пульсаций в отсасывающей трубе составляет около 20—60 % от оборотной и соответствует частоте вращения «жгута». Частота вращения «вихревого жгута» зависит от режима работы турбины. По данным внутрипоточных исследований выявлена тенденция к увеличению частоты вращения «жгута» при режимах, близких к оптимальным.

3. Воздействие пульсирующего потока на рабочее колесо воспринимается с частотами примерно 70—80 % и 143—146 % от оборотной. На лопастях рабочего колеса имеют место также частоты, кратные оборотной (с кратностью 5—8 и 15—20). Низкочастотная составляющая пульсаций давления связана только с «вихревым жгутом», возникающим благодаря наличию циркуляции скорости $\Gamma = 2\pi\,(v_u r)$ по контуру конуса (втулки) за рабочим колесом. Высокочастотная составляющая обусловлена главным образом режимом обтекания лопастей с большими углами натекания и вихревыми образованиями, связанными с обтеканием выходных кромок лопастей колеса, направляющего аппарата и статора (дорожка Кармана). Заметное влияние на величину амплитуды, а в отдельных случаях и частоты возмущающей силы, возникающей из-за наличия вихрей Кармана, оказывает форма профиля кромок. Для отстройки в этом случае от резонанса лопастных систем с прямоугольной выходной кромкой (рис. III.7, *г*) применяются профили, показанные на рис. III.7, *д—ж*. По данным исследований Дональдсона и Хескестада выполнение кромок по рис. III.7, *д* приводит к резкому уменьшению амплитуды (примерно в 30—40 раз) и некоторому увеличению частоты возмущающей силы (примерно в 1,3 раза). При профилях, показанных на рис. III.7, *е*, *ж*, амплитуда уменьшается примерно в 3—4 раза, а частота практически не меняется по сравнению с прямо-

угольным профилем. Частота, связанная с самовозбуждением вихрей, сходящих с лопастей, лопаток НА и колонн статора, линейно зависит от скорости потока и может быть приближенно вычислена по формуле

$$f = \mathrm{Sh}\ (v/d), \qquad \text{(III.15)}$$

где v — скорость жидкости за выходной кромкой; d — толщина выходных кромок лопастей, лопаток НА и колонн статора; Sh — число Струхаля (зависит от формы профиля выходной кромки). Для профиля прямоугольной формы (рис. III.7, *г*) и его модификаций (рис. III.7, *е*, *ж*) $\mathrm{Sh} \approx 0{,}17 \div 0{,}22$, а для профиля по рис. III.7, *д* $\mathrm{Sh} \approx 0{,}25 \div 0{,}3$.

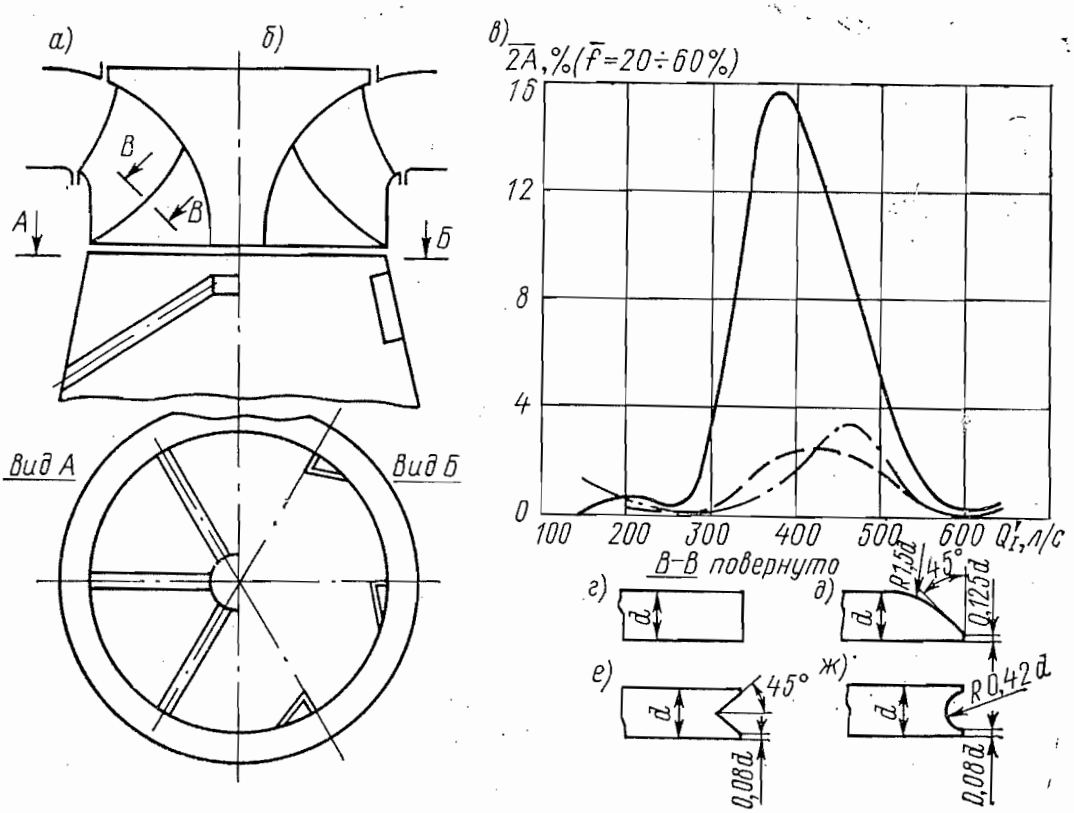


Рис. III.7. Схема устройств, уменьшающих пульсации и зависимости $\overline{2A}\ (Q'_I)$ без устройств и с ними: *а* — крестовина из шести труб; *б* — установка с шестью ребрами; *в* — зависимость $\overline{2A}\ (Q'_I)$; *г—ж* — профили выходной кромки лопасти;
——— — без крестовины и ребер; — — — — с крестовиной; —·—·— — с ребрами

Низкочастотные пульсации могут быть уменьшены подачей воздуха в область вихреобразования (вихревого жгута) или установкой за рабочим колесом крестовины из труб либо ребер на стенках входного участка отсасывающей трубы (рис. III.7, *а*, *б*), изменяющих структуру вихревого движения жидкости за колесом. Наибольший эффект от впуска воздуха достигается при его подаче под рабочее колесо через центральное отверстие вала. Для снижения пульсаций от 10—15 % до 2—3 % необходимо подводить воздух в количестве примерно 2—3 % от расхода воды на данном режиме работы турбины. Для уменьшения интенсивности возникающих при этом шумов применяются специальные глушители, устанавливаемые в отверстии вала. При небольших значениях отрицательных высот отсасывания (примерно от —3 до —5 м) воздух под рабочее колесо может подводиться непосредственно из атмосферы. При высотах всасывания выше —5÷—7 м воздух из атмосферы почти не поступает и для эффективного влияния на пульсации потока требуется его принудительная подача, что, как правило, неэкономично. В этих случаях, если по условиям эксплуатации требуется работа гидроагрегата в области режимов с повышенным против допустимого уровнем пульсаций, могут быть использованы крестовина или ребра. Оба способа уменьшения амплитуды пульсаций приводят к снижению КПД турбины, причем к более заметному при впуске воздуха. Снижение КПД

в результате применения крестовины на модели турбины $n_{s\,опт} = 170$ составляет около 0,2—0,3 % в зависимости от режима ее работы.

Для иллюстрации влияния крестовины и ребер на уровень пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы (вблизи колеса) указанной модели на рис. III.7, *в* показана зависимость относительного размаха пульсаций от приведенного расхода, вызванных большой степенью закрутки потока при режиме работы турбины на напоре в два раза меньшем расчетного. Наличие пульсаций скоростей и давлений

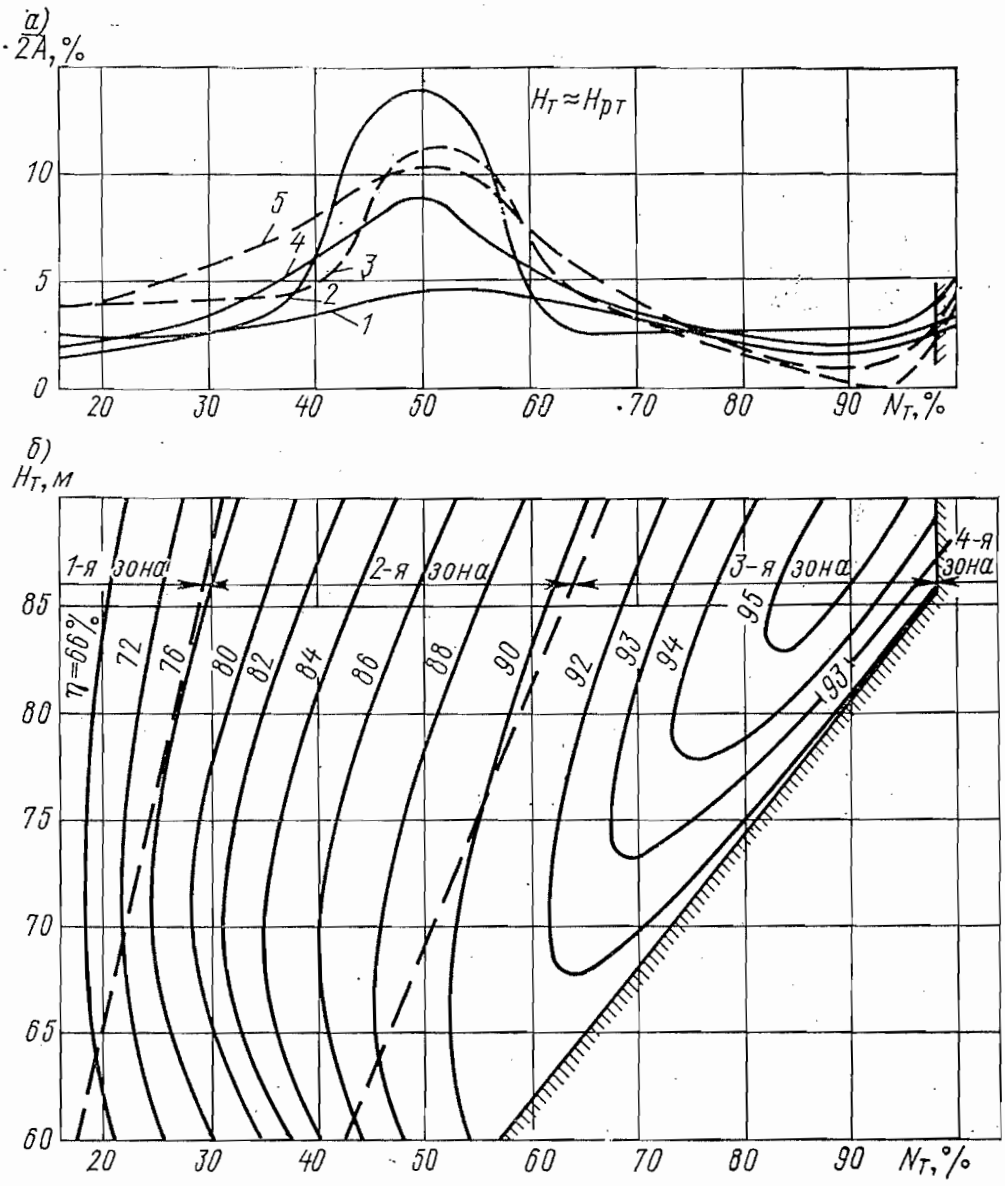


Рис. III.8. Зависимости $\overline{2A}$ (N) и характерные зоны работы РО гидротурбины:

1 — $\overline{2A}$ % (N) под крышкой турбины; *2* — пульсация осевой силы $\overline{2AP}_{oc} = \overline{2AP}_{oc} \cdot 100/P_{oc.\,ср}$; *3* — колебание мощности $\overline{2A}_N = \overline{2A}_N \times 100/N_{ср}$; *4* — $\overline{2A}$ % (N) в спиральной камере; *5* — то же в отсасывающей трубе

в потоке приводит к изменению во времени расхода, мощности турбины, гидравлических нагрузок на обтекаемые поверхности проточной части и к вибрации отдельных элементов конструкции гидроагрегата.

Данные по изменению относительного размаха пульсаций давления в отсасывающей трубе, в спиральной камере, под крышкой турбины, пульсаций осевого гидравлического усилия и колебаний мощности радиально-осевой турбины от мощности приведены на рис. III.8 *а*. На основании этих данных область эксплуатационной характеристики радиально-осевой гидротурбины по мощности (рис. III.8, *б*) можно разделить примерно на четыре характерные зоны, различающиеся уровнем нестационарных явлений и связанной с ними степенью надежности работы гидроагрегата,

Первая зона находится примерно в пределах изменения нагрузки от 0 до 30 % максимальной мощности при расчетном напоре (N_{max} при $H_{р.т}$) и имеет средний уровень нестационарности. По вибрации опорных частей ее можно считать удовлетворительной (по нормам Союзтехэнерго). Длительная эксплуатация турбины в этой зоне не рекомендуется из-за низких энергетических показателей.

Вторая зона в пределах нагрузок от 30 до 65—70 % N_{max} при $H_{р.т}$ характеризуется высоким уровнем нестационарности потока. Максимальный относительный размах пульсаций основных параметров, включая динамическую составляющую напряжений в деталях, характеризующих степень надежности работы гидроагрегата, находится примерно в области изменения нагрузок от 45 до 55 % N_{max} при $H_{р.т}$. По вибрации опорных частей эта зона имеет оценку «плохо». Эксплуатация турбины в этой зоне без применения средств, снижающих до допустимого на данной конструкции уровень нестационарности потока, не допускается.

Третья зона — от 65—70 % до 100% N_{max} при $H_{р.т}$ — имеет низкий уровень пульсаций потока, турбина работает спокойно. Вибрация опорных частей имеет оценку «хорошо». Эксплуатировать турбину в этой зоне рекомендуется при режимах с максимальным КПД, что обеспечивает высокую выработку электроэнергии.

Четвертая зона находится, как правило, за линией ограничения работы турбины по мощности. Здесь, начиная с точки минимума пульсаций потока, наблюдается их рост, а вместе с ним и рост других характерных величин, влияющих на надежность эксплуатации гидроагрегата. Эксплуатация турбины в этой зоне не допускается, так как она расположена за линией ограничения мощности. Кроме ограничения режимов работы радиально-осевых и пропеллерных турбин по мощности необходимо также вводить ограничение и по величине пускового напора из-за высокого уровня нестационарности потока при напорах менее 65—70 % от расчетного (см. рис. III.7, *в*). Эксплуатация турбин в указанной области напоров неизбежно приводит к повышенным значениям переменной составляющей напряжений в деталях, а также к увеличению вибрации и биения вала гидроагрегата. При этом, как показал опыт эксплуатации гидротурбин Токтогульской ГЭС, имели место трещины в элементах конструкции рабочего колеса и на других деталях. В частности, высокий уровень нестационарности потока привел к вибрации лопаток направляющего аппарата и к разрушению эпоксидных втулок, а также к разрушению опорного фланца статора и колонн статора турбины.

При выборе пускового напора необходимо иметь в виду, что при напорах менее 65—70 % от расчетного площадь и интенсивность кавитационных повреждений рабочих колес значительно увеличиваются из-за больших углов $\Delta\beta$ натекания потока на лопасти. Для выявления зон и сравнительной оценки интенсивности кавитационных повреждений на различных типах рабочих колес, исследуемых в лабораторных условиях, применяются свинцовые и лаковые покрытия. Зоны разрушения лаковых покрытий на поверхности лопасти рабочего колеса ($n_{s\,опт} \approx 170$), дающие представление о сравнительных величинах площадей и интенсивности кавитационных повреждений при режимах работы турбины, соответствующих расчетному напору ($n_I' = 68$) и равных примерно 60 % ($n_I' = 88$), 90 % ($n_I' = 72$) и 113 % ($n_I' = 64$) от расчетного, показаны на рис. III.6 (заштрихованные участки). Для сравнительной характеристики кавитационной эрозии приняты следующие величины: $\bar{J}_V = J_V/J_{V_{N\,max}}$ — отношение объема J_V лакового покрытия, разрушенного в результате кавитационного воздействия на выпуклую (тыльную) поверхность лопасти при данном режиме работы турбины, к аналогичному объему $J_{V_{N\,max}}$ при режиме максимальной мощности на расчетном напоре ($n_I' = 68$, $Q_I' = 560$ л/с); $\bar{F}_п = F_п/F_{п_{N\,max}}$ — отношение площадей повреждения лакового покрытия при тех же режимах. $\bar{F}_п' = 100F_п/F$; $F_п'$ — площадь поврежденной поверхности в процентах от всей площади тыльной поверхности лопасти.

III.3. ТУРБИННАЯ КАМЕРА

В гидротурбостроении широкое распространение нашли бетонные и металлические турбинные камеры (коллекторы для активных гидротурбин). Последние могут выполняться одно- и двухподводными (двухспиральными).

Бетонные камеры (рис. III.9) применяются для гидротурбин, устанавливаемых при напорах до 80 м, а металлические — при напорах примерно от 30 до 700 м для реактивных гидротурбин, при напорах до 1200 м для насос-турбин и до 2000 м (коллектор) для активных гидротурбин. Для крупных высоконапорных гидротурбин применяются конструкции металлических спиральных камер с передачей части нагрузки на бетон.

Меридиональные сечения спиральной части бетонных турбинных камер выполняются, как правило, тавровыми (см. рис. III.5, *а—в*), а в металлических спи-

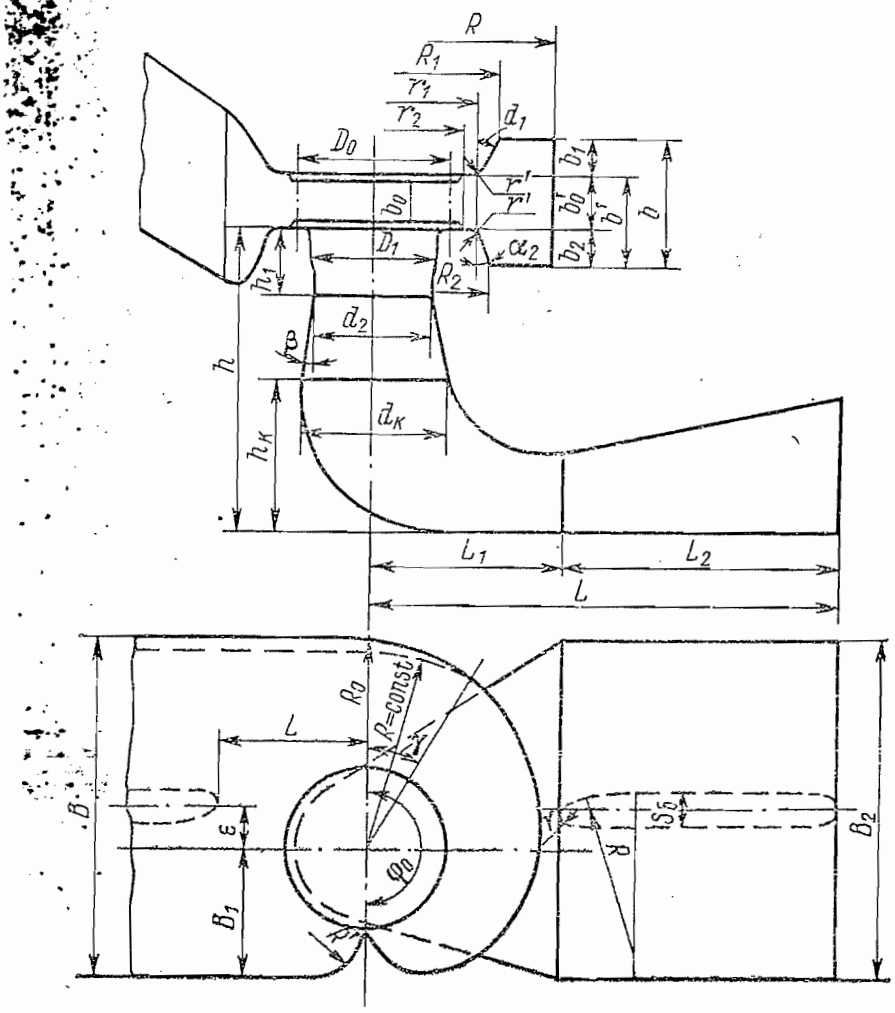


Рис. III.9. Схема и обозначение бетонной турбинной камеры

ралях — круглыми (см. рис. III.5, *г*), за исключением сечений, примыкающих к зубу (в пределах 30 и 36°), выполняемых прямоугольной формы (рис. III.10) и сопрягаемых с круглыми — плоскостями и наклонными конусами.

Турбинные камеры горизонтальных капсульных турбин (рис. III.11) имеют во входной части прямоугольные сечения со скругленными углами, переходящие в кольцевые в области капсулы. В отдельных случаях для этого типа гидротурбин применяются камеры без потолочного перекрытия. Такие камеры выполнены на опытных капсульных гидроагрегатах Саратовской ГЭС.

Турбинные камеры оказывают влияние, с одной стороны, на размер и стоимость строительства зданий гидроэлектростанций, а с другой, — на гидравлические показатели и надежность работы гидротурбины. Поэтому выбор основных параметров турбинной камеры должен производиться на основе сопоставления и анализа энергоэкономических расчетов их различных вариантов с учетом надежности работы гидротурбины.

Одним из основных параметров спиральной турбинной камеры, определяющим ее геометрические и гидравлические характеристики, а также влияющим на степень надежности работы гидротурбин, является угол φ_0 охвата спирального канала.

На основании обобщения и анализа опыта исследований и проектирования спиральных турбинных камер и эксплуатации гидроагрегатов на ГЭС, а также

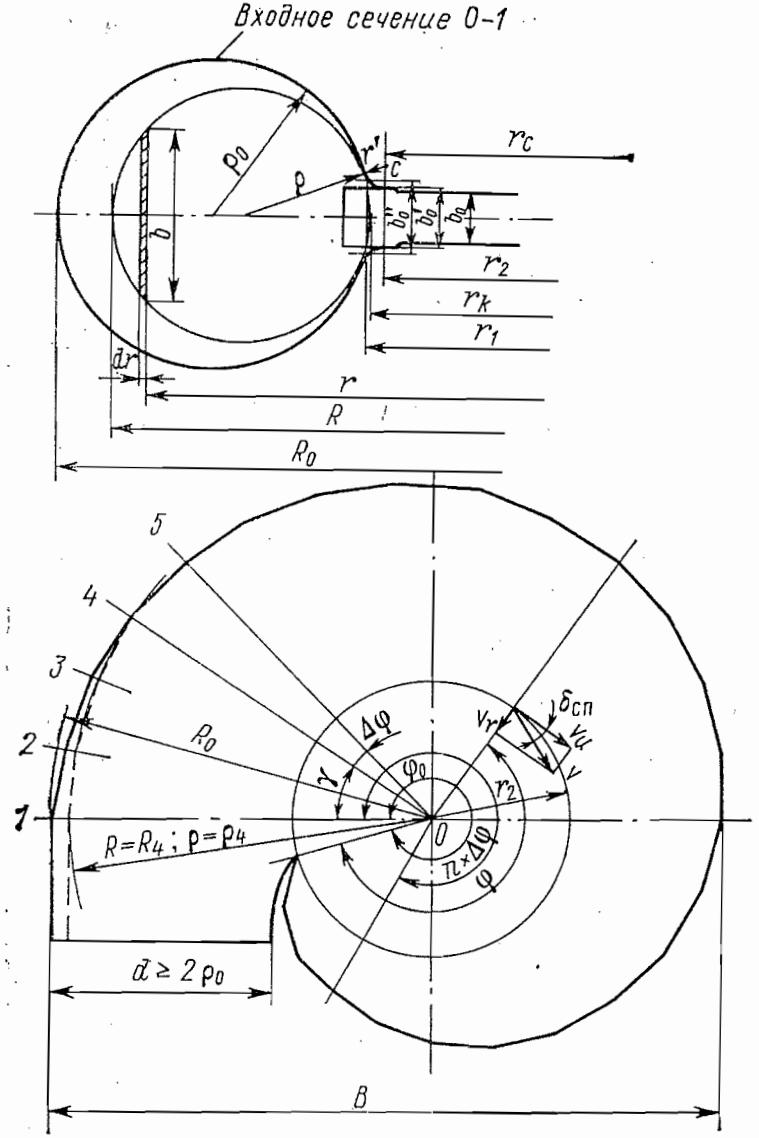


Рис. III.10. Схема и обозначение металлической турбинной камеры

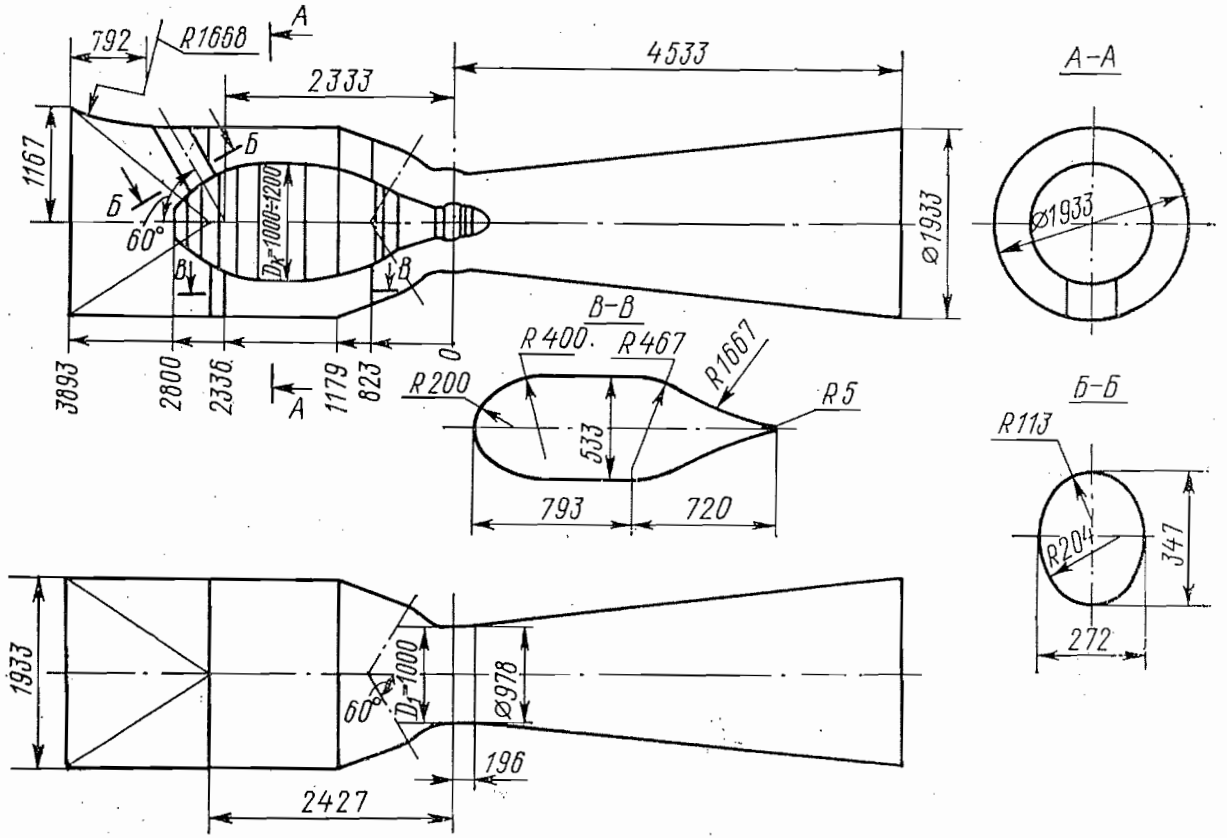


Рис. III.11. Схема проточной части капсульной гидротурбины

с учетом данных по турбинным камерам построенных и строящихся ГЭС можно рекомендовать применение бетонных турбинных камер со следующими значениями углов φ_0 охвата их спиральной части (табл. III.2). Здесь же приведены рекомендуемые значения другого характерного параметра спирали — угла $\delta_{сп}$ (см. рис. III.10), определяющего наклон к окружному направлению вектора абсолютной скорости потока, формируемого спиралью перед направляющим аппаратом примерно в среднем сечении по его высоте.

Таблица III.2. Угол охвата спиральной части турбинной камеры в зависимости от напора

Напор, м	Тип колеса	φ_0, ...°	$\delta_{сп}$, ...°
5—15	ПЛ15	180	38—40
10—30	ПЛ15, ПЛ20, ПЛ30	210	36—38
20—40	ПЛ30, ПЛ40	225	34—36
30—50	ПЛ40, ПЛ50	240	32—34
40—70	ПЛ50, ПЛ60, ПЛ70	255	30—32
55—80	ПЛ60, ПЛ70, ПЛ80	270	26—28
30—45	РО45	240	33—35
40—75	РО75	270	31—33

В отдельных случаях, по условиям компоновки машинного здания ГЭС (при соответствующем технико-экономическом обосновании) с учетом надежности работы гидроагрегата, допускается изменение угла охвата в пределах $\pm 15°$. Угол охвата металлических турбинных камер принимается в пределах 342—360°. Для иллюстрации влияния угла охвата и ширины бетонной камеры на КПД турбины на рис. III.12 приведены зависимости $\eta\,(Q_I')$ сравнительных энергетических испытаний модели поворотно-лопастной турбины с четырьмя камерами С1, С2, С3 и С4, имеющими малые углы φ_0 (табл. III.3). На рис. III.13 показаны зависимости $\Delta\eta\,(Q_I')$ изменения от приведенного расхода разности КПД ($\Delta\eta = \eta_{C5} - \eta_{C6}$) модели турбины, испытанной с камерами С5 и С6, имеющими увеличенные φ_0. Высота направляющего аппарата для всех камер была принята равной $b_0 = 0{,}4D_1$.

Таблица III.3. Основные данные бетонных турбинных камер (рис. III.9)

Тип турбинной камеры	B/D_1	R_0/D_1	B_1/D_1	$b/(R_0-r_1)$	b_1/D_1	φ_0, ...°	k_v
С1	2,68	1,40	1,29	1,30	0,22	135	1,08
С2	2,42	1,46	0,96	1,80	0,00	180	1,28
С3	2,56	1,60	0,96	1,80	0,00	180	0,94
С4	2,64	1,58	1,06	1,70	0,21	225	1,10
С5	3,10	1,80	0,93	0,98	0,59	240	0,72
С6	3,30	1,87	—	0,93	0,54	345	1,10

Значение скоростного коэффициента k_v вычислялось по формуле

$$k_v = \frac{v_0}{\sqrt{H_{р.т}}} = \frac{\varphi_0}{2\pi}\,\frac{Q}{F_0\sqrt{H_{р.т}}},$$

где v_0 — средняя скорость потока во входном сечении спирального канала, м/с; $H_{р.т}$ — расчетный напор турбины, м; φ_0 — угол охвата спирального канала, рад; Q — расход через турбину при максимальной мощности и $H_{р.т}$, м³/с; F_0 — площадь входного сечения спирального канала, м².

Значения k_v, приведенные в табл. III.3, определены при расходах $Q_I' = Q/\left(D_1^2\sqrt{H_{р.т}}\right)$, равных 2,2 и 1,5 м³/с соответственно для турбинных камер С1—С4 и С5—С6.

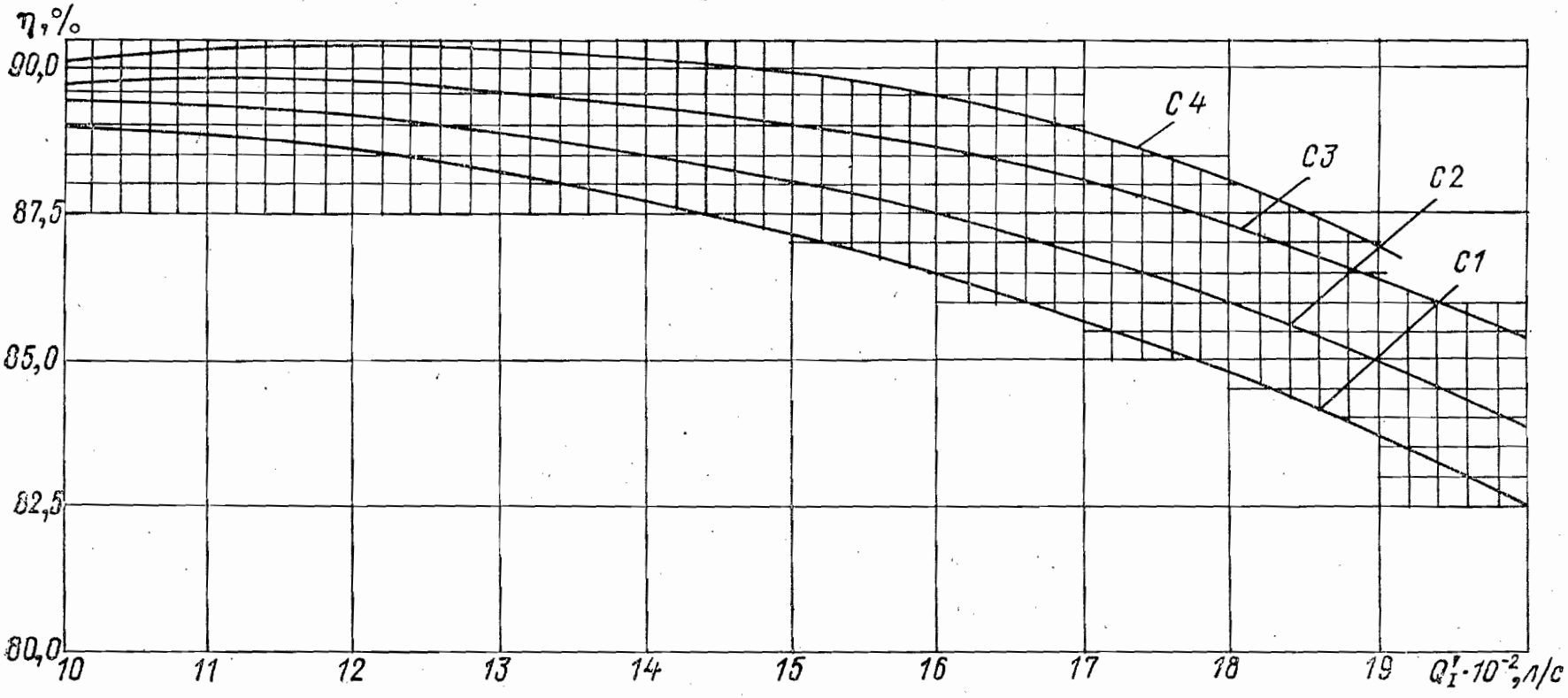
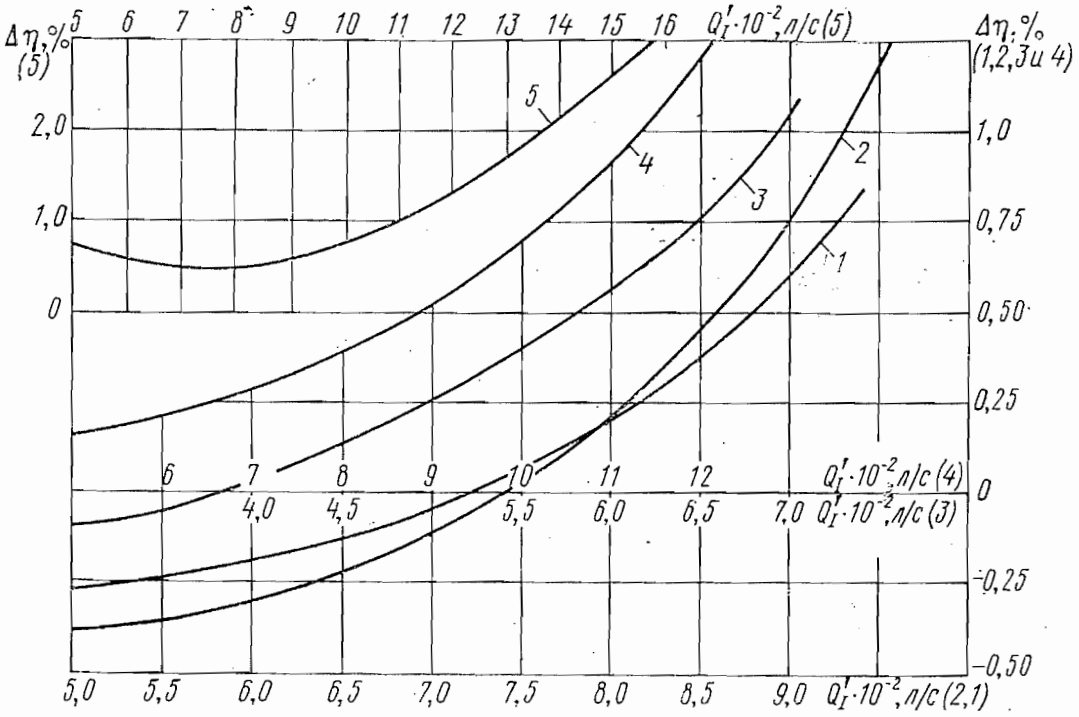


Рис. III.12. Зависимости $\Delta\eta\left(Q_I'\right)$ при $n_I' = n_{I\ опт}'$ для турбинных камер С1, С2, С3 и С4

Для оценки влияния размеров спирального канала металлических турбинных камер на КПД радиально-осевых гидротурбин, применяемых для разных напоров, можно использовать зависимости $\Delta\eta\,(Q_I')$ (рис. III.13) изменения разности КПД от приведенного расхода моделей турбин РО115 ($\Delta\eta = \eta_{С55\,м} - \eta_{С56\,м}$), РО140 ($\Delta\eta = \eta_{С68} - \eta_{С75}$), РО170 ($\Delta\eta = \eta_{С56} - \eta_{С59}$) и РО230 ($\Delta\eta = \eta_{С80} - \eta_{С73}$), полученной из-за уменьшения размеров спиральной камеры в пределах, указанных



ис. III.13. Зависимости $\Delta\eta\,(Q_I')$ при $n_I' = n_{I\,опт}'$ для турбинных камер:
1 — С56, С59; *2* — С68, С75; *3* — С80, С73; *4* — С55м, С56м; *5* — С5, С6

в табл. III.4. При расчете размеров сечений спирального канала этих камер исходили из допущения, что в потоке, заполняющем спиральный канал, момент скорости не зависит от радиуса, т. е. $v_u r = \text{const}$. Полученные при этом размеры входного участка камеры С68 (в отличие от других камер) были уменьшены ($\varphi = 305 \div 345°$), что позволило уменьшить толщину его стенок, но при некотором снижении КПД (в области расходов больше оптимального). Относительный радиус $\overline{\rho_0} = \rho_0/D_1$ входного сечения спирального канала вследствие этого уменьшился с 0,612 до 0,565.

Таблица III.4. Основные данные металлических турбинных камер (см. рис. III.10 и табл. III.3)

Тип колеса	Обозначение турбинной камеры	φ_0, ...°	$\frac{b_0}{D_1}$	$\frac{\rho_0}{D_1}$	$\frac{B}{D_1}$	k_v	$\delta_{сп}$
РО115	С55м С56м	345 345	0,25 0,25	0,612 0,540	3,50 3,24	0,92 1,15	32 28
РО140	С68 С75	345 345	0,2 0,2	0,565 0,500	3,28 3,17	0,88 1,12	34—38 29
РО170	С56 С59	345 345	0,2 0,2	0,540 0,500	3,24 3,08	0,86 1,02	33 30
РО230	С80 С73	345 345	0,16 0,16	0,500 0,445	3,23 3,04	0,76 0,95	34 30

Последний в указанных пределах угла принят постоянным. Значения коэффициентов k_v, приведенные в табл. III.4, определены при $n'_{I\,опт}$ и Q'_I, соответствующих линии ограничения мощности: 1,15; 0,95; 0,85 и 0,64 м³/с соответственно для моделей гидротурбин РО115, РО140 РО170 и РО230.

Форма и размеры входного сечения по существу определяют форму и размеры спирального канала, уровень скоростей и структуру потока в нем, а также перед статором и направляющим аппаратом. Таким образом, от них зависят гидравлические показатели турбины и конструкция турбинной камеры агрегатного блока ГЭС. По гидравлическим свойствам турбины выполнение сечений спиральной части бетонной турбинной камеры предпочтительно по рис. III.5, *б* и *в*.

Размеры входного сечения определяются последовательными приближениями по его площади, вычисленной по заданному расходу, и принятому значению допустимой скорости потока, с использованием обычно принимаемых соотношений между размерами этого сечения и диаметром рабочего колеса турбины. В частности, относительное значение наружного радиуса входного сечения бетонных турбинных камер с достаточно высокими гидравлическими характеристиками находится в пределах $\overline{R}_0 = R_0/D_1 = 1{,}6 \div 1{,}65$. Меньшее значение $\overline{R}_0$ принимается при углах охвата $\varphi_0 \geqslant 240°$.

Относительная высота $\bar{b} = b/D_1$ входного сечения принимается $\bar{b} \leqslant 2\,(\overline{R}_0 - \bar{r}_1)$, а $\bar{b}' = b'/D_1$ — для сечений, расположенных симметрично относительно средней линии направляющего аппарата, составляет около 1,2 $(\overline{R}_0 - \bar{r}_1)$. Для сечений, преимущественно развитых вверх или вниз относительно направляющего аппарата, $\bar{b}' = (1{,}6 \div 1{,}8)\,(\overline{R}_0 - \bar{r}_1)$. В технически обоснованных случаях допускается отступление в пределах 20—30% от рекомендуемых относительных размеров входного сечения.

Относительная высота $\bar{b}'_0 = b'_0/D_1$ статора определяется из равенства $\bar{b}'_0 = \bar{b}_0 + 0{,}0033$, где $\bar{b}_0$ — относительная высота направляющего аппарата.

Значения относительных радиусов $\bar{r}_1 = r_1/D_1$, $\bar{r}_2 = r_2/D_1$ и $\bar{r}' = r'/D_1$ для сечений спирального канала бетонных камер соответственно равны 0,815, 0,69 и 0,1. Угол α_1 выбирается, как правило, по конструктивным соображениям в пределах 25—30°, а α_2, равный 15—25°, — с учетом формы потока перед статором. С увеличением напора ($H_т > 50$ м) и относительной высоты $\bar{b}_2 > \bar{b}_1$ следует ориентироваться на бóльшие значения углов α_2, что способствует уменьшению застойной зоны в области сечений с бóльшими величинами b_2 и улучшает условия обтекания нижней части колонн статора. Для применяемых в настоящее время металлических турбинных камер с круглыми сечениями спирального канала (см. рис. III.10), сопрягающихся с граненым статором, имеющим пояса переменной высоты, относительные радиусы $\bar{r}_2$ и $\bar{r}_c$, как правило, принимаются одинаковыми. Их значения могут быть приняты равными 0,695 при $\bar{b}'_0 = 0{,}3033 \div 0{,}3533$; 0,697 при $\bar{b}'_0 = 0{,}1633 \div 0{,}2533$ и 0,7 при $\bar{b}'_0 = 0{,}1033 \div 0{,}1233$; $\bar{r}' = 0{,}12$. Приведенные значения относительных радиусов рекомендуются для проточной части с расположением осей поворота лопаток направляющего аппарата на окружности относительного диаметра $\overline{D}_0 = D_0/D_1 = 1{,}2$. Если по конструктивным или другим соображениям необходимо изменить величину D_0, то и радиусы следует скорректировать пропорционально изменению D_0.

Средние скорости потока v_0 во входном сечении рекомендуется принимать в зависимости от напора по графику $v_0\,(H_{р.т})$ — рис. III.14.

Площадь входного сечения, требуемая по гидравлическим условиям, вычисляется по формуле

$$F_0 = \frac{Q}{v_0}\,\frac{\varphi_0}{2\pi}.$$

По полученной площади, используя рекомендуемые относительные величины $\bar{b}$, $\bar{b}'$, $\bar{b}'_0$ и значения углов α_1 и α_2, определяют размеры входного сечения бетонной турбинной камеры и проверяют угол $\delta_{сп}$ по формуле

$$\delta_{сп} = \operatorname{arctg}\left[\left(J_0/\left(\varphi_0 b'_0\right)\right)\right], \qquad \text{(III.16)}$$

где

$$J_0 = \int_{r_2}^{R_0} \frac{b\,(r)}{r}\,dr.$$

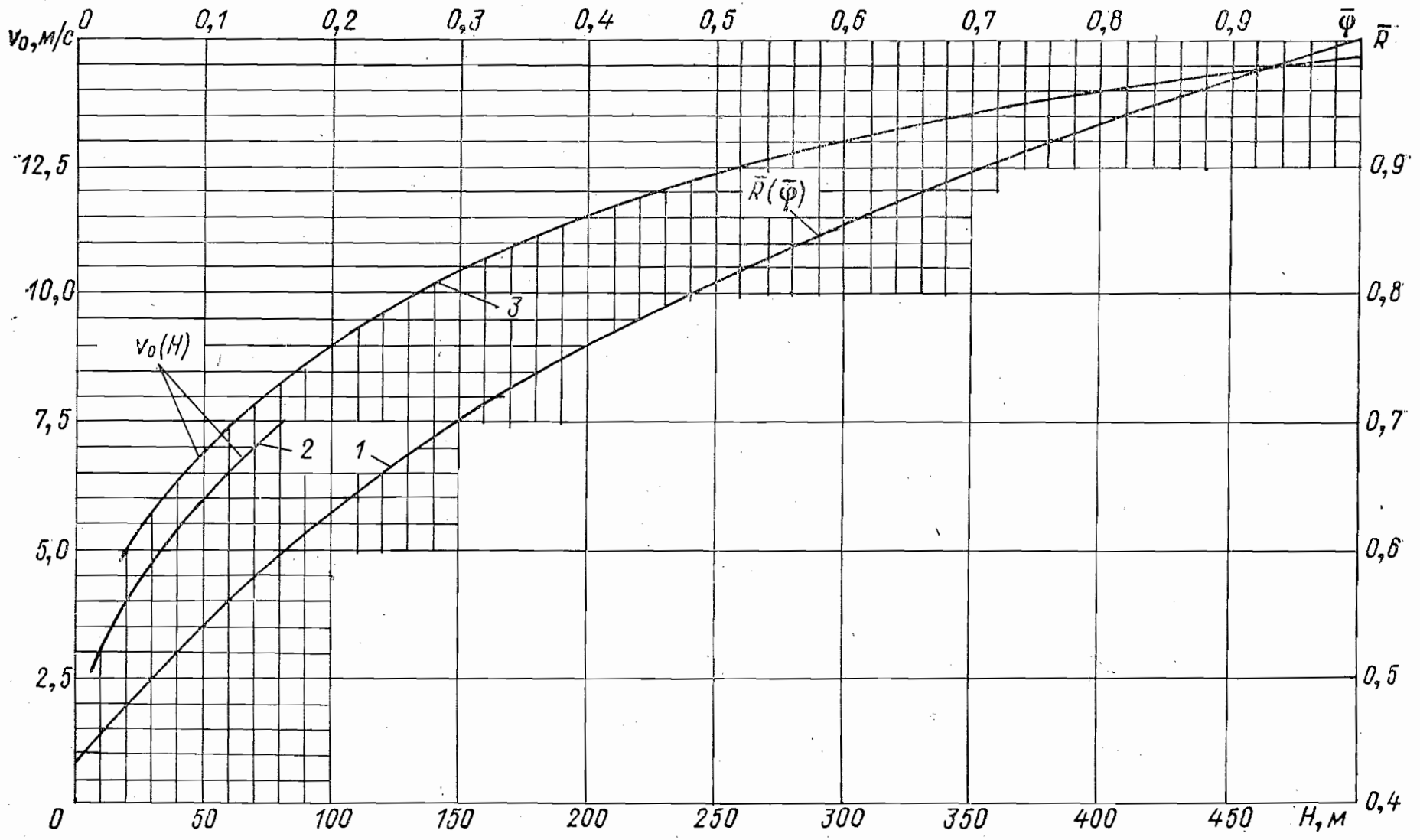


Рис. III.14. Графики v_0 (H) для бетонных (2) и металлических (3) турбинных камер и зависимость $\bar{R}$ ($\bar{\varphi}$) для спирального канала бетонных камер (1)

Если он окажется меньше рекомендуемых величин, то его следует довести до табличных значений (см. табл. III.2) путем увеличения размеров входного сечения.

При определении размеров остальных сечений спирального канала в качестве исходного используется уравнение

$$\varphi b_0' \operatorname{tg} \delta_{\text{сп}} = \int_{r_2}^{R} \frac{b(r)}{r}\, dr = J, \qquad \text{(III.17)}$$

основанное на допущении о равномерном распределении расхода по периметру направляющего аппарата и независимости в потоке спирального канала момента скорости $v_u r$ от радиуса. Могут быть использованы и другие допущения, например одинакова или уменьшается к зубу спирали средняя скорость в ее сечениях. Для сечений (см. рис. III.5, *в* и III.9) спиральных каналов бетонных турбинных камер значение интеграла J вычисляется по уравнению

$$J = b_0' \ln(r_1/r_2) - (r_1 \operatorname{ctg} \alpha_2 - b_0') \ln(R_2/r_1) +$$

$$+ (b_0' + b_2) \ln(R/R_2) + b_1 \ln(R/R_1) - r_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 \ln(R_1/r_1) + b_1 + b_2. \qquad \text{(III.18)}$$

Из уравнений (III.17) и (III.18) следует, что

$$\varphi = \frac{1}{b_0' \operatorname{tg} \delta_{\text{сп}}} [b_0' \ln(r_1/r_2) - (r_1 \operatorname{ctg} \alpha_2 - b_0') \ln(R_2/r_1) +$$

$$+ (b_0' + b_2) \ln(R/R_2) + b_1 \ln(R/R_1) - r_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 \ln(R_1/r_1) + b_1 + b_2]. \qquad \text{(III.19)}$$

Для круговых сечений спиральных каналов металлических турбинных камер (см. рис. III.10) значение интеграла с достаточной для практики точностью может быть вычислено по уравнению

$$J = b_0' \ln(r_k/r_2) + 2\pi \left(r_k + \rho - \sqrt{r_k (r_k + 2\rho)}\right). \qquad \text{(III.20)}$$

Из уравнений (III.17) и (III.20) следует, что

$$\rho = \frac{\varphi}{2\pi} b_0' \operatorname{tg} \delta_{\text{сп}} - \frac{b_0'}{2\pi} \ln \frac{r_k}{r_2} + \sqrt{\frac{r_2}{\pi} [(\varphi b_0' \operatorname{tg} \delta_{\text{сп}} - b_0' \ln(r_k/r_2)]}. \qquad \text{(III.21)}$$

Дополнив это уравнение условием сопряжения звеньев спирали со статором

$$r_k = \sqrt{(\rho + r')^2 - (b_0'/2 + r')^2} + r_c - \rho, \qquad \text{(III.22)}$$

можем определить радиус ρ.

Размеры b_1 и b_2 сечений определяются из следующих выражений:

$$b_1 = a_1 (R - r_1)^{n_1}; \qquad \text{(III.23)}$$

$$b_2 = a_2 (R - r_1)^{n_2}, \qquad \text{(III.24)}$$

где a_1, a_2, n_1 и n_2 — постоянные значения для данного спирального канала.

Показатель степени n_2 по опыту ЛМЗ принимается равным 2, а n_1 — 2 или 3 в зависимости от конструктивных особенностей турбины. Коэффициенты a_1 и a_2 определяются по известным размерам входного сечения. Если по условиям компоновки турбинного блока требуется некоторое уменьшение радиусов R, то показатели степеней n_1 и n_2 можно принять равными единице. Решение уравнений (III.19) и (III.21) является трудоемкой операцией. Для уменьшения трудоемкости расчета размеров сечений спирального канала на ЛМЗ был сделан анализ и обобщение геометрических характеристик большого количества бетонных и металлических турбинных камер, спроектированных для гидротурбин различной быстроходности. При этом были получены некоторые зависимости, общие для всех однотипных спиральных каналов. Для спирального канала бетонных турбинных камер рекомендуемых форм и относительных размеров входного сечения в пределах углов охвата от 180

до 270° получена практически одинаковая зависимость относительного радиуса сечения $\bar{R} = R/R_0$ (φ/φ_0) от относительного угла $\bar{\varphi} = \varphi/\varphi_0$ (рис. III.14). Используя эту зависимость и принятое для входного сечения значение радиуса R_0, можем определить радиус любого сечения, расположенного под заданным углом φ относительно зуба спирали,

$$R = \bar{R}R_0.$$

Остальные размеры сечения определяются по уравнениям (III.23) и (III.24).

Интервал углов между двумя соседними сечениями спирального канала по опыту ЛМЗ принимается равным 15° для бетонных турбинных камер и 15 или 18° для металлических камер. Для некоторых крупногабаритных металлических камер этот интервал во входной части спирали уменьшается до 10°.

Для спиральных каналов металлических турбинных камер получена практически одинаковая зависимость относительных площадей сечений от угла φ [31].

$$\bar{F} = F/F_0 = \varphi/(1{,}4\varphi_0 - 0{,}4\varphi),$$

где площадь сечения F (м^2), описанного окружностью радиусом ρ, расположенного под углом φ относительно зуба спирали, определяется по уравнению

$$F = F_0\varphi/(1{,}4\varphi_0 - 0{,}4\varphi).$$

По вычисленной таким образом площади определяется радиус любого сечения, включая входное,

$$\rho = \sqrt{F/\pi}.$$

При принятых зависимостях $\bar{R}$ $(\bar{\varphi})$ и $\bar{F}$ (φ) углы $\delta_{сп}$ в сечениях спирального канала, расположенных вблизи зуба, могут быть больше, чем во входной части канала, что не оказывает отрицательного влияния на гидравлические характеристики турбины и допускается.

По данным, полученным в результате расчета, строятся зависимости R (φ), b_1 (φ), b_2 (φ) и, если нужно, корректируются до получения плавных кривых.

Если по условиям компоновки машинного здания ГЭС требуется уменьшение габаритных размеров турбинного блока, то при соответствующем обосновании допускается уменьшение размеров входного участка спирального канала $\gamma = 30 \div 45°$, см. рис. III.9, для бетонных камер и $\gamma \approx 60°$ для металлических камер, см. рис. III.10. При этом скорости во входном и прилегающих к нему сечениях спирального канала увеличиваются примерно на 20—30 % в зависимости от типа спирали, а КПД уменьшается на 0,5—0,3 % при максимальной мощности и режимах, близких к нему.

Ширина бетонной турбинной камеры определяется по выражению

$$B = R_0 + B_1.$$

Размер B_1, характеризующий расположение продольной стенки неспиральной части турбинной камеры относительно продольной оси гидроагрегата (см. рис. III.9), в практике отечественного гидротурбостроения принимается в пределах $B_1 = (1 \div 1{,}3)\, D_1$ при $\varphi_0 = 180 \div 225°$. При φ_0 выше 225° этот размер может несколько отличаться от указанных пределов. По данным исследований [36] увеличение B_1 от $1{,}0D_1$ до $(1{,}5 \div 2{,}0)\, D_1$ при $\varphi_0 = 180 \div 192°$ приводит к увеличению на 0,2—0,3 % оптимального КПД и на 0,4—0,6 % КПД при режиме максимальной мощности турбины $(Q_I' \approx 2 \div 2{,}2$ м^3/с). Увеличение B_1 до $(1{,}5 \div 2{,}0)\, D_1$ с целью улучшения гидравлических показателей турбины, по нашему мнению, целесообразнее реализовать, вписывая спиральный канал (в полученные при этом габаритные размеры) с большим, чем 180° углом охвата, например 225°. С зубом спирали продольная стенка сопрягается окружностью радиусом R' (см. рис. III.9). Выбор радиуса окружности должен производиться с учетом конструктивных особенностей подводящей части турбинной камеры и обеспечения в неспиральной ее части формы потока, наиболее благоприятной для согласования с принятым профилем лопаток направляющего аппарата турбины.

Значения относительных радиусов $\overline{R}' = R'/D_1$ для выполненных турбинных камер с углами охвата $\varphi_0 = 180 \div 225°$ при $B_1 = (1 \div 1{,}3)\, D_1$ находятся в следующих пределах:

φ_0, ...°	180	210	225
$\overline{R}'$	0,2—0,3	0,5—0,6	0,9—1,1

При углах охвата φ_0 более 225° в качестве первого приближения для $\varphi_0 = 240°$ можно рекомендовать величину $\overline{R}'$ в пределах 1—1,3, а для $\varphi_0 = 270°$ $\overline{R}' = 1{,}5 \div 2{,}0$.

При большой ширине подводящей части турбинной камеры в ней устанавливаются быки. Для турбинных камер с углом охвата спиральной части 180—225° расстояние от оси гидротурбины до выходных кромок быков принимается в пределах $(1{,}3 \div 1{,}5)\, D_1$. При выборе и проектировании турбинных камер для реактивных гидротурбин следует также пользоваться данными отраслевых стандартов ОСТ 24.023.13—73 и ОСТ 108.023.11—80 соответственно для бетонных и металлических турбинных камер.

III.4. СТАТОР

Статор турбины (ее несущая конструкция) оказывает влияние на напряженное состояние спиральной камеры, а его колонны, находясь в потоке, влияют на гидравлические характеристики подвода.

Выбором формы и относительных размеров колонн, их числа z_k и расположения в полости проточной части турбинной камеры можно влиять на потери энергии в направляющем аппарате, в нужном направлении изменять его силовые характеристики и управлять напряженным состоянием узлов спирали. Размеры и число

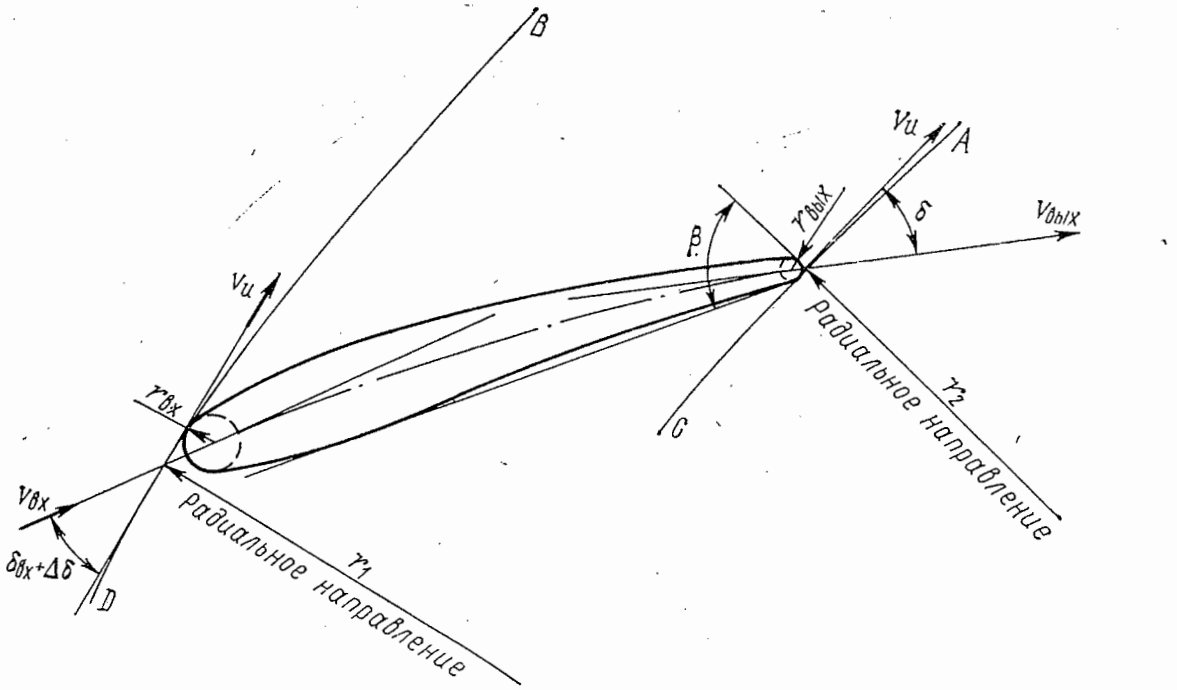


Рис. III.15. Профиль колонны статора

колонн существенно зависят от конструкции узла сопряжения спирального канала с кольцами статора и максимального напора турбины. Скелет профиля сечения колонны горизонтальной плоскостью на ЛМЗ принимается в виде дужки круга (рис. III.15). Значение радиуса r_1 при построении профиля может быть принято равным $r_1 = (1{,}16 \div 1{,}18)\, r_2$. Направление касательной к дужке на входной кромке профиля определяется углом $\alpha_{ср} = \delta_{вх} + \Delta\delta$, а на выходной — углом δ. Угол $\delta_{вх}$ для колонн, расположенных в спиральной части турбинной камеры, определяется по формуле

$$\delta_{вх} = \operatorname{arctg}\left[\left(b_0'/b_0''\right) \operatorname{tg} \delta_{сп}\right], \qquad \text{(III.25)}$$

где b_0'' — высота колонны статора в области входной кромки (см. рис. III.10).

Для неспиральной части бетонных камер угол $\alpha_{ср} = \delta_{вх} + \Delta\delta$ определяется экспериментальным путем и для спиралей с $\varphi = 180°$ может быть принят по рис. III.4. Значение $\Delta\delta$ поправки к углу $\delta_{вх}$, примерно учитывающее несоответствие его фактического и расчетного значений, принимается в пределах 2—3°.

Угол наклона δ к окружному направлению касательной к скелету выходной кромки профиля колонны выбирается в пределах 35—45° в зависимости от открытия

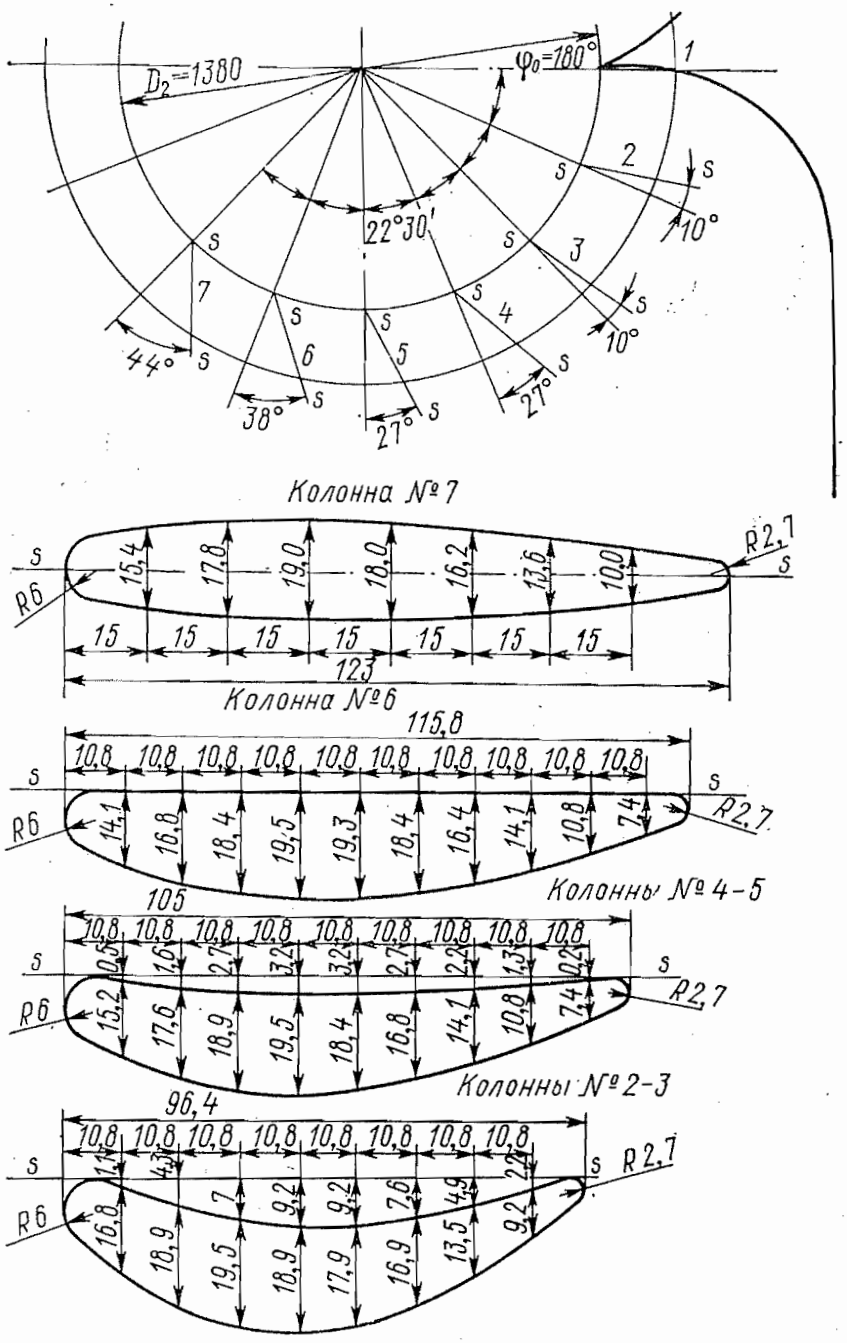


Рис. III.16. Профили колонн статора в открытой части бетонной камеры при $\varphi_0 = 180°$

направляющего аппарата при режиме 85—95 % от максимальной мощности при расчетном напоре, числа и типа лопаток направляющего аппарата.

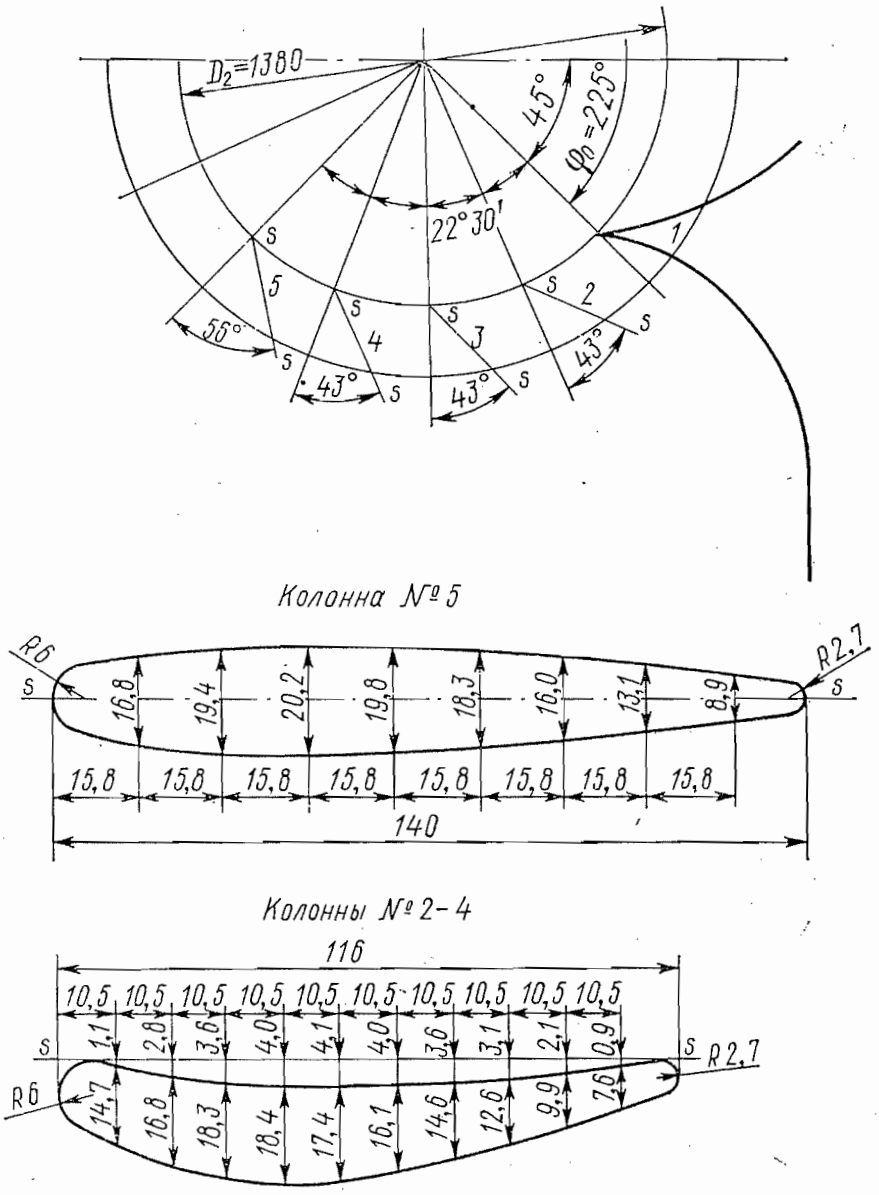
Число колонн $z_к$ выбирается в зависимости от конструкции турбинной камеры и числа лопаток направляющего аппарата. Для статоров бетонных турбинных камер поворотно-лопастных гидротурбин число колонн с учетом зуба спирали принимается равным половине количества лопаток направляющего аппарата. Допускается уменьшение или увеличение числа колонн по зависимости $z_к = (z_0/2) \pm 2$ при соответствующем обосновании. Густота L/t ($t = 2\pi r_2/z_к$) решетки профилей колонн длиной L колеблется в пределах 0,35—0,45.

Статоры металлических турбинных камер крупных гидротурбин в настоящее время на ЛМЗ выполняются с 19 и 23 колоннами (включая зуб спирали) для на-

правляющего аппарата соответственно с 20 и 24 лопатками. Густота L/t ($t = 2\pi r_2/z_{к+1}$) решетки профилей колонн находится в пределах 1,0—1,2. Максимальная относительная толщина профилей (%) колонн $\overline{T}_{max} = 100T_{max}/L$ выбирается в пределах 12—20 % в зависимости от нагрузки на колонну с учетом гидравлических характеристик профилей. Изменение толщины T по длине хорды профиля принимается в зависимости от координаты профиля:

X, %	10	20	30	33	40	50	60	70	80	90
T, %	80,8	94,5	99,5	100	99,5	92,9	83,0	69,2	55,5	40,0

где $\overline{X} = X \cdot 100/L$; координата X отсчитывается по хорде от входной кромки профиля колонны.



Колонна № 5

Колонны № 2-4

Рис. III.17. Профили колонн статора в открытой части бетонной камеры при $\varphi_0 = 225°$

Радиус $r_{вх}$ входной кромки профиля принимается в пределах $(0{,}25 \div 0{,}3)\, T_{max}$ и уточняется по конструктивно-технологическим соображениям. Радиус $r_{вых}$ выходной кромки профиля принимается равным (0,4—0,5) $r_{вх}$ и уточняется с учетом частоты возмущающей силы, вычисленной по формуле (III.15), частоты собственных колебаний колонны и технологических соображений. При определении частоты возмущающей силы по формуле (III.15) величина d, входящая в нее, принимается равной $2r_{вых}$.

Если по гидравлическим и конструктивно-технологическим соображениям не удается подобрать толщину выходной кромки, обеспечивающую требуемый запас по частоте возмущающей силы по сравнению с частотой собственных колебаний

колонны, то следует перейти на другую форму профиля выходной кромки колонны. При проектировании и отстройке от резонанса колонн статоров широко используются профили, показанные на рис. III.7, *е* и *ж*, что обеспечивает уменьшение амплитуды возмущающей силы и надежную работу конструкции статора.

Угол β установки колонны (рис. III.15) определяется при построении профиля. При определении углов $\delta_{вх}$ для профилей колонн, расположенных в неспиральной части бетонных камер, возникают определенные трудности. Поэтому при профилировании указанных колонн можно воспользоваться рис. III.16 и III.17, где размеры профилей 16 колонн, установленных через 22° 30′, соответствуют турбине с диаметром рабочего колеса 1 м ($D_2 = 1380$ мм). Пересчет размеров профилей производится в отношении диаметров $D_э$ окружностей, касательных к выходным кромкам колонн. При числе колонн $z_к = 12$ и спиральной камере $\varphi_0 = 180°$ колонны устанавливаются через 30°, причем профили и углы установки колонн принимаются: для колонны № 5 — аналогично колонне № 7, для колонн № 3—4 аналогично № 4—5 и для колонны № 2 аналогично колоннам № 2—3 (рис. III.16, $z_к = 16$). При $\varphi_0 = 225°$ и $z_к = 12$ колонны располагаются также через 30°, а профили и углы установки колонн № 2—3 принимаются аналогично колоннам № 2—4, а для колонны № 4 — аналогично колонне № 5 (рис. III.17, $z_к = 16$).

III.5. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Для реактивных гидротурбин в зависимости от их быстроходности, типа и относительных размеров турбинных камер и требований, предъявляемых к силовым характеристикам направляющего аппарата, применяются лопатки симметричного (рис. III.18) и асимметричного профилей (рис. III.19).

Форма профиля и его относительные размеры оказывают влияние на КПД, следовательно, на предельную пропускную способность и мощность турбины, а также на гидравлический момент (рис. III.20).

Для бетонных турбинных камер с углом охвата до 240° и сравнительно обширных металлических камер ($k_v < 1{,}0$) применяются, как правило, лопатки симметричного профиля. Для малогабаритных металлических камер быстроходных радиально-осевых гидротурбин ($k_v > 1{,}0$) и при необходимости обеспечить на лопатках гидравлические моменты, действующие преимущественно на их закрытие (самозакрывающийся направляющий аппарат, который в аварийных случаях может закрыться под действием гидравлического момента), используются лопатки асимметричного профиля. Выбор того или иного профиля лопатки должен обеспечивать хорошее его согласование с потоком, формируемым турбинной камерой совместно со статором на характерных режимах работы турбины (около 85—95 % от максимальной мощности при расчетном напоре).

Количество лопаток z_0 направляющего аппарата выбирается в зависимости от его характерного размера D_0 — диаметра окружности, на которой расположены оси поворота лопаток. Данные по числу лопаток, густоте решеток L/t ($t = \pi D_0/z_0$) и максимальной относительной толщине (%) $\overline{T}_{max} = 100T_{max}/L$ лопаток, применяемых в современных конструкциях направляющего аппарата, приведены в табл. III.5.

Таблица III.5. Основные данные направляющего аппарата ($L/t = 1{,}07$)

H_{max}, м	D_0, м	z_0	$\overline{T}_{max}$, %	H_{max}, м	D_0, м	z_0	$\overline{T}_{max}$, %
>50	$D_0 < 7$	20	22	⩽50	$7 < D_0 < 10$	24	17
	$7 < D_0 < 10$	24	22		$D_0 > 10$	28	20

На рис. III.18 и III.19 показаны профили лопаток одинаковой максимальной относительной толщины, равной примерно 22 %. При уменьшении ее, например, до 17 % изменение остальных толщин вдоль хорды профиля принимается аналогичным исходному профилю. Выходная кромка профиля может выполняться со скосом и без него. Наличие скоса приводит к увеличению гидравлического момента, дей-

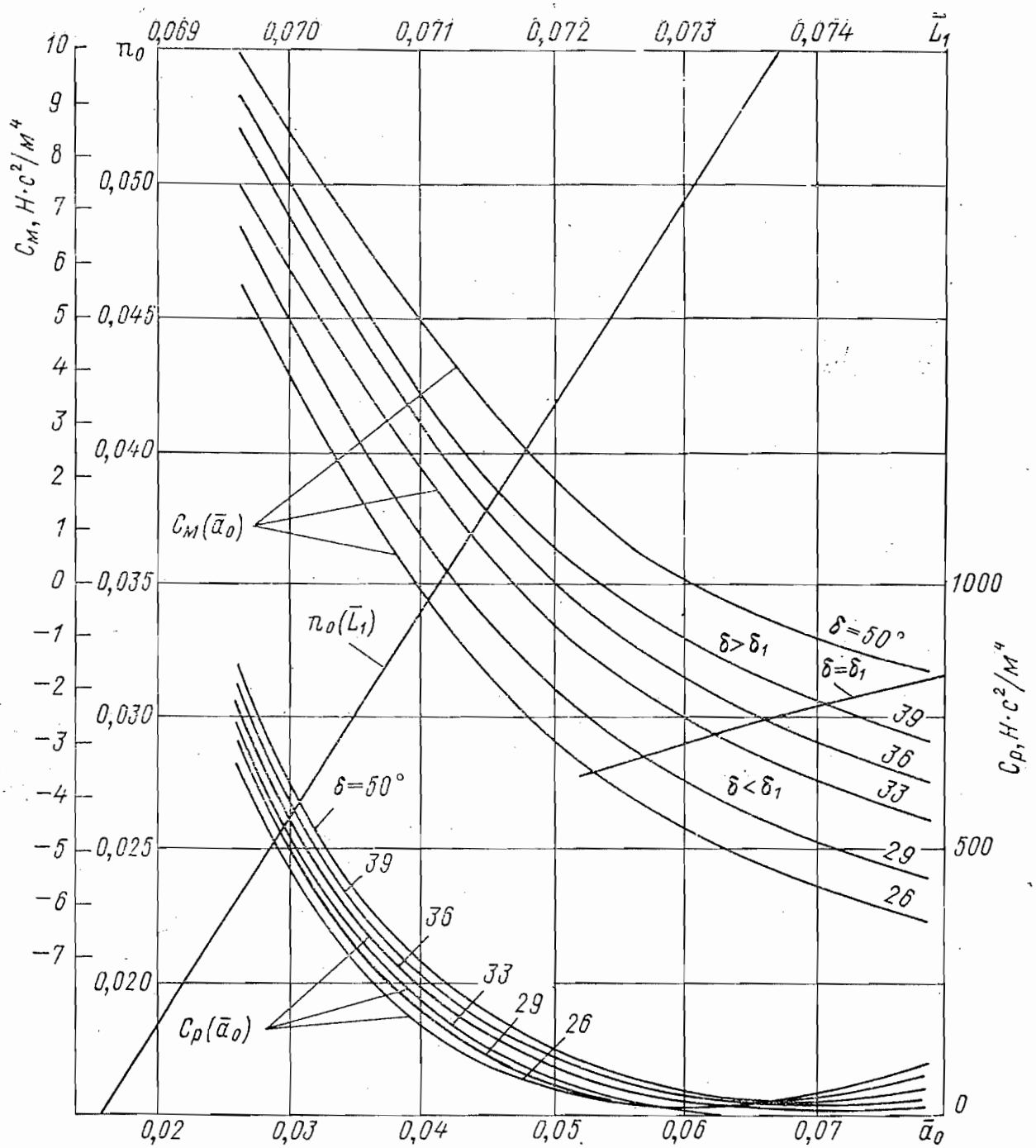
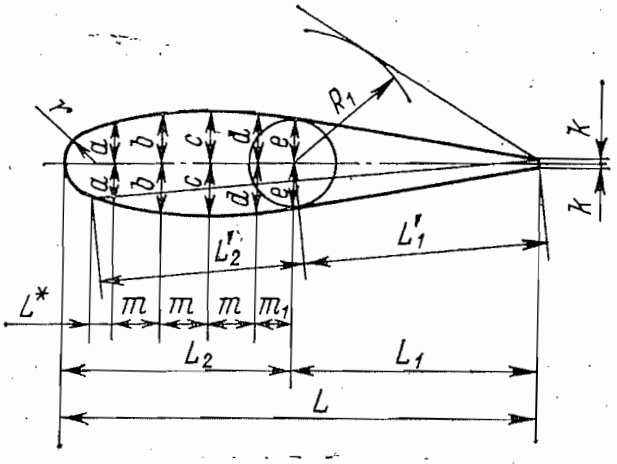


Рис. III.18. Симметричный профиль $L/t \approx 1,07$ с коэффициентами моментов, сил и зависимостями $n_0(\bar{L}_1)$:

$\bar{L}$	0,13989	b	0,01451
$\bar{L}_1$	0,07322	$\bar{c}$	0,01545
$\bar{L}_2$	0,06667	$\bar{d}$	0,01408
$\bar{m}$	0,01399	$\bar{e}$	0,01247
$\bar{m}_1$	0,01071	$\bar{r}$	0,00993
k	0,00140	$\bar{L}^*$	0,00880
$\bar{R}_1$	0,03914	$\bar{L}'_1 + \bar{L}'_2$	0,13015
$\bar{a}$	0,01165		



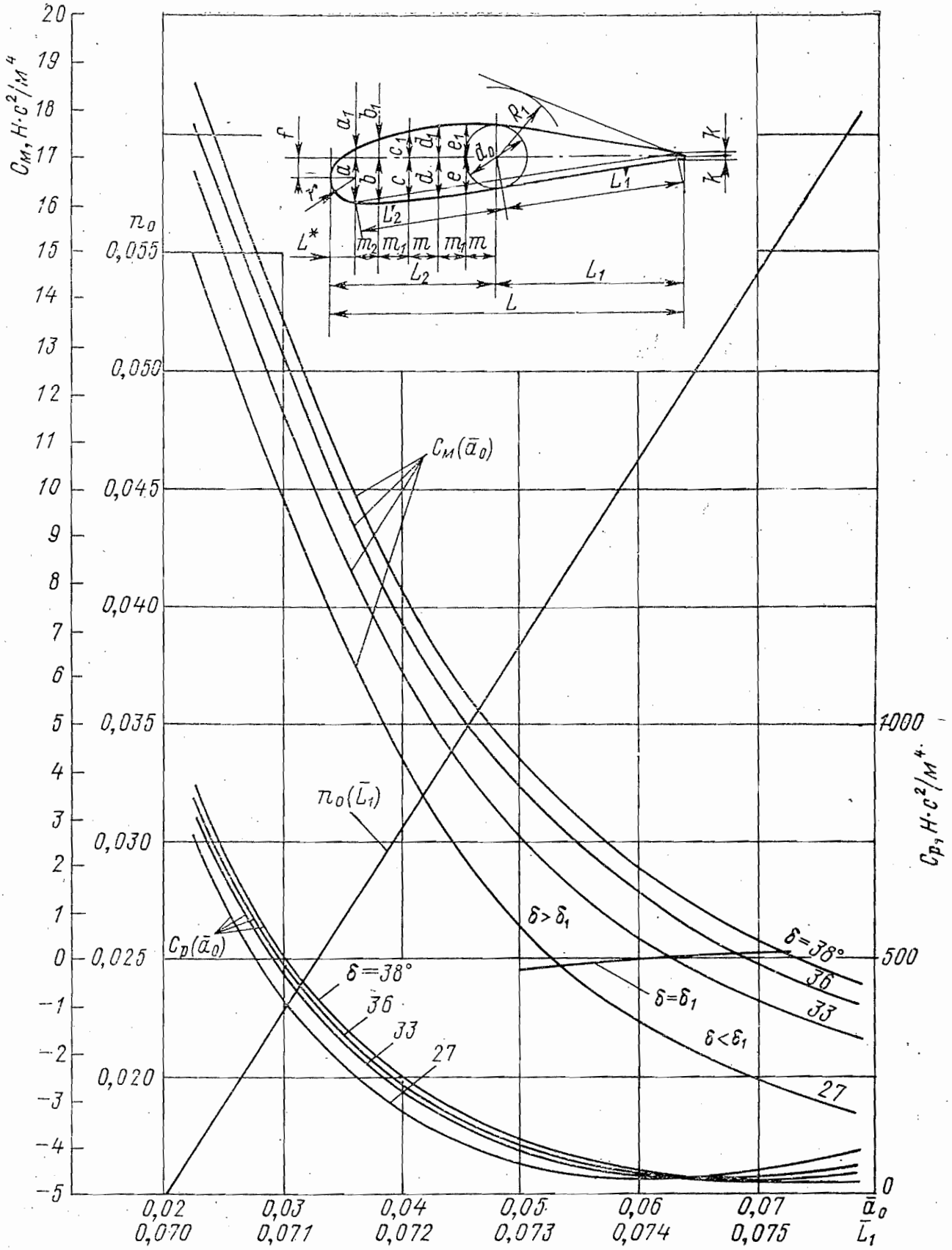


Рис. III.19. Асимметричный профиль $L/t \approx 1{,}07$ с коэффициентами моментов, сил и зависимостями n_0 $(\bar{L}_1)$:

$\bar{L}$	0,13989	$\bar{m}_2$	0,00974	$\bar{a}$	0,01723	$\bar{a}_1$	0,00784
$\bar{L}_1$	0,07378	$\bar{r}$	0,00974	$\bar{b}$	0,01798	$\bar{c}_1$	0,01067
$\bar{L}_2$	0,06611	$\bar{f}$	0,00749	$\bar{c}$	0,01723	$\bar{d}_1$	0,01199
k	0,00131	$\bar{d}_0$	0,02509	$\bar{d}$	0,01611	$\bar{e}_1$	0,01273
$\bar{m}$	0,01161	$\overline{R_1}$	0,02678	$\bar{e}$	0,01442	$\bar{L}^*$	0,00880
$\bar{m}_1$	0,01180			$\bar{a}_1$	0,00375	$\bar{L}'_1 + \bar{L}'_2$	0,12922

ствующего на закрытие лопатки (рис. III.21), что может быть реализовано при проектировании самозакрывающегося направляющего аппарата. Возможность изменения гидравлического момента за счет формы выходной кромки следует учитывать также и при оптимизации органов регулирования направляющего аппарата. Величина гидравлического момента зависит, как известно, от положения оси поворота лопатки. Последнее влияет на значение относительного эксцентриситета n_0, определяемого по формуле

$$n_0 = \frac{L_1' - L_2'}{2\left(L_1' + L_2'\right)}. \tag{III.26}$$

Зависимости $n_0(L_1/D_0)$ и обозначения величин L_1, L_1' и L_2' приведены на рис. III.18 и III.19.

Гидростатическая сила $P(H)$ и момент этой силы $M_г$ (Н·м) вокруг оси поворота лопатки при закрытом направляющем аппарате вычисляются по формулам:

$$P = \frac{\pi\rho g H_{ст} D_1^2 \bar{b}_0 \bar{D}_0}{z_0}; \tag{III.27}$$

$$M_г = \frac{\pi^2 \rho g H_{ст} D_1^3 \bar{b}_0 \bar{D}_0^2}{z_0^2} n_0, \tag{III.28}$$

где $\bar{b}_0 = b_0/D_1$, $\bar{D}_0 = D_0/D_1$.

Гидравлические моменты $M_г$ (Н·м) и сила P (Н), действующие на лопатку направляющего аппарата при значениях открытий, отличных от нуля (кроме $a_0 \leqslant 0{,}1\ \%\ D_0$), определяются по формулам:

$$M_г = k_M C_M(\bar{a}_0, \delta)\, Q_I'\, D_1^3 H_т; \tag{III.29}$$

$$P = k_P C_P(\bar{a}_0, \delta)\, Q_I'^2 D_1^2 H_т, \tag{III.30}$$

где $C_M(\bar{a}_0, \delta)$ и $C_P(\bar{a}_0, \delta)$ — коэффициенты момента и усилия (Н·с^2/м$^{-4}$), зависящие

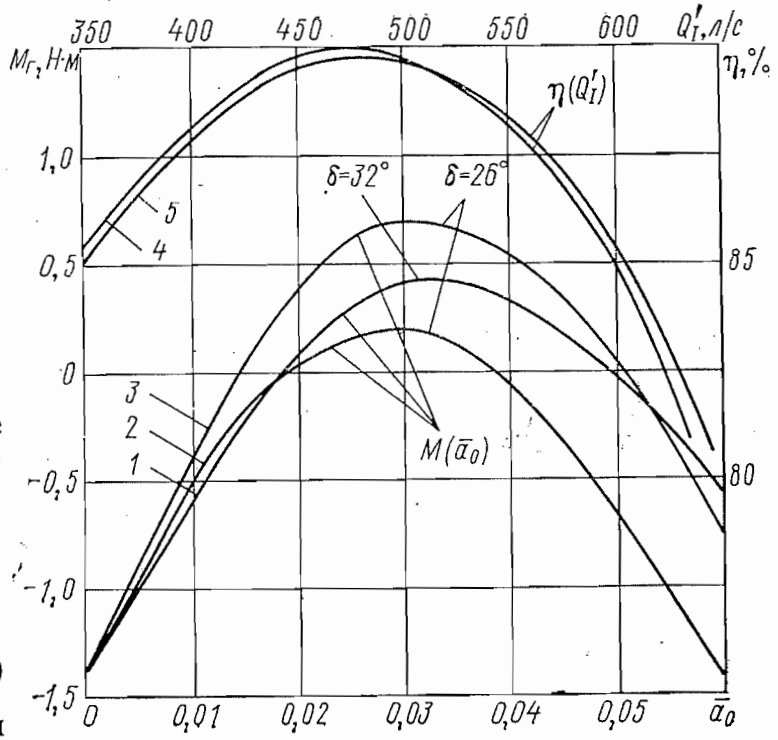


Рис. III.20. Влияние формы профиля на КПД (*4*, *5*) и гидравлический момент (*1*, *2* и *3*):

1, *2* и *4* — симметричный профиль; *3*, *5* — асимметричный профиль

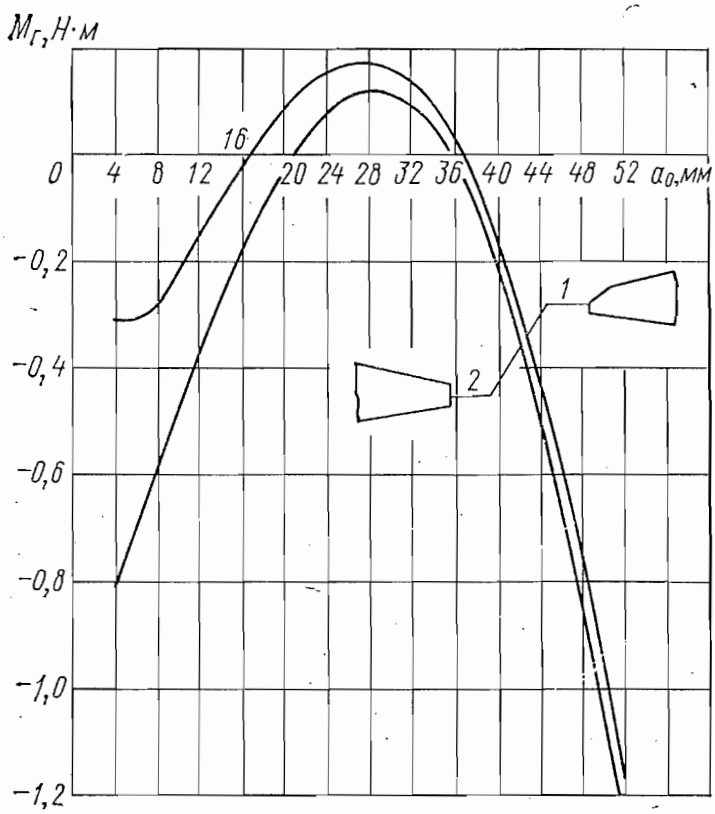


Рис. III.21. Влияние скоса выходной кромки лопатки на гидравлический момент

от открытия и угла δ натекания потока, приведены для соответствующих профилей на рис. III.18 и III.19 (при этом $\bar{D}_0 = 1{,}16$; $\bar{b}_0 = 0{,}2$; $z_0 = 24$ и $n_0 = 0{,}051$); положительные значения коэффициентов C_M соответствуют моментам, действующим на закрытие направляющего аппарата; k_M и k_P — коэффициенты, учитывающие погрешности определения величин C_M, C_P, Q'_1, изготовления направляющего аппарата и рабочего колеса. Они принимаются равными соответственно 1,3 и 1,2; $\bar{a}_0 = a_0/D_0$ — относительное открытие направляющего аппарата; Q'_1 — приведенный расход, принимается для заданного открытия по универсальной характеристике, л/с; D_1 — диаметр рабочего колеса, м; $H_т$ — напор турбины, м.

Значения углов δ, необходимые при определении коэффициентов C_M и C_P для турбинных камер с $\varphi_0 > 240°$, принимаются из расчета и проектирования профилей статорных колонн. Для турбинных камер с $\varphi_0 < 240°$ при определении угла δ в неспиральной части камеры пользуются данными замеров потока перед лопатками, а в спиральной части принимаются по расчетам. Величины коэффициентов C_M и C_P при этом осредняются по периметру направляющего аппарата, за исключением тех случаев, когда применяются индивидуальные сервомоторы.

Если основные геометрические характеристики направляющего аппарата ($\bar{b}_0$, $\bar{D}_0$, z_0) отличаются от $\bar{D}_0 = 1{,}16$, $\bar{b}_0 = 0{,}2$ и $z_0 = 24$, принятых при определении величин C_M и C_P (приведенных на рис. III.18 и III.19), то коэффициенты момента и усилия при этом можно приближенно определить из условия:

$$C_M \bar{b}_0 z_0^2 = \text{const}; \tag{III.31}$$

$$C_P \bar{b}_0 \bar{D}_0 z_0 = \text{const}; \tag{III.32}$$

при этом $a_0 z_0 = \text{const}$ и $\delta = \text{const}$.

При оптимизации органов регулирования направляющего аппарата часто возникает необходимость изменять в небольших пределах положение оси поворота лопатки и величину эксцентриситета. Коэффициент C_P при этом меняется слабо и принимается одинаковым для разных эксцентриситетов: $C_{Pn_{02}} = C_{Pn_{01}}$, где индексами 1 и 2 обозначены соответственно исходное и новое положение оси поворота.

Приближенные значения коэффициентов $C_{Mn_{02}}$ моментов вычисляются по известным значениям $C_{Mn_{01}}$ по следующей зависимости:

$$C_{Mn_{02}} = C_{Mn_{01}} \pm C_{Pn_{01}} (\bar{L}_{1n_{01}} - \bar{L}_{1n_{02}}) \bar{D}_0, \tag{III.33}$$

где $\bar{L}_{1n_{01}} = L_{1n_{01}}/D_0$, $\bar{L}_{1n_{02}} = L_{1n_{02}}/D_0$.

Знак перед коэффициентом C_P определяется соотношением между углами δ и δ_1 (см. рис. III.18 и III.19), характеризующими направление векторов абсолютной скорости потока перед лопаткой и за ней при данном открытии: $+C_P$ при $\delta \geqslant \delta_1$; $-C_P$ при $\delta < \delta_1$.

При очень малом открытии направляющего аппарата ($a_0 \approx 0{,}1\ \%\ D_0$) наблюдается скачок гидравлического момента. Гидравлический момент при этом открытии может быть приближенно вычислен по формуле:

$$M_2 = M_1 \frac{H_{т2} \bar{b}_{02} D_{02}^3 z_{01}^2}{H_{т1} \bar{b}_{01} D_{01}^3 z_{02}^2}, \tag{III.34}$$

где

$$\bar{b}_{01} = b_{01}/D_{01}, \quad \bar{b}_{02} = b_{02}/D_{02};$$

индексы 1 и 2 относятся соответственно к направляющему аппарату с известным и искомым моментами. Значение момента M_1 (Н·м) приближенно вычисляется по формуле

$$M_1 = 0{,}7061 - 58{,}84 n_0, \tag{III.35}$$

а величины D_{01}, b_{01}, z_{01} и $H_{т1}$ соответственно принимаются равными: $D_{01} = 0{,}73$ м; $b_{01} = 0{,}108$ м; $z_{01} = 20$; $H_{т1} = 4$ м; $\bar{b}_{01} = 0{,}148$; n_0 подставляется в формулу со своим знаком.

На величины гидравлических моментов и усилий и вид характеристик $M_г$ ($\bar{a}_0$) и P ($\bar{a}_0$) существенное влияние оказывает взаимное угловое положение лопаток, например, при потере привода одной из них (рис. III.22, III.23, III.24 и III.25).

На рис. III.22—III.24 показаны семейства зависимостей $M_г$ ($\bar{a}_0$) гидравлических моментов, действующих на лопатку, потерявшую управление (рис. III.22), и лопатки, расположенные рядом с ней по потоку (рис. III.23) и против направления потока (рис. III.24) в спирали. Эти зависимости даны для постоянного угла ($\bar{a}_0 = a_0/D_0 = \text{const}$) установки лопатки, потерявшей управление, условно характеризующегося величиной открытия $\bar{a}_0$ направляющего аппарата, определяющего

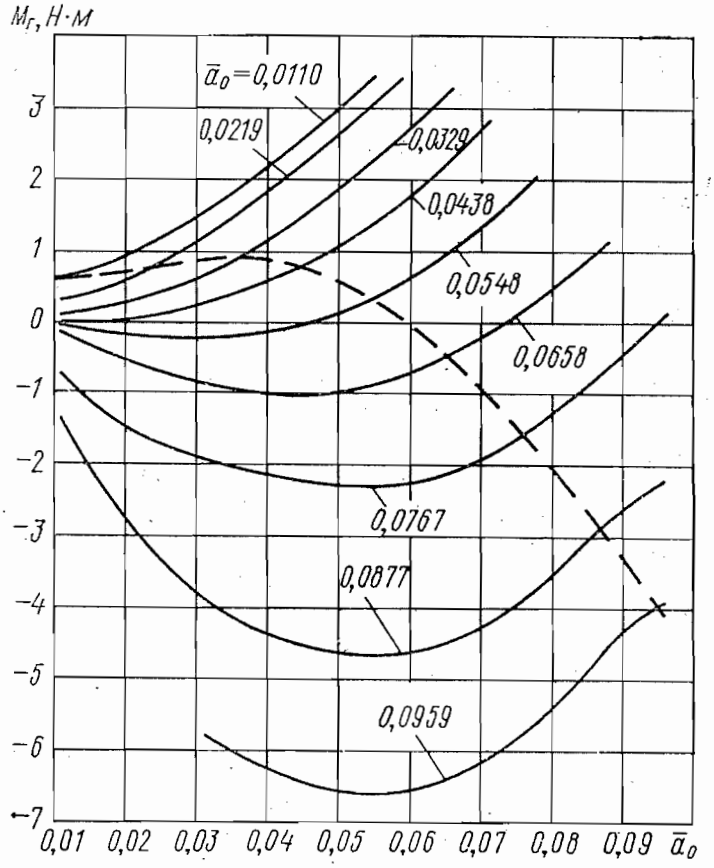


Рис. III.22. Зависимости $M_г$ ($\bar{a}_0$) лопатки, потерявшей управление при $\bar{a}_0 = \text{const}$ (сплошные линии) и $M_г$ ($\bar{a}_0$) лопатки при нормальной работе (штриховая линия)

положение лопатки при ее нормальной работе. Кроме того, на рисунках приведены зависимости $M_г$ ($\bar{a}_0$) для лопатки, установленной аналогично остальным лопаткам, что соответствует нормальной работе направляющего аппарата. Положительные значения моментов во всех рассмотренных случаях соответствуют их действию на закрытие лопаток. На рис. III.25 приведены зависимости P ($\bar{a}_0$) гидравлического усилия, действующего на лопатки при нормальной работе и при потере управления. Значения моментов и усилий получены экспериментальным путем при напоре 4 м для модели направляющего аппарата со следующими характеристиками: $D_0 =$ = 730 мм; $b_0 = 108$ мм; $z_0 = 20$, $n_0 = -0{,}0045$. Профиль лопатки симметричный, $L/t = 1{,}07$.

Ниже приведен расход через модель турбины в зависимости от относительного открытия направляющего аппарата:

$\bar{a}_0 = a_0/D_0$ . . .	0,0109	0,0219	0,0329	0,0438	0,0547	0,0657	0,0762	0,0876	0,0986	0,1040
Q, м³/с	0,0624	0,1370	0,2120	0,2930	0,3840	0,4700	0,5520	0,6150	0,6750	0,6900

Для моделей гидротурбин с таким же аппаратом, но отличающихся по пропускной способности, значения моментов и усилий можно вычислить по формулам: $M_2 =$ = $M_1 (Q_2/Q_1)^2$; $P_2 = P_1 (Q_2/Q_1)^2$, где индексами 1 и 2 обозначены соответственно известные и искомые величины.

В случае отличия геометрических характеристик направляющего аппарата от исходной модели значения момента и усилия можно приближенно вычислить по формулам:

$$M_{\text{г}} = C_M(\bar{a}_0)\, Q^2/D_0; \quad P = C_P(\bar{a}_0)\, Q^2/D_0^2.$$

Коэффициенты $C_M(\bar{a}_0)$ и $C_P(\bar{a}_0)$ для исходного направляющего аппарата определяются по данным, приведенным на рис. III.22—III.25 и значениям $Q(\bar{a}_0)$.

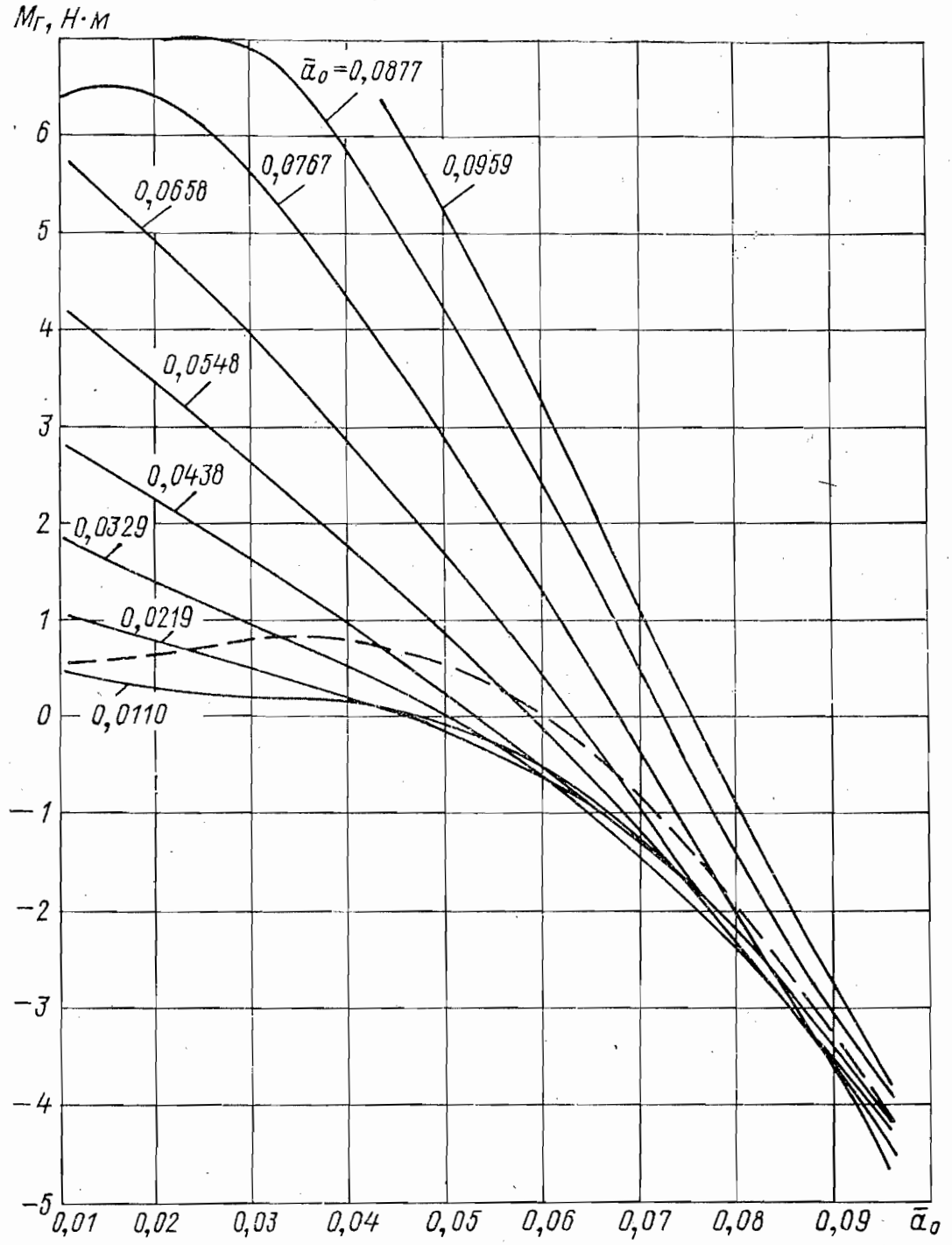


Рис. III.23. Зависимости $M_{\text{г}}(\bar{a}_0)$ лопатки соседней (по потоку) с потерявшей управление при $\bar{a}_0$ = const последней (сплошные линии) и $M_{\text{г}}(\bar{a}_0)$ лопатки при нормальной работе (штриховая линия)

Для направляющего аппарата с другими геометрическими характеристиками коэффициенты моментов и усилий вычисляются по формулам (III.31) и (III.37). При этом величина b_0, входящая в формулы, в данном случае принимается равной $b_0 = b_0/D_0$. При выборе профиля лопаток и проектировании направляющего аппарата реактивных гидротурбин следует также пользоваться данными отраслевого стандарта ОСТ 24.023.14—75.

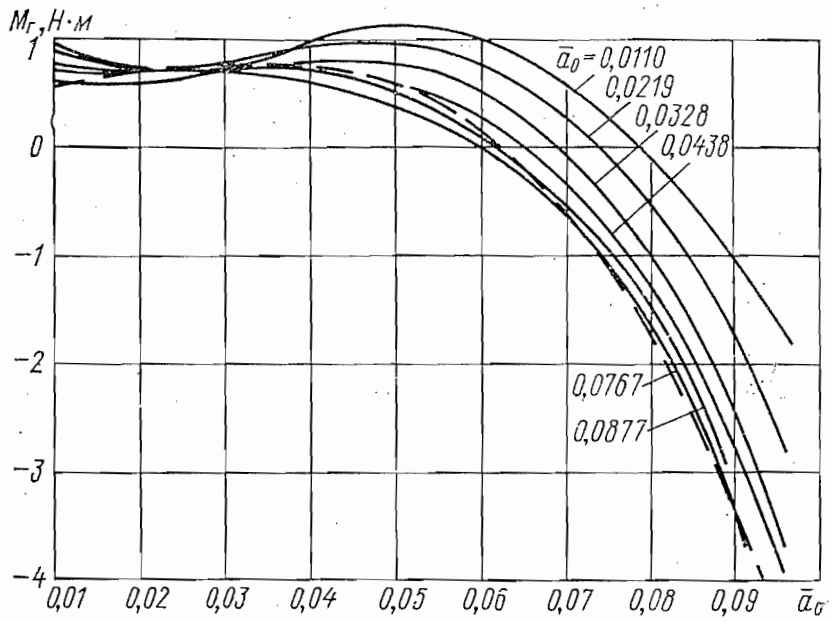


Рис. III.24. Зависимости M ($\bar{a}_0$) лопатки соседней (против потока) с потерявшей управление при $\bar{a}_0$ = const последней (сплошные линии) и M ($\bar{a}_0$) лопатки при нормальной работе (штриховая линия)

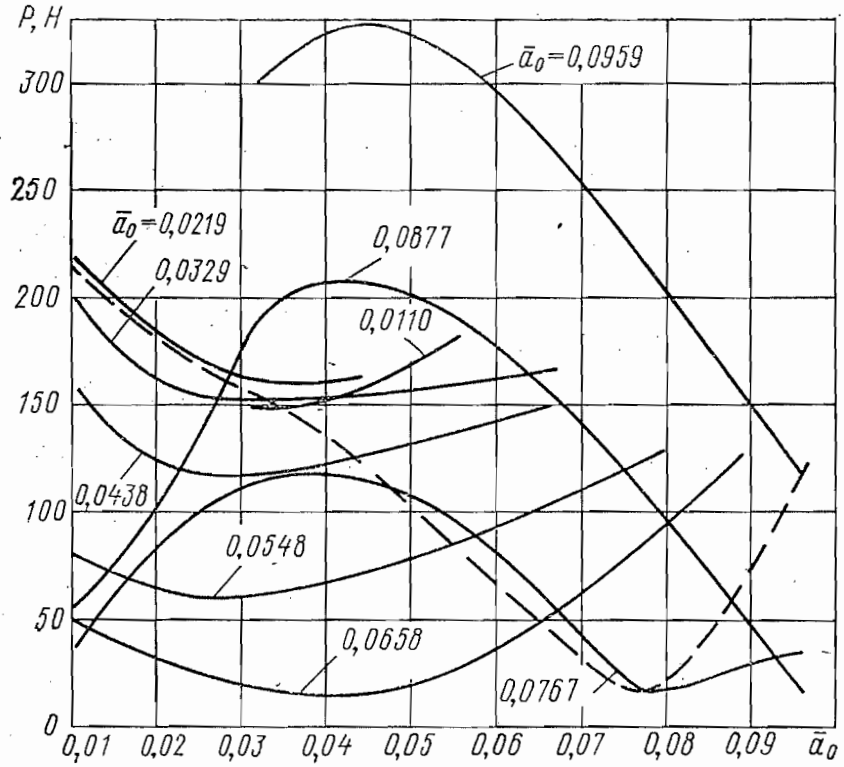


Рис. III.25. Зависимость P ($\bar{a}_0$) лопатки, потерявшей управление при $\bar{a}_0$ = const (сплошные линии) и P ($\bar{a}_0$) лопатки при нормальной работе (штриховые линии)

III.6. ОТСАСЫВАЮЩАЯ ТРУБА

В зависимости от компоновки гидроагрегата (вертикальное или горизонтальное расположение вала) применяются изогнутые (рис. III.9) с тем или иным типом колена и прямоосные (см. рис. III.11) отсасывающие (для турбин) и всасывающие (для насоса) трубы. Основным параметром, определяющим гидравлические характеристики изогнутой отсасывающей трубы, является ее высота h. Высота трубы влияет также на стоимость сооружения ГЭС. При выборе высоты отсасывающей трубы необходимо учитывать следующие факторы.

1. Увеличение высоты обеспечивает получение высоких энергетических и эксплуатационных показателей турбины, т. е. фактора, действующего в течение всего периода эксплуатации ГЭС.

2. Увеличение высоты трубы приводит к повышению стоимости гидростанции, т. е. фактора, характеризующего единовременные затраты на строительство ГЭС.

Исходя из этого, выбор габаритных размеров отсасывающей трубы должен производиться на основании технико-экономических расчетов с учетом надежности работы гидроагрегата. Результаты многочисленных исследований показывают, что независимо от формы отсасывающей трубы уменьшение ее высоты приводит к падению КПД турбины. При этом наиболее резкое снижение КПД наблюдается на турбинах большой пропускной способности. С уменьшением пропускной способности турбины влияние высоты отсасывающей трубы на ее энергетические показатели уменьшается. Однако заметное уменьшение высоты трубы тихоходных турбин также дает снижение КПД и может привести к значительному увеличению интенсивности нестационарных явлений в турбине и, как следствие, к неспокойной работе агрегата. Нестационарные явления достигают наибольшей интенсивности при работе радиально-осевых и пропеллерных гидротурбин на неоптимальных режимах, включая разгон машины, в частности холостой ход. Это должно учитываться при выборе габаритных размеров труб.

На основании проведенных ЛМЗ и другими организациями исследований и опыта проектирования и эксплуатации гидротурбин рекомендуются следующие высоты отсасывающих труб: для поворотно-лопастных гидротурбин $h \geqslant 2{,}0D_1$, для радиально-осевых гидротурбин $h \geqslant 2{,}3D_1$. При установке гидроагрегатов в подземных ГЭС высота труб должна приниматься не менее $3{,}5D_1$, что объясняется необходимостью существенного уменьшения ее ширины. Значительное уменьшение ширины маловысотной трубы приводит к неблагоприятным размерам и форме колена, ухудшению гидравлических качеств трубы и снижению надежности работы гидроагрегата.

Оценка изменения КПД турбины в зависимости от изменения относительной высоты отсасывающей трубы h/D_1 и приведенного расхода Q_1' для комбинаторного режима поворотно-лопастных гидротурбин, а также оптимального и близких к нему режимов радиально-осевых гидротурбин может быть сделана по графику, приведенному на рис. III.26.

Ширина трубы для поворотно-лопастных гидротурбин $B_2 = (2{,}5 \div 2{,}7)\, D_1$; для радиально-осевых гидротурбин $B_2 = (2{,}7 \div 3{,}3)\, D_1$; для подземных ГЭС допускается уменьшение ширины трубы примерно до $(1{,}5 \div 2{,}0)\, D_1$, в зависимости от высоты трубы.

Длина L трубы для поворотно-лопастных гидротурбин $L = (4 \div 4{,}5)\, D_1$; для радиально-осевых гидротурбин $L = (4 \div 5)\, D_1$.

При установке в подземных ГЭС длина отсасывающей трубы может быть увеличена (в зависимости от требований компоновки) в соответствии с гидравлическими показателями и условиями регулирования турбины. Ориентировочная оценка изменения КПД турбины при изменении площади выходного сечения отсасывающей трубы может быть сделана по формуле, полученной из предположения, что изменение КПД пропорционально изменению скоростной энергии потока в этом сечении, вычисленной по средней скорости,

$$\Delta\eta = 50\,\frac{Q^2}{gH_т}\left(\frac{1}{F^2_{1вых}} - \frac{1}{F^2_{2вых}}\right), \qquad \text{(III.36)}$$

где Q — расход через турбину, м³/с; $H_т$ — характерный напор, м; $\Delta\eta$ — увеличение или уменьшение КПД, %; $F_{1вых}$ и $F_{2вых}$ — площадь выходного сечения исходной трубы и отсасывающей трубы с измененными размерами, м².

Диаметр входного диффузора отсасывающей трубы определяется размерами камеры рабочего колеса поворотно-лопастных гидротурбин и размерами нижнего обода рабочего колеса радиально-осевых гидротурбин.

Угол расширения входного диффузора на одну сторону принимается:

1) для поворотно-лопастных гидротурбин $\beta = 8 \div 11°$; при этом для турбин с втулкой рабочего колеса $d_{вт} \leqslant 0{,}45D_1$ следует ориентироваться на значения углов, близкие к верхнему пределу; для колес с $d_{вт} > 0{,}45D_1$ следует выбирать углы, близкие к нижнему пределу;

2) для радиально-осевых гидротурбин $\beta \leqslant 7 \div 9°$;

3) для радиально-осевых гидротурбин подземных компоновок $\beta = 5 \div 7°$.

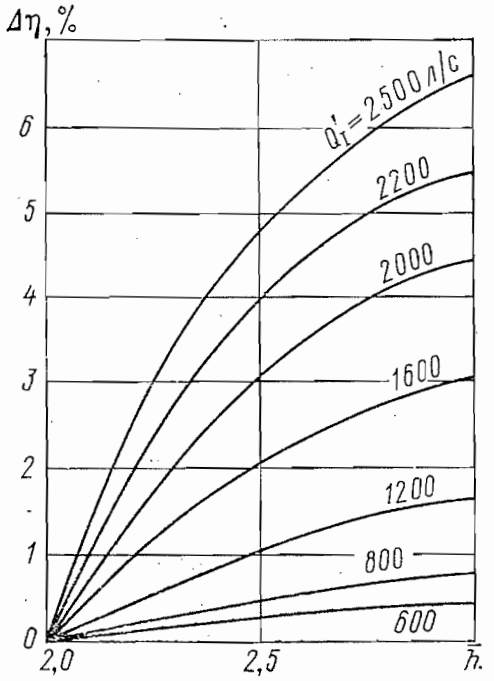


Рис. III.26. Изменение КПД турбины в зависимости от высоты отсасывающей трубы

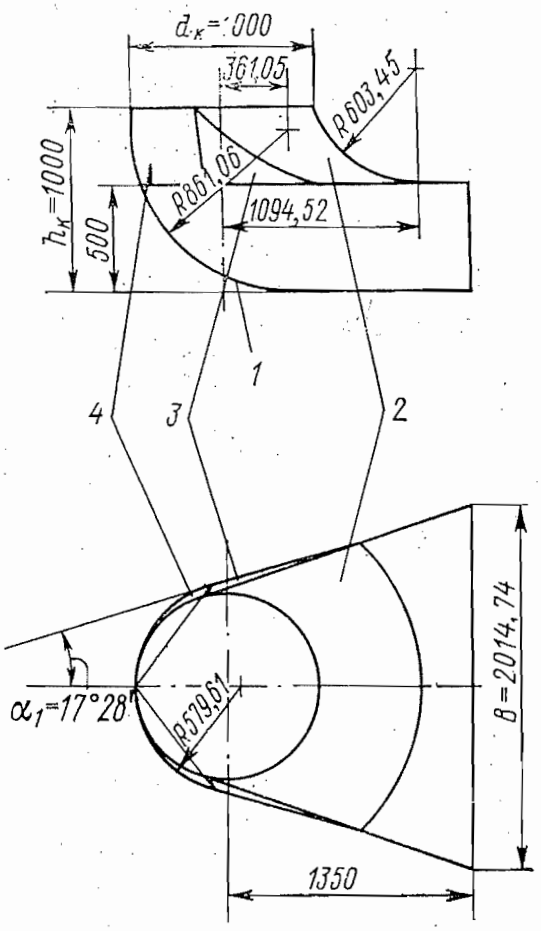


Рис. III.27. Колено отсасывающей трубы $2\alpha_1 = 34°\ 56'$:

1 — цилиндрическая поверхность; *2* — поверхность тора; *3* — наклонная плоскость; *4* — коническая поверхность

В практике проектирования отсасывающих труб широкое распространение получило колено высотой, равной его входному диаметру $h_к = d_к$ с углом раскрытия в горизонтальной плоскости равным 34° 56′ (рис. III.27). В тех случаях, когда длина колена выходит за пределы рекомендуемых значений, а ширину отсасывающей трубы требуется увеличить против обычно принимаемых соотношений ($B_2 > 2{,}7D_1$ для поворотно-лопастных турбин и $B_2 > 3{,}3D_1$ для радиально-осевых турбин) может применяться колено с увеличенным углом раскрытия в горизонтальной плоскости до 47° 30′. При этом увеличиваются только ширина B (с 2014,74 до 2469,23 мм) и радиус колена R в плане (с 579,61 до 644,4 мм).

Для отсасывающих труб высоконапорных гидротурбин ($H_т > 230$ м), у которых в отдельных случаях требуется значительное уменьшение ширины трубы, рекомендуется применение колена по рис. III.28, *а*. При этом высота отсасывающей трубы должна приниматься не менее $3D_1$. Для турбин, устанавливаемых в подземных гидростанциях с отсасывающими трубами высотой $h > (3{,}5 \div 4{,}0)\,D_1$, допускается применение коленьев круглого сечения (рис. III.28, *б*). В последнее время начали применяться коленья упрощенной по сравнению с рис. III.27 формы, у которых наклонная плоскость *3* и коническая поверхность *4* заменены поверхностью тора *2*, аналогично колену рис. III.28, *а*. Сопряжение в плане колена с выходным диффузором осуществляется цилиндрической поверхностью *1*. Данные по отсасывающим трубам с коленьями этого типа приведены в ОСТ 108.122.01—76.

Диаметр входного сечения колена определяется по формуле

$$d_к = \frac{2(h - h_1)\operatorname{tg}\beta + d_2}{1 + 2\bar{h}_к \operatorname{tg}\beta}, \qquad (III.37)$$

где h_1 — высота камеры рабочего колеса; d_2 — диаметр выходного сечения рабочего колеса или его камеры (для поворотно-лопастных турбин) (см. рис. III.9); $\bar{h}_к = h_к/d_к$ — высота колена в долях от его диаметра.

Длина колена (см. рис. III.9) не должна превышать $1{,}6D_1$, $L_1 = (1{,}3 \div 1{,}6)\, D_1$.

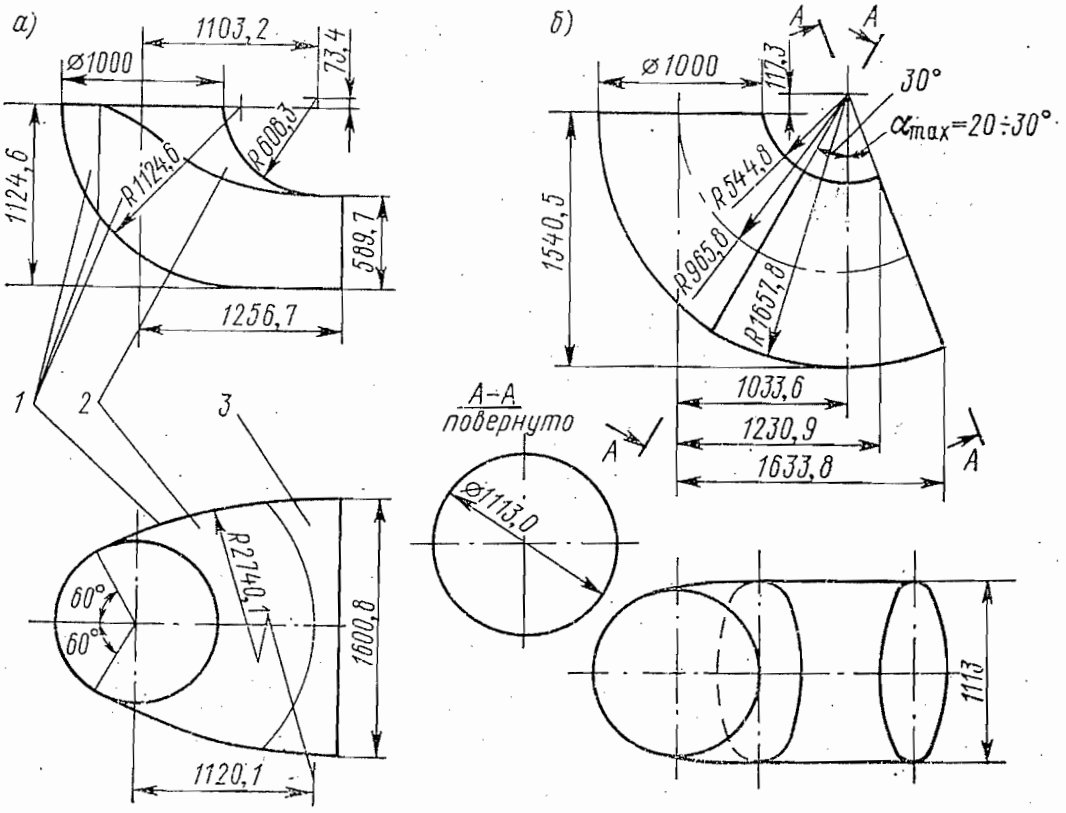


Рис. III.28. Коленья отсасывающих труб малой ширины: *а* — колено шириной $B = 1{,}6d_к$; *б* — колено шириной $B = 1{,}13d_к$;

1 — цилиндрические поверхности; *2* — поверхность тора; *3* — горизонтальная плоскость

Эквивалентный угол расширения выходного диффузора вычисляется по формул

$$\alpha_э = 2 \operatorname{arctg}\left[(d_{2э} - d_{1э})/2L_2\right], \qquad (III.38)$$

где $d_{1э} = \sqrt{4F_1/\pi}$ — эквивалентный диаметр входного сечения; $d_{2э} = \sqrt{4F_2/\pi}$ — эквивалентный диаметр выходного сечения; L_2 — длина выходного диффузора. Его величина выбирается в зависимости от длины в пределах 10—14°. При $L_2 > 2{,}5D_1$ значения углов $\alpha_э$ следует принимать ближе к нижнему пределу, а при $L_2 < 2{,}5D_1$ — к верхнему. Для выходных диффузоров с параллельными боковыми стенками и горизонтальным основанием угол наклона верхнего перекрытия к горизонтальной плоскости принимается равным эквивалентному углу расширения. При выходном диффузоре с наклонным основанием угол наклона основания к горизонтальной плоскости выбирается в пределах, не превышающих 6—12°. При этом для тихоходных турбин допускаются несколько большие значения углов, чем для быстроходных. Для подземных ГЭС с глубокими отсасывающими трубами большой длины допускается увеличение этого угла до 20—30°.

Опорные быки в выходном диффузоре обычно устанавливаются при ширине трубы $B_2 > 10 \div 12$ м. Толщина быка принимается в пределах $S_б = (0{,}1 \div 0{,}15)\, B$. Радиусы входной кромки принимаются следующими: $r = (0{,}2 \div 0{,}3)\, S_б$; $R = (3 \div 6)\, S_б$. Расстояние L_1 от входной кромки быка до оси вращения турбины принимается равным длине колена, но не должно быть меньше $1{,}4D_1$.

Прямоосные отсасывающие трубы в крупном гидромашиностроении применяются для горизонтальных капсульных гидротурбин. По гидравлическим качествам рекомендуется применять трубы, выполненные в виде усеченного кругового конуса. По условиям компоновки в обоснованных случаях допускается применение комбинированных труб, у которых входной участок делается в виде усеченного кругового конуса, а выходной состоит из плоскостей и конических поверхностей. Выходное сечение трубы может иметь форму круга, прямоугольника и прямоугольника со скругленными углами. Длина отсасывающей трубы выбирается в пределах $L = (4 \div 5) D_1$.

Угол расширения кругового конуса (при его вершине) или эквивалентный ему угол $\alpha_э$ для комбинированных частей трубы [вычисляется аналогично (III.38)], принимается в пределах 13—15°. При этом для отсасывающих труб длиной, близкой к $5D_1$, рекомендуется выбирать угол, близкий к нижнему пределу, а при длине, близкой к $4D_1$, — к верхнему.

III.7. РАБОЧИЕ КОЛЕСА

Одними из важнейших факторов, определяющих возможность создания гидравлически совершенной, технологичной и надежной конструкции лопастной системы и рабочего колеса в целом, являются форма и относительные размеры меридионального сечения его проточной части. Исходным параметром при проектировании проточной части рабочего колеса служит высота направляющего аппарата. Относительная высота $\bar{b}_0 = b_0/D_1$ направляющего аппарата должна выбираться из гидравлических соображений с учетом его прочности, а в радиально-осевых гидротурбинах — и прочности рабочего колеса.

Наиболее важным параметром, в большой степени определяющим энергетические и кавитационные качества рабочего колеса поворотно-лопастной и пропеллерной гидротурбин, при принятой форме камеры является втулочное отношение $\bar{d}_{вт} = d_{вт}/D_1$.

Для каждого диапазона напоров турбины существует свое оптимальное втулочное отношение. Однако его выбор в отдельных случаях ограничивается условиями прочности элементов конструкции рабочего колеса. В рабочих колесах радиально-осевых гидротурбин таких ограничений нет, что облегчает оптимизацию их элементов проточной части. Большое влияние на гидравлические показатели радиально-осевого рабочего колеса (на КПД) оказывает форма обода и относительный диаметр $\bar{D}_2 = D_2/D_1$ его выходного сечения. Уменьшение D_2 способствует повышению КПД, но при этом растет значение критического кавитационного коэффициента и требуемое заглубление турбины. Форма ступицы в отличие от обода оказывает меньшее влияние на гидравлические характеристики (на КПД) рабочего колеса. Однако применение плоской ступицы в области расположения лопастей не рекомендуется. При этом на отдельных режимах эксплуатации гидротурбин снижается эффективность работы колеса, особенно в области сечений, примыкающих к ступице.

Для получения хороших показателей рабочего колеса необходимо обеспечить плавное изменение кривизны контуров, образующих его меридиональное сечение, особенно в области зоны перехода от направляющего аппарата к ободу колеса. При выборе формы и относительных размеров меридионального сечения проточной части рабочего колеса обычно пользуются нормативными материалами, которые отражают опыт, накопленный в гидротурбостроении. Размеры проточной части рабочих колес осевых поворотно-лопастных турбин выбираются в зависимости от напора и номинального диаметра D_1 по указанным на рис. I.24 соотношениям.

Обтекаемая торообразная поверхность крышки турбины по технологическим соображениям в отдельных случаях выполняется из трех-четырех конусов. Форма и размеры камеры рабочего колеса принимаются в соответствии с рис. I.26. Форма и относительные размеры меридионального сечения рабочего колеса диагональных гидротурбин указаны на рис. I.29, параметры их приведены в табл. I.7. Остальные размеры втулки и форма контуров ее сопряжения с конусом и крышкой турбины определяются в процессе конструктивных разработок с учетом обеспечения требуемых гидравлических показателей турбины.

Форма и относительные размеры проточной части радиально-осевых рабочих колес выбираются в зависимости от напора и быстроходности гидротурбины и при-

ведены на рис. I.25 и в табл. I.4. Эти данные могут быть использованы в качестве исходных при проектировании рабочих колес и подлежат уточнению в процессе отработки лопастной системы и конструкции колеса в целом для конкретных условий.

При проектировании рабочих колес повышенной пропускной способности и частоты вращения следует ориентироваться на размеры D_2, близкие к верхнему, а D_3 — к нижнему пределам. Увеличение размера D_2 также способствует уменьшению критического коэффициента кавитации. При этом, однако, увеличиваются потери в колесе и снижается его КПД.

Гидродинамический расчет и профилирование лопастной системы в настоящее время основываются на решении комплекса задач пространственного движения жидкости в колесе и сопряженных с ним элементах проточной части гидротурбины [30, 56]. Оптимизация геометрических характеристик лопастной системы и меридионального сечения рабочего колеса в процессе проектирования осуществляются на основании расчета потерь энергии и их баланса для всей проточной части турбины.

III.8. ТРЕБОВАНИЯ К ПОДВОДНОЙ ЧАСТИ БЛОКА И ДОПУСКАЕМЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ РАЗМЕРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Все обтекаемые элементы подводной части гидроагрегатного блока должны быть хорошо отработаны и согласованы для обеспечения требуемых гидравлических показателей. При изготовлении и монтаже этих элементов особое внимание необходимо обращать на точность выполнения и состояние (степень шероховатости) обтекаемых поверхностей. Все поверхности должны удовлетворять требованиям чертежей и специальных технических условий. Наиболее важными факторами, оказывающими преобладающее влияние на гидравлические характеристики и эксплуатационную надежность гидроагрегатов, являются форма и состояние обтекаемых поверхностей проточной части.

Для реализации на натурной турбине гидравлических показателей, достигнутых при разработке ее модели, должно быть прежде всего обеспечено их геометрическое подобие в пределах установленных допусков. Обтекаемые поверхности должны быть плавными и гладкими. Волнистость и шероховатость не должны превышать установленных пределов.

Существенное влияние на гидравлические показатели и надежность работы гидромашины оказывают элементы ее рабочего колеса, в частности форма входной и особенно выходной кромок лопастей, положение лопастей в колесе (особенно угол установки) и зазоры между обтекаемыми потоком подвижными и неподвижными частями рабочего колеса. Поэтому наиболее высокие требования при изготовлении и монтаже элементов проточной части натурной гидромашины должны предъявляться к рабочему колесу и сопряженным с ним деталям, обтекаемым потоком.

Неидентичность углов установки лопастей в колесе, наличие на поверхностях лопастей неровностей и отклонений по форме их входной и выходной кромок, а также зазоров, превышающих допустимые пределы, приводит к заметному изменению скоростей и давлений на лопастях, в межлопастных каналах, на поверхности камеры и в потоке за колесом. Вследствие этого снижается КПД, увеличивается интенсивность кавитационной эрозии в кавитационноопасных зонах и ухудшается вибрационное состояние гидроагрегата. Увеличение шероховатости поверхности из-за кавитационного воздействия приводит к дополнительному снижению КПД и выработки электроэнергии на ГЭС. Восстановление поверхностей, поврежденных кавитацией, должно производиться в соответствии с требованиями чертежа, а ее контроль должен осуществляться специальными шаблонами.

При изготовлении, монтаже и ремонтах элементов проточной части необходимо соблюдать установленные допускаемые отклонения от номинальных размеров, формы и шероховатости обтекаемых поверхностей элементов проточной части натурных гидромашин. Номинальным размером профиля поверхности натуры считается осредненный по результатам измерений профиль поверхности модели, пересчитанный на размер натуры.

Таблица III.6. Допускаемые отклонения проточной части

Параметры проточной части	Контролируемые предельные отклонения от номинальных значений
Размеры турбинной камеры и отсасывающей трубы	±1 %
Статор	
Высота по выходной кромке колонн	$+0{,}1\ \%\ D$
Радиус расположения выходных кромок колонн	±0,2 %
Шаг колонн по выходным кромкам	±1 %
Профиль колонны	±3 %
Направляющий аппарат	
Высота лопатки	$-(0{,}05 \div 0{,}07)\ \%$
Профиль лопатки	±3 % T при $T > 70$ мм; ±2 % T при $T \leqslant 70$ мм
Шероховатость поверхности лопатки	$R_z = 40$ мм
Радиально-осевые рабочие колеса	
Профиль входной кромки лопасти на длине $0{,}1D$ (проверяется не менее, чем по двум сечениям у тихоходного и трем у быстроходного колеса)	$\pm 0{,}1\ \%\ D$
Среднее по шагу лопастей, измеренному по входным кромкам	$+0{,}5\ \%\ D$
Угол входа для отдельной лопасти (проверяется по тем же сечениям, что и профиль входной кромки; измеряется с помощью шаблона, охватывающего входную кромку на длине $0{,}05D$)	±3°
Среднее по углу входа	±1,5°
Профиль выходной кромки лопасти на длине $0{,}1D$ по лицевой стороне и $0{,}15D$ по тыльной стороне (проверяется не менее чем по трем сечениям)	$\pm 0{,}1\ \%\ D$
Угол выхода для отдельной лопасти (измеряется с помощью шаблона, охватывающего выходную кромку на длине $0{,}05D$ и проверяется по тем же сечениям, что и профиль выходной кромки)	±2°
Среднее по углу выхода	±1°
Расстояние в свету на выходе в отдельных точках (проверяется не менее чем в четырех точках на каждой лопасти)	+5 %; −3 %
Среднее по расстоянию в свету	+3 %; −1 %
Диаметр окружности по входным кромкам лопастей в отдельных точках (проверяется в трех точках по высоте каждой лопасти)	±0,5 %
Среднее отклонение этого диаметра	±0,25 %
Зазоры в уплотнениях не должны превышать величин, пересчитанных с модели	—
Волнистость поверхности:	
в кавитационнобезопасных областях	0,02
в областях, подвергающихся кавитационному воздействию	0,01
Шероховатость R_a (мкм, выбирается с учетом потерь выработки электроэнергии, стоимости изготовления колеса, его кавитационной стойкости и усталостной прочности, а также эрозионного воздействия взвешенных частиц)	1,6—6,3
Поворотно-лопастные осевые и диагональные колеса	
Профиль лопасти	$\pm 0{,}2\ \%\ D$
Профиль входной кромки на длине $0{,}05D$	$\pm 0{,}1\ \%\ D$
Угол установки профилей в лопасти	±0,25°
Аксиальное (по оси вращения колеса) смещение профиля в лопасти	$\pm 0{,}2\ \%\ D$
Угол установки лопастей во втулке по отношению друг к другу (проверяется по периферийным сечениям и оценивается как разность между максимальным и минимальным углами)	±0,25°
Волнистость поверхности лопастей (допускается только в отдельных точках, связанных с трудно устраняемыми дефектами:	
в кавитационнобезопасных областях	Не более 0,03

Продолжение табл. III.6

Параметры проточной части	Контролируемые предельные отклонения от номинальных значений
в областях, подвергающихся кавитационному воздействию	Не более 0,01
Шероховатость поверхности R_a, мкм:	
пера лопасти	2,5
фланца лопасти	5,0
Камера рабочего колеса ($\pm 0{,}1$ % D)	
Зазоры лопасть—камера, лопасть—втулка—конус не должны превышать величин, пересчитанных с модели, т. е. полученных умножением значения модельного зазора на коэффициент масштаба	—
Ковшовые турбины	
Диаметр иглы и сопла	$\pm 0{,}3$ % d
Профиль иглы и сопла	± 1 % d
Угол конусности выходного участка сопла	$\pm 1°$
Угол конусности выходного участка иглы	$\pm 1°$
Внутренняя ширина ковша	-0 %
Наружный профиль ковша (эти два допуска установлены для того, чтобы попадание воды на тыльную часть ковша на натуре было не больше, чем на модели)	$+0$ %
Внутренний профиль ковша	$\pm 0{,}5$ % w
Входная кромка	± 1 % w
Угол заострения входной кромки (тыльная сторона)	$+0°$; $-3°$
Угол установки ковша в колесе	$\pm 1°$
Выходной угол ковша (угол между нормалью к плоскости ковша и касательной к его внутренней поверхности на выходе потока)	$\pm 1°$
Радиус окружности, касательной к осям струй	$\pm 0{,}2$ % D
Положение оси струи относительно рабочего колеса	$\pm 0{,}5$ % w

Примечание. Обозначения и терминология, использованные в таблице: T — максимальная толщина профиля колонны статора и лопатки направляющего аппарата; D — диаметр рабочего колеса, измеренный по входным кромкам лопастей на середине высоты направляющего аппарата для радиально-осевого колеса, в точках пересечения осей поворота лопастей с камерой колеса для поворотно-лопастных рабочих колес и по окружности, касательной к осям струи, для ковшовых турбин; d — диаметр отверстия сопла на выходе; w — максимальная внутренняя ширина ковша. *Волнистость* — отклонение профиля поверхности от плавной кривой, которую образует упругий стержень (линейка), приложенный к поверхности. Волнистость выражается отношением максимальной величины отклонения профиля к длине участка (расстояние между точками начала и конца изменения профиля от плавной кривой), на котором имеет место это отклонение. Длина участка должна быть не менее 50 мм. Максимальная величина отклонения должна располагаться в средней трети длины участка.

Допускаемые отклонения некоторых геометрических характеристик элементов проточной части, принятые в основном по Международному коду [33] и частично по ОСТ 108.122.103—77, приведены в табл. III.6.

Более подробные сведения о допускаемых отклонениях на изготовление всех элементов проточной части приведены в ОСТ 24.122.02—74, ОСТ 108.242.01—76 и ОСТ 108.122.103—77.

Глава IV

НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ РЕАКТИВНЫХ ГИДРОТУРБИН

IV.1. ТРЕБОВАНИЯ К НАПРАВЛЯЮЩЕМУ АППАРАТУ

Направляющий аппарат гидротурбин выполняет следующие основные функции:

регулирование расхода воды, проходящей через турбину, в соответствии с заданной мощностью агрегата путем изменения циркуляции скорости потока;

запирание проточной части турбины при нормальных остановках агрегата и аварийной защите от разгона;

открытие проточной части турбины при пусках агрегата.

В крупных агрегатах, как правило, применяются два типа направляющего аппарата: радиальный, у которого оси направляющих лопаток расположены на цилиндрической поверхности параллельно оси агрегата, и конический, у которого оси направляющих лопаток расположены на конической поверхности. Наибольшее распространение имеет радиальный направляющий аппарат, как наиболее простой в изготовлении и сборке, обеспечивающий достаточно высокий КПД турбины. Он применяется в подавляющем большинстве вертикальных турбин (рис. IV.1). Конический направляющий аппарат применяется в основном в капсульных гидротурбинах (рис. IV.2) и иногда в турбинах диагонального типа.

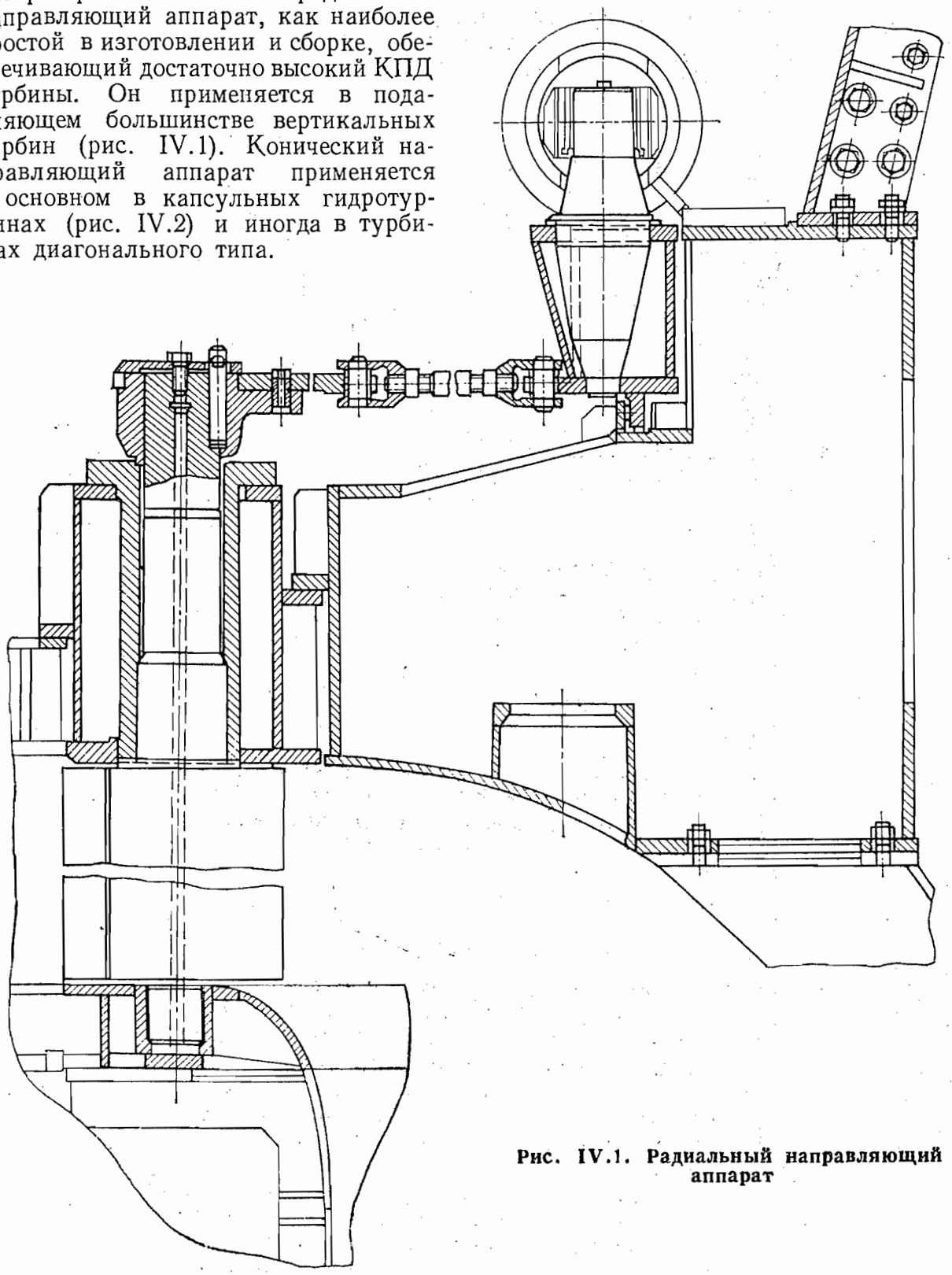


Рис. IV.1. Радиальный направляющий аппарат

К конструкции направляющего аппарата предъявляются следующие основные требования:

1) при всех основных режимах работы турбины направляющие лопатки должны обтекаться плавно и не создавать за собой вихревые образования;

2) максимальное открытие лопаток должно обеспечивать полный расход турбины с запасом не менее 5 %;

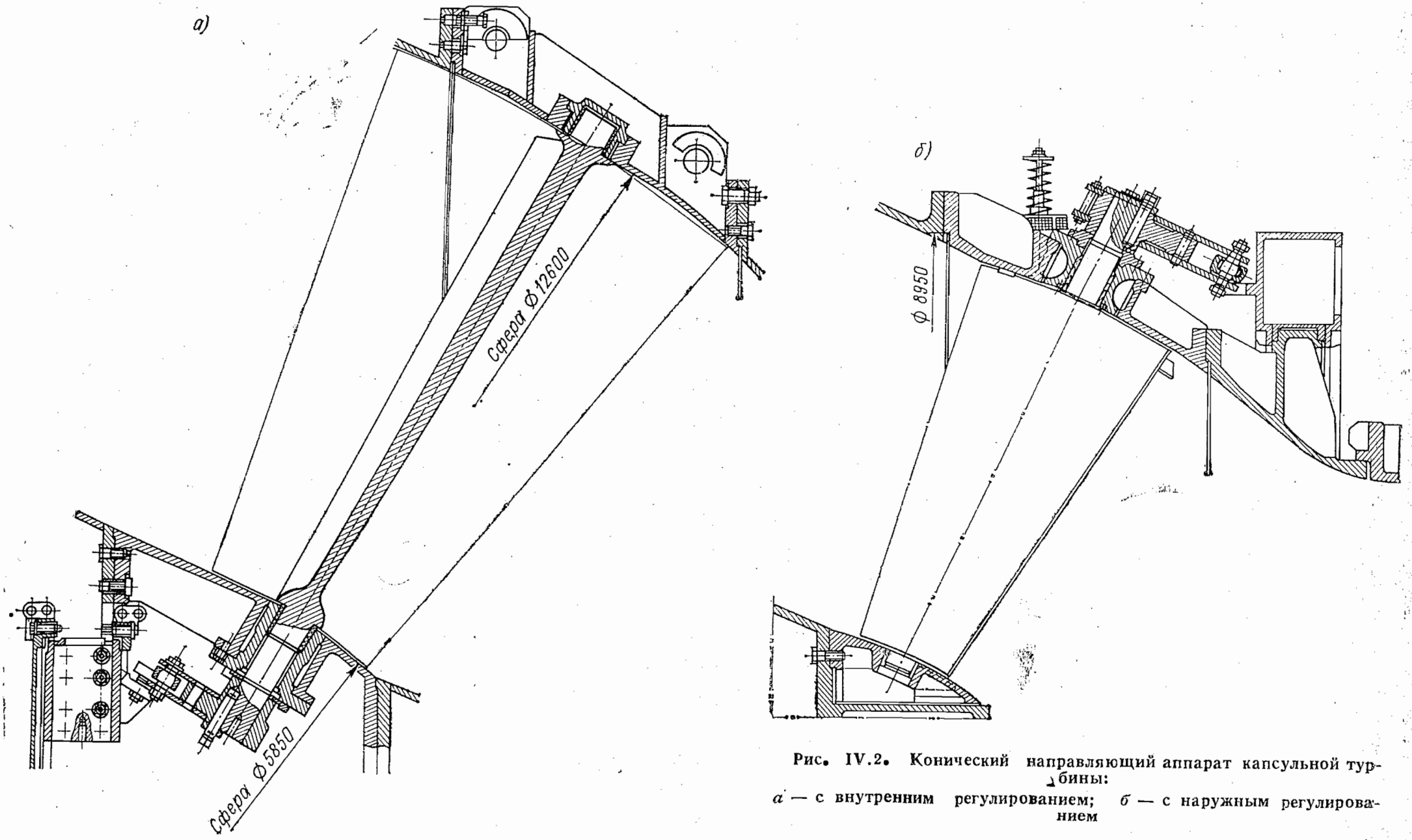


Рис. IV.2. Конический направляющий аппарат капсульной турбины:

а — с внутренним регулированием; *б* — с наружным регулированием

3) в закрытом состоянии протечки через направляющий аппарат должны быть минимальными и не должны приводить в движение остановленный ротор, а также не должны препятствовать остановке ротора на свободном выбеге (в последнее время намечается тенденция к нормированию величины протечек);

4) должно быть обеспечено предохранение элементов направляющего аппарата от поломок при попадании между лопатками твердых тел в процессе регулирования;

5) при потере управления какой-либо лопаткой возможность поворота ее вокруг оси в обе стороны должна быть ограничена;

6) должна быть обеспечена стабильность трения в опорах направляющих лопаток и других узлах сопряжения элементов механизма перестановки лопаток при общем низком уровне сил трения;

7) должна быть обеспечена требуемая долговечность работы лопаток и механизма их перестановки без восстановительных ремонтов;

8) схема привода направляющего аппарата должна образовать наивыгоднейшие соотношения между гидравлическим моментом, действующим на лопатку, и движущим моментом, создаваемым сервомоторами;

9) конструкция направляющего аппарата должна обеспечивать возможность правильного регулирования и доступность механизмов для осмотра при ревизиях.

IV.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

В настоящее время существует несколько конструкций, удовлетворяющих всем вышеперечисленным требованиям. Отличия в этих конструкциях касаются в основном формы профиля и схемы привода направляющих лопаток, конструкции стопора направляющего аппарата и предохранительных устройств, а также типа примененных уплотнений.

Схемы привода различаются лишь принципом передачи усилия от сервомоторов, что осуществляется либо через центральное регулирующее кольцо и распределительный механизм, либо непосредственным воздействием на рычаги направляющих лопаток от индивидуальных сервомоторов, управляющих положением каждой лопатки и имеющих ту или иную схему синхронизации. Преимущественное распространение получил привод с центральным регулирующим кольцом. Регулятор турбины в автоматическом режиме или на ручном управлении через главный золотник подает масло под давлением в одну из полостей каждого сервомотора, одновременно соединяя другую полость со сливом. При этом на штоках поршней создается усилие, которое через тягу передается на регулирующее кольцо и заставляет последнее поворачиваться в своей опоре. Поворот регулирующего кольца через соединенные с ним шарнирно серьги, пальцы, накладки и рычаги вызывает синхронный поворот всех направляющих лопаток на один и тот же угол. Во избежание поломок при попадании между соседними лопатками посторонних предметов, в приводе каждой из них устанавливают предохранительное устройство в виде срезного пальца (рис. IV.3).

Герметичность направляющего аппарата в закрытом положении обеспечивается системой уплотнений: у средней (иногда верхней) и нижней цапф каждой из направляющих лопаток, уплотнений по профильной части в месте соприкосновения лопаток между собой и уплотнения, устанавливаемого в ВКНА (верхнем кольце направляющего аппарата или крышке турбины) и НКНА (нижнем кольце направляющего аппарата) напротив торцов профильной части лопаток (рис. IV.4). Нормализованные размеры уплотнений даны в табл. IV.1. Лопатка выполняется в виде литой или сварно-литой (сварно-кованой) конструкции, состоящей из профильной части и круглых опорных цапф, служащих для фиксирования положения лопатки и обеспечения поворота вокруг заданной оси (рис. IV.5).

Выбор того или иного конструктивного исполнения направляющих лопаток зависит от совокупности конкретных обстоятельств, таких, как величина напора, размер турбины, количество агрегатов, принятый способ опирания, материал опорных вкладышей и т. п. Размер лопаток устанавливается заводскими стандартами.

На верхней цапфе лопатки направляющего аппарата с помощью разрезной цилиндрической шпонки и болта закрепляется рычаг, выполняемый обычно в виде

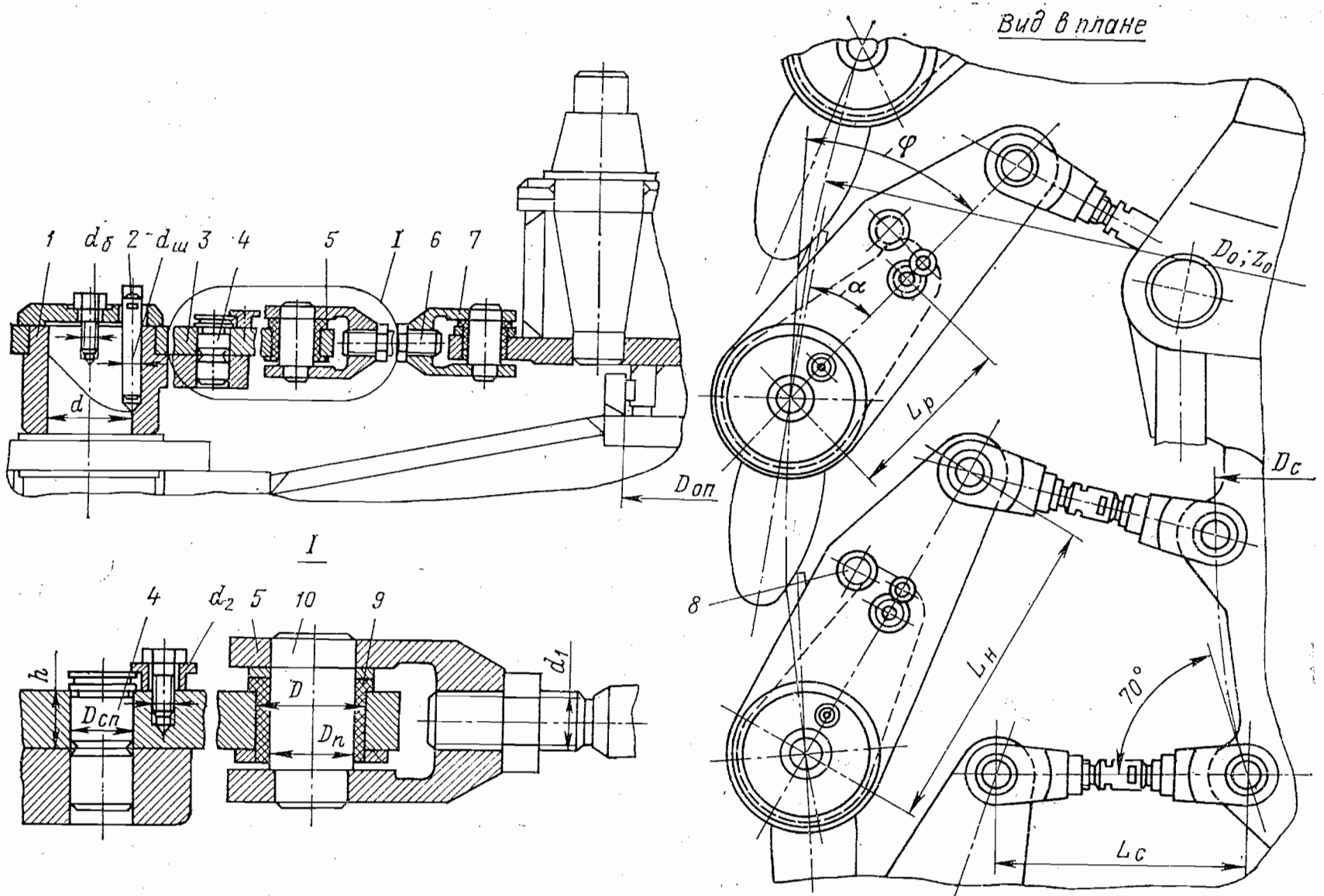


Рис. IV.3. Общее устройство привода направляющих лопаток:

1 — рычаг; *2* — шпонка; *3* — накладка; *4* — палец срезной; *5* — вилка; *6* — стяжка; *7* — вилка левая; *8* — упор; *9* — втулка; *10* — палец вилки

отливки или сварной конструкции с последующей механической обработкой. Рычаг посредством срезного пальца соединяется с накладкой, являющейся при нормальной работе механизма составной частью рычага. В случае попадания между соседними лопатками посторонних предметов при ходе на закрытие срезной палец разрушается и лопатка с рычагом остается в прежнем положении, а накладка перемещается в соответствии с ходом регулирующего кольца. Такое устройство защищает другие детали механизма от возможных перегрузок.

Накладки связаны с регулирующим кольцом серьгами, состоящими из стяжек с вилками по концам. Вилка на одном конце каждой серьги посредством пальца соединяется с накладкой, а на другом конце также с помощью пальца соединяется с нижним поясом регулирующего кольца. На рис. IV.6 приведена конструкция деталей механизма привода направляющих лопаток и указаны их характерные размеры.

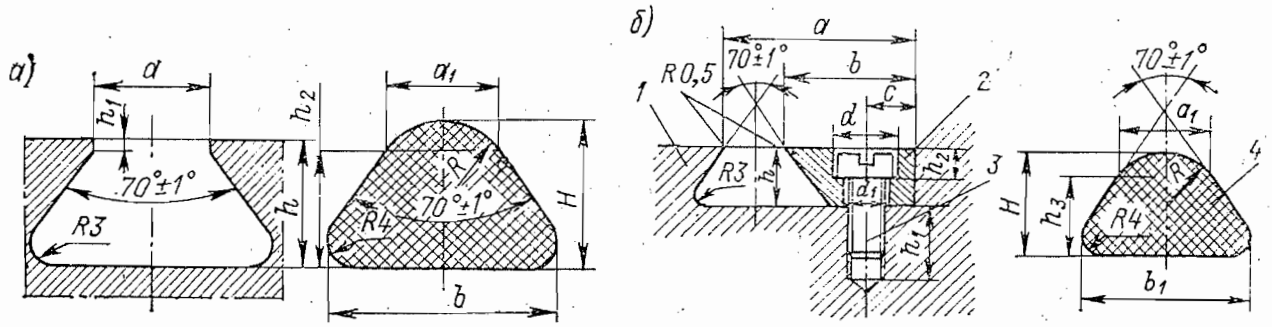


Рис. IV.4. Уплотнительные устройства в направляющих аппаратах: *а* **— шнуровое уплотнение;** *б* **— уплотнение примыкания лопаток;**
1 — лопатка; *2* — прижимная планка; *3* — винт; *4* — шнур

Направляющий аппарат включает в себя кроме самих лопаток и механизма их перестановки опорные узлы лопаток, уплотняющие и дренажные устройства, неподвижные детали, формирующие границы проточной части в области направляющего аппарата, — верхнее и нижнее кольца и крышку турбины.

Геометрия профилей лопаток радиального направляющего аппарата устанавливается ОСТ 24.023.14—75, которым предусмотрено применение двух групп, включающих восемь типов профилей. Число направляющих лопаток принимается 20—28 шт.

Таблица IV.1. Нормализованные размеры (мм) уплотнительных устройств направляющего аппарата (рис. IV.4)

№ шнура	Паз			Шнур				
	a	h	h_1	b	H	a_1	h_2	R
	Шнуровое уплотнение							
1	$11^{+1}_{+0,5}$	$13^{+0,3}$	1,5	21	15	12	12	7,5
2	$14^{+1}_{+0,5}$	$16^{+0,3}$	1,5	28	19	15	15	9,0
3	$17^{+1}_{+0,5}$	$19^{+0,3}$	1,5	35	22	18	18	12

№ пп.	Шнур					Паз				Планка				Винт
	a_1	b_1	H	h_3	R	a	c	h	h_1	b	a	d_1	h_2	
	Уплотнение примыкания лопаток													
1	12	21	15	12	7,5	$42^{+0,1}$	12	$12^{+0,2}$	23	30_{-1}	16	11	8	М10×18
2	15	28	19	15	9,0	$50^{+0,2}$	15	$15^{+0,2}$	27	35_{-1}	20	13	9	М12×22
3	18	35	22	18	12,0	58^{+1}	15	$18^{+0,2}$	27	40_{-1}	20	13	9	М12×25

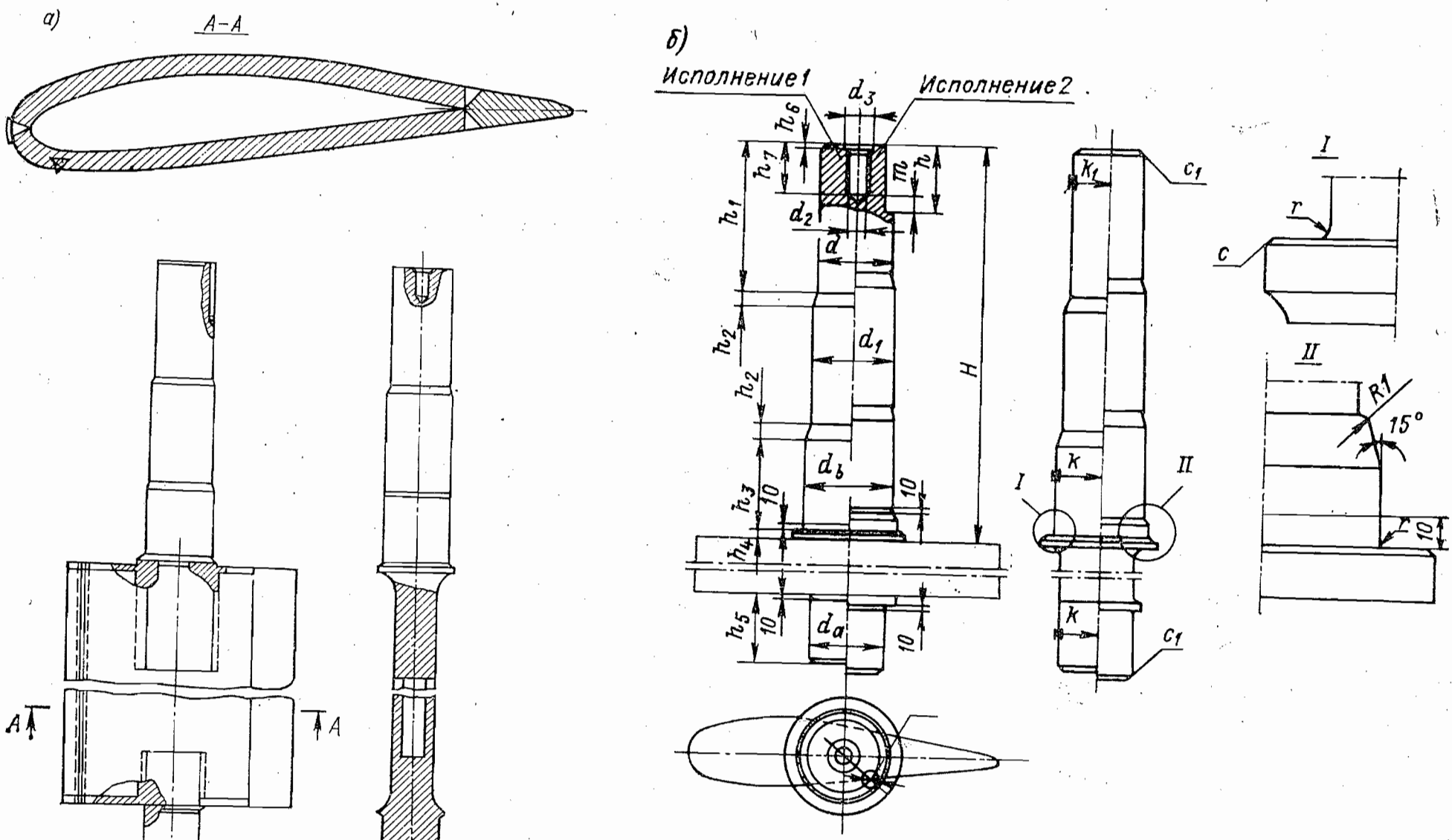


Рис. IV.5. Направляющая лопатка: *а* — сварная конструкция; *б* — цапфы направляющей лопатки

Таблица IV.2. Геометрические характеристики (мм) симметричного профиля (рис. IV.7, *а*)

D_1	D_0	Характеристика профиля	Толщина листа											Сплошное сечение	y_{max}
			30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80		
5000	5800	J_x, см⁴	14 330	15 580	16 500	17 250	17 830	18 220	—	—	—	—	—	18 780	93,0
		W_x, см³	1 540	1 675	1 770	1 855	1 915	1 958	—	—	—	—	—	2 020	
		F, см²	511	581	647	708	7 66	819	—	—	—	—	—	1 041	
5500	6400	J_x, см⁴	20 000	21 930	23 570	24 810	25 720	26 430	26 980	—	—	—	—	27 950	102,6
		W_x, см³	1 950	2 139	2 298	2 420	2 507	2 580	2 630	—	—	—	—	2 720	
		F, см²	570	651	726	798	865	929	987	—	—	—	—	1 266	
6000	7000	J_x, см⁴	26 960	29 780	32 150	33 970	35 580	36 720	37 740	38 320	38 897	—	—	39 840	112,1
		W_x, см³	2 405	2 650	2 865	3 030	3 170	3 270	3 365	3 415	3 470	—	—	3 550	
		F, см²	631	721	808	889	967	1 040	1 109	1 174	1 234	—	—	1 514	
6500	7500	J_x, см⁴	33 852	37 667	40 810	43 400	45 770	47 400	48 730	49 970	50 640	51 304	51 590	52 543	120,1
		W_x, см³	2 818	3 134	3 398	3 610	3 810	3 940	4 057	4 160	4 216	4 272	4 296	4 375	
		F, см²	682	781	876	966	1 052	1 134	1 211	1 284	1 353	1 418	1 479	1 733	
7000	8100	J_x, см⁴	44 108	48 648	52 800	56 820	59 930	62 660	64 735	66 300	67 850	68 760	69 406	71 481	129,9
		W_x, см³	3 410	3 755	4 070	4 380	4 610	4 835	4 980	5 110	5 225	5 293	5 343	5 503	
		F, см²	742	852	956	1 057	1 153	1 244	1 332	1 415	1 494	1 569	1 640	2 021	
7500	8750	J_x, см⁴	56 700	63 330	69 200	74 600	79 000	82 500	86 040	88 600	90 650	92 500	93 900	97 747	140,2
		W_x, см³	4 040	4 517	4 930	5 320	5 630	5 875	6 130	6 315	6 460	6 580	6 670	6 972	
		F, см²	808	928	1 044	1 155	1 262	1 365	1 464	1 558	1 648	1 734	1 835	2 363	

Продолжение табл. IV.2

D_1	D_0	Характеристика профиля	Толщина листа											Сплошное сечение	y_{max}
			30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80		
8000	9300	J_x, см⁴	68 600	76 600	84 200	90 900	96 800	101 500	106 000	110 000	113 000	115 500	117 800	124 251	149,0
		W_x, см³	4 610	5 140	5 650	6 100	6 500	6 825	7 110	7 380	7 590	7 750	7 900	8 339	
		F, см²	864	994	1 118	1 238	1 355	1 467	1 574	1 678	1 777	1 872	1 963	2 664	
8500	9850	J_x, см⁴	83 100	92 750	102 000	110 500	117 500	124 800	130 000	134 900	139 290	142 970	146 300	156 308	158,0
		W_x, см³	5 270	5 870	6 460	7 000	7 440	7 900	8 230	8 540	8 820	9 050	9 190	9 893	
		F, см²	920	1 057	1 192	1 322	1 498	1 570	1 687	1 800	1 908	2 008	2 113	2 990	
9000	10 500	J_x, см⁴	39 910	44 070	48 270	51 570	53 600	56 590	58 350	59 860	60 820	62 000	62 500	63 870	126,2
		W_x, см³	3 160	3 490	3 825	4 075	4 240	4 475	4 620	4 740	4 815	4 910	4 950	5 055	
		F, см²	720	825	926	1 023	1 115	1 203	1 287	1 367	1 442	1 513	1 580	1 918	
9500	11 000	J_x, см⁴	46 230	51 505	56 200	60 400	64 250	66 500	69 000	71 000	72 400	73 600	74 600	76 721	132,3
		W_x, см³	3 500	3 900	4 250	4 560	4 850	5 030	5 220	5 360	5 460	5 560	5 640	5 799	
		F, см²	758	869	977	1 080	1 172	1 300	1 363	1 449	1 530	1 607	1 681	2 105	
10 000	11 500	J_x, см⁴	53 700	60 030	65 550	70 040	74 540	78 043	81 045	83 546	85 714	87 382	88 383	91 885	138,0
		W_x, см³	3 890	4 350	4 750	5 070	5 400	5 650	5 870	6 050	6 210	6 330	6 400	6 658	
		F, см²	796	914	1 028	1 137	1 262	1 343	1 439	1 531	1 621	1 703	1 783	2 300	
10 500	12 000	J_x, см⁴	61 416	69 118	75 042	80 967	86 496	90 841	94 197	97 752	100 122	102 097	103 671	108 811	144,0
		W_x, см³	4 260	4 805	5 210	5 620	6 000	6 310	6 540	6 785	6 970	7 100	7 200	7 556	
		F, см²	833	956	1 076	1 191	1 302	1 409	1 512	1 610	1 704	1 794	1 879	2 503	

Таблица IV.3. Геометрические характеристики (мм) асимметричного профиля (рис. IV.7, *б*)

D_1	D_0	Характеристика профиля	Толщина листа											Сплошное сечение	y_{max}
			30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80		
5000	5800	J_x, см⁴	11 039	11 856	12 470	12 947	—	—	—	—	—	—	—	13 883	86,9
		W_x, см³	1 270	1 364	1 435	1 490	—	—	—	—	—	—	—	1 598	
		F, см²	480	546	606	664	—	—	—	—	—	—	—	920	
5500	6400	J_x, см⁴	15 508	16 872	17 883	18 691	19 247	—	—	—	—	—	—	20 585	95,8
		W_x, см³	1 619	1 761	1 867	1 951	2 009	—	—	—	—	—	—	2 149	
		F, см²	537	612	683	749	811	—	—	—	—	—	—	1 119	
6000	7000	J_x, см⁴	20 967	22 991	24 582	25 811	26 823	27 618	—	—	—	—	—	29 462	104,9
		W_x, см³	1 999	2 192	2 393	2 460	2 557	2 633	—	—	—	—	—	2 809	
		F, см²	595	679	760	836	907	975	—	—	—	—	—	1 388	
6500	7500	J_x, см⁴	26 415	29 085	31 469	33 185	34 711	35 760	36 618	37 190	—	—	—	38 859	112,3
		W_x, см³	2 352	2 590	2 802	2 955	3 091	3 184	3 261	3 312	—	—	—	3 460	
		F, см²	643	736	824	908	988	1 063	1 134	1 202	—	—	—	1 537	
7000	8100	J_x, см⁴	34 249	37 881	40 995	44 238	45 665	47 351	48 649	49 946	50 595	—	—	52 865	121,3
		W_x, см³	2 823	3 123	3 380	3 647	3 765	3 904	4 011	4 117	4 171	—	—	4 358	
		F, см²	701	803	900	994	1 083	1 168	1 249	1 326	1 398	—	—	1 792	
7500	8750	J_x, см⁴	44 350	49 140	53 575	57 478	60 493	62 977	64 928	66 525	68 122	—	—	72 290	131
		W_x, см³	3 385	3 751	4 090	4 388	4 618	4 807	4 956	5 078	5 200	—	—	5 518	
		F, см²	764	876	985	1 089	1 189	1 284	1 376	1 463	1 546	—	—	2 096	
8000	9300	J_x, см⁴	53 669	60 208	65 620	70 581	74 415	77 797	80 729	83 435	85 239	86 700	87 900	91 891	139,2
		W_x, см³	3 855	4 325	4 714	5 070	5 345	5 589	5 799	5 994	6 123	6 237	6 310	6 601	
		F, см²	815	936	1 053	1 166	1 274	1 379	1 479	1 574	1 666	1 753	1 836	2 363	
8500	9850	J_x, см⁴	64 963	72 622	79 430	85 671	90 778	95 600	99 288	102 125	104 962	107 515	10 940	115 600	147,5
		W_x, см³	4 404	4 923	5 385	5 808	6 154	6 481	6 731	6 924	7 116	7 289	7 425	7 837	
		F, см²	868	998	1 124	1 245	1 263	1 476	1 585	1 689	1 790	1 886	1 978	2 651	

а)
D'
c
K
h
c1
H
L
l
r
Dсп
d
K
d1
D1
Dш
B
R
б)
h5
d
dш
L
1
2
L2
h1
h1
1
c
A
b
c
Уклон 1:100
Вид А
B
Вид Б
B
c
2
Уклон 1:100
Б
b1
h2
h3
h4
c
L1
в)
D'
c1
Dсп
2
D
h1
h
K
c1
0,5×45°
d1
LH
l2
Lр
Отв. под упор
Б
Б
R
R1
A
A
Отв. под рамы
Б-Б
1×45°
d3
А-А
d2
l
l1

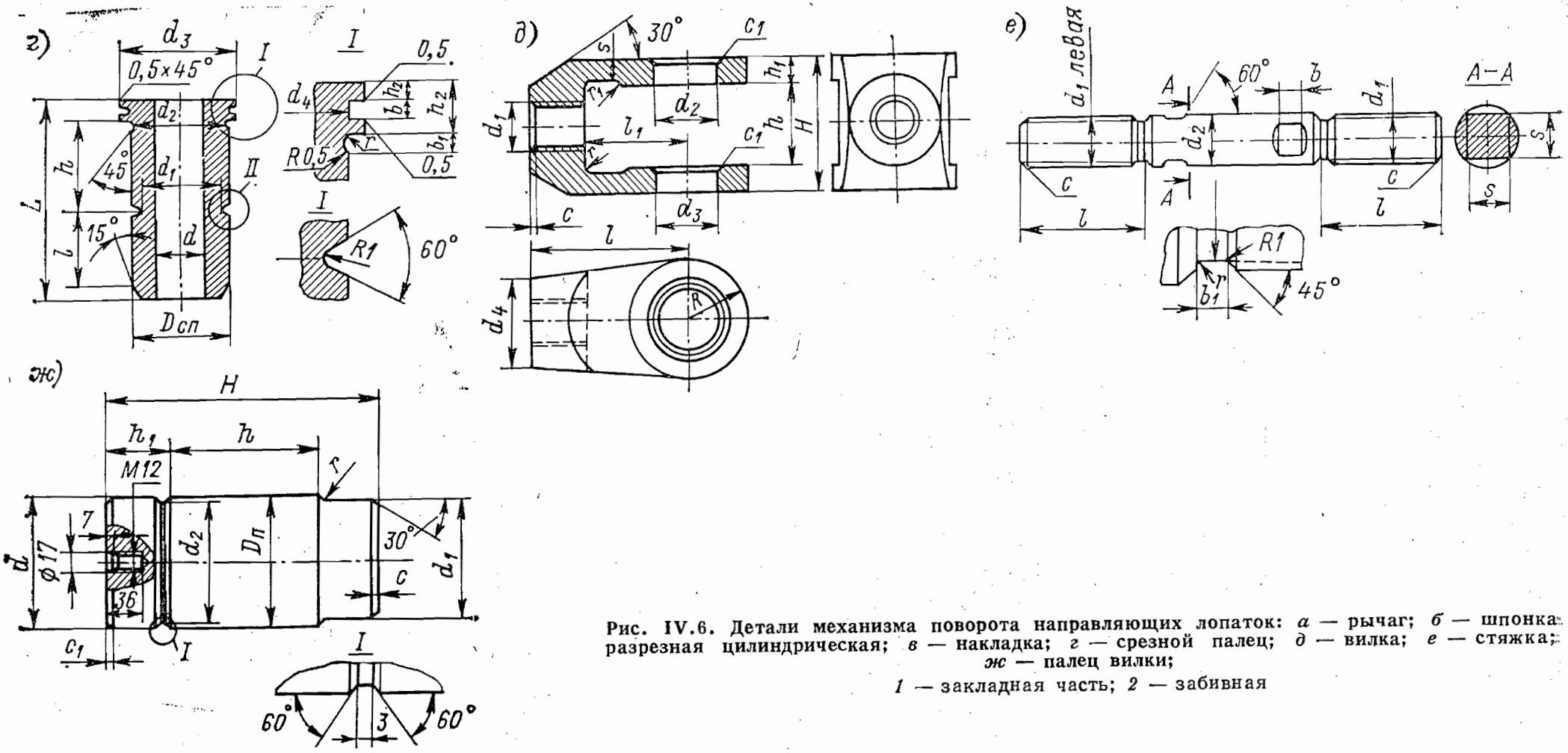


Рис. IV.6. Детали механизма поворота направляющих лопаток: *а* — рычаг; *б* — шпонка разрезная цилиндрическая; *в* — накладка; *г* — срезной палец; *д* — вилка; *е* — стяжка; *ж* — палец вилки;

1 — закладная часть; *2* — забивная

Таблица IV.4. Геометрические характеристики (мм) асимметричного профиля со сплошным сечением (рис. IV.7, *б*)

D_1	D_0	J_x, см⁴	W_x, см³	F, см²	y_{max}, мм	D_1	D_0	J_x, см⁴	W_x, см³	F, см²	y_{max}, мм
мм						мм					
1800	2200	1457	294	298	49,5	2800	3250	1369	281	288	48,7
2000	2400	2063	382	354	54,0	3200	3750	2429	433	384	56,1
2250	2750	3556	574	465	61,9	3600	4200	3823	608	483	62,9
2500	2900	868	200	230	43,5						

Таблица IV.5. Рекомендации по применению типовых механизмов поворота лопаток направляющего аппарата (рис. IV.8)

Тип механизма поворота	Вид силовых характеристик направляющего аппарата	Тип профиля по ОСТ	Относительный эксцентриситет лопатки	Конструкция сервомоторов направляющего аппарата
IB и IH	Силовые характеристики обеспечивают самозакрывание направляющего аппарата от максимального до открытия холостого хода	II группа	0	Сервомоторы с соотношением площадей поршней $F_{откр}/F_{закр} = 2$. Такое отношение обеспечивается соответствующей ориентацией диаметров поршня и штока. Для четырех сервомоторов это обеспечивается специальной разводкой труб
IB и IH	Силовая характеристика не обеспечивает самозакрывания направляющего аппарата от максимального открытия до открытия холостого хода, кроме особого случая, когда при $a_{0\,max}$ гидравлический момент, действующий на открытие по абсолютному решению, превосходит момент трения в опорах при $a_0 = 0$	I группа	+0,02	Сервомоторы с соотношением площадей поршней $F_{откр}/F_{закр} = 1$
IIB и IIH *	Силовая характеристика обеспечивает самозакрывание направляющего аппарата от максимального открытия до открытия холостого хода	II группа	0	
IIB и IIH *	Силовая характеристика не обеспечивает самозакрывания направляющего аппарата от максимального открытия до открытия холостого хода, кроме особого случая, когда при $a_{0\,max}$ гидравлический момент, действующий на открытие, по абсолютному значению превосходит момент трения в опорах при $a_0 = 0$	I группа	0	Сервомоторы с соотношением площадей $F_{откр}/F_{закр} = 1$

* Конструкция применяется в том случае, когда невыполнимо условие $F_{откр}/F_{закр} = 2$.

I группа профилей применяется в том случае, если нужно обеспечить согласование лопастной системы направляющего аппарата с набегающим на него потоком при режимах работы, соответствующих оптимуму универсальной характеристики; они обеспечивают примерное равенство максимальных моментов, преодолеваемых механизмом поворота лопаток при ходе на открытие и закрытие направляющего аппарата;

II группа применяется в тех случаях, когда нужно обеспечить согласование лопастной системы с набегающим потоком при режиме работы с максимальной мощностью, а также самозакрывание направляющего аппарата.

В табл. IV.2—IV.4 приведены необходимые сведения по профильной части направляющих лопаток турбин, проектировавшихся до ввода в действие ОСТ 24.023.14—75, в частности, в них даны отдельные геометрические характеристики, требующиеся для прочностных расчетов (рис. IV.7). Основные размеры профилей даны в гл. III (см. рис. III.18 и III.19).

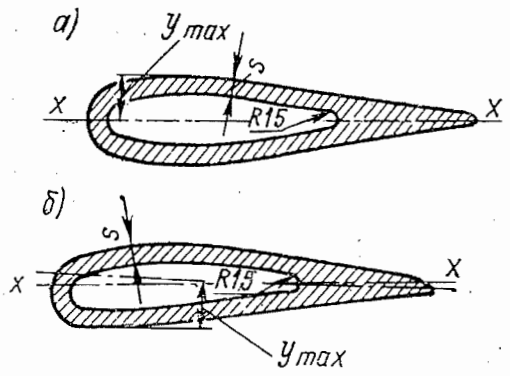


Рис. IV.7. Основные размеры симметричного (*а*) и асимметричного (*б*) профилей:

J_x — момент инерции; W_x —момент сопротивления; F — площадь сечения; s — толщина профиля

В настоящее время в поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбинах отечественного производства вертикального исполнения применяется нормализованная конструкция направляющего аппарата, где все основные соотношения выбираются в зависимости от типоразмера турбины (РТМ 108.122.102—76)—табл. IV.5—IV.7. В основу кинематической схемы механизма поворота лопаток поло-

Таблица IV.6. Основные соотношения механизмов поворота лопаток направляющего аппарата типа IB и IIB (по РТМ 108.122.102—76)

D_0, мм	z_0	φ, ...°	D_C	L_H	L_p	L_C, мм	
			мм			Тип IB	Тип IIB
4 260	20	36	2940	470	235	443	491
4 500			3100	500	250	470	519
4 800			3300	530	265	506	558
5 100			3500	560	280	542	598
5 400			3700	600	300	574	634
5 700			3900	630	315	610	674
6 000			4150	660	330	621	686
6 360			4350	700	350	682	754
6 720			4600	740	370	719	794
7 200	24	36 для IB	4950	800	400	679	836
7 560			5200	830	415	717	881
8 040			5500	890	445	775	960
8 520			5850	940	470	812	996
9 000			6200	990	495	848	1043
9 600			6600	1060	530	909	1118
10 200	28	42 для IIB	7000	1120	450	976	1197
10 800			7400	1190	480	1037	1272
11 400			7800	1260	500	1098	1347
12 000			8300	1320	530	1113	1371

жена унифицированная силовая схема регулирования, обеспечивающая минимальные потребные усилия и работоспособность сервомоторов. На рис. IV.3 изображено общее устройство нормализованного механизма поворота лопаток направляющего аппарата.

Основные размеры деталей механизма поворота лопаток приведены в зависимости от диаметра рабочего колеса D_1, диаметра цилиндра сервомотора D_C, диаметра средней цапфы направляющей лопатки. Предварительный выбор диаметра средней цапфы d_b направляющей лопатки может быть выполнен по табл. IV.8 и IV.9.

Таблица IV.7. Основные соотношения механизмов поворота лопаток направляющего аппарата типа IH и IIH (рис. IV.8) (по РТМ 108.122.102—76)

D_0, мм	D_C	L	L_p	L_C, мм		D_0, мм	D_C	L	L_p	L_C, мм	
	мм			Тип IH	Тип IIH		мм			Тип IH	Тип IIH
1500	2030	170	90	191	215	2850	3850	320	160	360	406
1680	2270	190	100	211	239	3000	4050	330	165	382	432
1920	2590	210	110	244	276	3180	4290	350	175	403	456
2160	2920	240	130	276	312	3360	4540	370	185	430	486
2280	3080	250	140	292	330	3600	4860	390	195	462	524
2400	3240	270	145	301	340	3780	5110	420	210	482	546
2540	3430	280	150	323	366	4020	5430	440	220	515	583
2690	3630	300	160	339	383						

Примечание. $z_0 = 20$; $\varphi = 26°$ для типа IH, $\varphi = 70°$ для типа IIH.

Уточненные размеры деталей механизма поворота задаются заводскими нормалями и ОСТ 108.122. 106—78. В табл. IV.10—IV.17 приведены все необходимые рекомендации по выбору размеров, обеспечивающих рациональное проектирование (с незначительным отличием от заводских нормалей). В сводной таблице (табл. IV.18) указаны номера таблиц, а также необходимые пояснения для выбора размеров всех деталей.

При нормализованной схеме направляющего аппарата предусмотрено восемь различных типов механизма поворота направляющих лопаток. Выбор того или иного типа механизма связывается с видом силовых характеристик направляющего аппарата, типом профиля лопаток и относительным эксцентриситетом лопаток, а также конструкцией применяемых сервомоторов. Каждый тип механизма предусматривается в двух исполнениях — с внутренним и наружным регулирующим кольцом.

У механизма типа I максимальные моменты, развиваемые сервомоторами на лопатках, имеют место при их закрытом положении, у механизмов типа II — при максимальном открытии (рис. IV.8, *а* и *б*).

Указанные механизмы поворота следует применять в сочетании с профилями лопаток согласно ОСТ 24.023.14—75 и сервомоторами по ОСТ 24.024.01.

Типы механизма IB и IIB применяют для крупных турбин с диаметром расположения осей направляющего аппарата $D_0 \geqslant 4020$ мм. Для турбин с $D_0 < 4020$ м рекомендуются типы IH и IIH. В табл. IV.8—IV.10 приведены рекомендации по применению типовых механизмов поворота лопаток направляющего аппарата.

Таблица IV.8. Предварительный выбор диаметра цапфы $d_в$ (мм) направляющей лопатки радиально-осевой турбины (рис. IV.7)

D_1, мм	РО45	РО75	РО115	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500
	Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b_0} = b_0/D_1$							
	0,35	0,30	0,25	0,20	0,16	0,12	0,10	0,08
	Напор Н, м							
	До 45	До 75	До 115	До 170	До 230	До 310	До 400	До 500
3600	150; 160; 180	180; 200	180; 200; 220	200; 220; 240	220; 240	220; 240; 260	260; 280; 300	300; 330; 360
4000	160; 180; 200	200; 220	200; 220; 240	220; 240; 260	240; 260	240; 260; 280	280; 300; 330	—
4500	180; 200; 220	220; 240	220; 240; 260	240; 260; 280	260; 280	260; 280; 300	300; 330; 360	—
5000	200; 220; 240	240; 260	240; 260; 280	260; 280; 300	280; 300	280; 300; 330	—	—
5500	220; 240; 260	260; 280	260; 280; 300	280; 300; 330	300; 330	300; 330; 360	—	—
6000	240; 260; 280	280; 300	280; 300; 330	300; 330; 360	330; 360	330; 360; 390	—	—
6500	260; 280; 300	300; 330	300; 330; 360	330; 360; 390	360; 390	—	—	—
7000	260; 280; 300	300; 330	300; 330; 360	330; 360; 390	360; 390	—	—	—
7500	280; 300; 330	330; 360	330; 360; 390	360; 390; 420	390; 420	—	—	—
8000	280; 300; 320	330; 360	330; 360; 390	360; 390; 420	390; 420	—	—	—
8500	300; 330; 360	360; 390	360; 390; 420	390; 420; 450	420; 450	—	—	—

Примечание. $z_0 = 24$.

Таблица IV.9. Предварительный выбор диаметра цапфы $d_в$ направляющей лопатки поворотно-лопастной турбины (рис. IV.5), мм

D_1	z_0	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
		Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b_0} = b_0/D_1$								
		0,45	0,45	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35
		Напор H, м								
		До 10	До 15	До 20	До 30	До 40	До 50	До 60	До 70	До 80
2 500	24		—	—	—	—	—	130; 140	130; 140	140; 150
2 800		110	110	110	110; 120	120; 130	130; 140	140; 150	140; 150	150; 160
3 200		110	120	120	120; 130	130; 140	140; 150	150; 160	150; 160	160; 180
3 600		120	130	130	140; 150	150; 160	160; 180	180; 200	180; 200	200; 220
4 000		130	140	140	150; 160	160; 180	180; 200	200; 220	200; 220	220; 240
4 500		140	150	150	160; 180	180; 200	200; 220	220; 240	220; 240	240; 260
5 000		150	160	160	180; 200	200; 220	220; 240	240; 260	240; 260	260; 280
5 500		160	180	180	200; 220	220; 240	240; 260	260; 280	260; 280	280; 300
6 000		180	200	200	220; 240	240; 260	260; 280	280; 300	280; 300	300; 330
6 500		180	200	220	240; 260	240; 260	260; 280	280; 300	300; 330	330; 360
7 000		200	200	220	240; 260	260; 280	280; 300	300; 330	300; 330	330; 360
7 500		200	220	240	260; 280	280; 300	300; 330	330; 360	330; 360	360; 390
8 000		200	220	240	260; 280	280; 300	300; 330	330; 360	330; 360	360; 390
8 500		220	240	260	280; 300	300; 330	330; 360	360; 390	360; 390	390; 420
9 000	32	220	240	260	280; 300	300; 330	330; 390	—	—	—
9 500		240	260	280	300; 330	330; 390	—	—	—	—
10 000		240	260	280	—	—	—	—	—	—
1 500		260	280	—	—	—	—	—	—	—

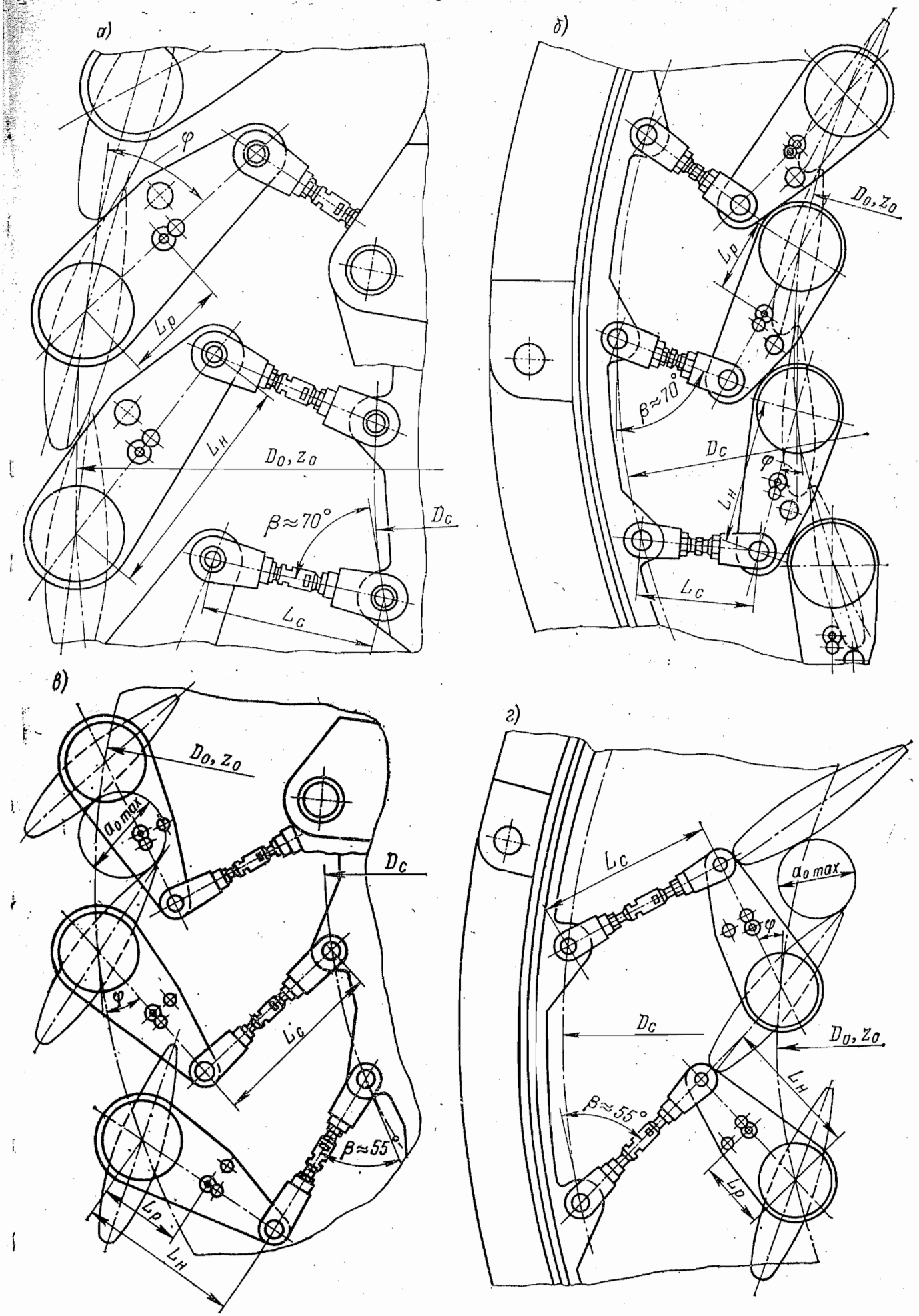


Рис. IV.8. Схема нормализованного механизма поворота: *а* — с внутренним регулированием, тип I; *б* — с наружным регулированием, тип I; *в* — с внутренним регулированием, тип II; *г* — с наружным регулированием, тип II

Таблица IV.10. Размеры (мм) цапф направляющей лопатки (рис. IV.5)

d_b	d	d_a	d_1	$d_{Ш}$	H	h	h_1	h_2	h_3
110	100	90	105	34	556	110	240	10	118
120	110	100	115	34	596	120	255	10	128
130	120	110	125	40	640	125	270	10	140
140	130	120	135	40	696	140	295	10	150
150	140	130	145	40	742	155	315	10	162
160	150	140	155	50	796	170	335	10	172
180	160	150	170	50	878	185	360	20	192
200	180	160	190	50	970	205	400	20	215
220	200	180	210	60	1060	220	435	20	235
240	220	200	230	60	1150	240	470	20	255
260	240	220	250	60	1240	260	500	20	278
280	260	240	270	70	1336	275	530	20	300
300	280	260	290	70	1426	295	565	20	320
330	300	280	315	70	1552	315	610	25	352
360	330	300	345	80	1672	330	640	25	385
390	360	330	375	80	1802	360	700	25	415
420	390	360	405	100	1926	375	730	25	445
450	420	390	435	100	2056	405	785	25	475

h_4	h_5	h_6	h_7	d_2	d_3	$c = r$	c_1	k	k_1	m
12	98	10	63	M24	32					
12	108	10	63	M24	32					
15	118	11	75	M30	39	3	2	0,03	0,15	
15	128	11	75	M30	39					
15	138	12	88	M36	46					
15	148	12	88	M36	46					
20	162	13	100	M42	54					
20	172	14	112	M48	60					
20	192	14	112	M48	60	5	3	0,04	0,2	10
20	214	16	128	M56	70					
20	235	16	128	M56	70					
25	256	17	144	M64	78					
25	278	17	144	M64	78	5	4	0,05	0,3	
25	300	17	144	M64	78					
25	320	17	144	M64	78					
25	350	17	150	M72	86					
30	382	17	150	M72	86	5	4	0,06	0,3	
30	415	17	150	M72	86					35

Таблица IV.11. Размеры (мм) рычага (рис. IV.6, *а*)

d (H7)	D'(g6)	D_1	$D_{Ш}$ (H7)	d_1	H	c	r	k	L	l
100	165	175	34	158	$130_{-0,3}$		15		110	
110	175	190	34	168	$140_{-0,3}$		15		120	
120	195	210	40	185	$150_{-0,3}$	2	20	0,02	125	10
130	210	225	40	195	$165_{-0,4}$		20		140	
140	220	240	40	210	$180_{-0,4}$		20		155	
150	240	260	50	220	$195_{-0,4}$		25		170	

d (H7)	D' (g6)	D_1	$D_{Ш}$ (H7)	d_1	H	c	r	k	L	l
160	255	275	50	235	$210_{-0,4}$		25	0,02	185	
180	275	300	50	260	$230_{-0,4}$	3	25		205	10
200	305	330	60	290	$250_{-0,4}$		25		220	
220	330	355	60	310	$270_{-0,5}$		30		240	
240	350	380	60	335	$290_{-0,5}$		30		260	
260	380	410	70	355	$310_{-0,5}$		30	0,03	275	
280	400	440	70	385	$330_{-0,5}$		40		295	
300	440	480	70	420	$350_{-0,5}$		40		315	
330	480	530	80	450	$370_{-0,6}$	4	40		330	35
360	520	570	80	480	$400_{-0,6}$		50		360	
390	570	620	100	525	$420_{-0,6}$		50		375	
420	610	660	100	555	$450_{-0,6}$		50		405	

$D_{СП}$ (H8)	R	B	c_1	h	h_1
36	45	120	1	$36^{+0,1}$	45
40	50	140	1	$40^{+0,1}$	55
45	60	165	1,5	$40^{+0,1}$ $45^{+0,1}$	55 60
50	70	190	1,5	$45^{+0,1}$ $52^{+0,1}$	60 70
60	80	230	1,5	$52^{+0,1}$ $60^{+0,1}$	70 85
70	90	260	2	$60^{+0,1}$ $70^{+0,1}$	85 95
80	105	300	2	$70^{+0,1}$ $80^{+0,15}$	95 105
90	120	340	3	$80^{+0,15}$ $90^{+0,15}$	105 120
100	135	380	3	$100^{+0,15}$	130

Таблица IV.12. Размеры (мм) разрезной цилиндрической шпонки (рис. IV.6, *б*)

d	$D_{Ш}$ (m6)	L_1	L	L_2	b	b_1	B	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	c
100	34	110	140	120	15,8	18,45	33	4	5	15	25	6	25	1
110	34	120	150	130	15,7	18,55								

d	$D_{Ш}$ (m6)	L_1	L	L_2	b	b_1	B	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	c
120	40	125	155	135	18,65	21,5	39	4	5	15	25	7	25	1
130	40	140	170	150	18,5	21,75								
140	40	155	185	165	18,35	21,9								
150	50	170	210	185	23,15	27,15	48	5	8	20	32	8	30	1,5
160	50	185	225	200	23	27,3								
180	50	205	250	225	22,75	27,55								
200	60	220	275	240	27,6	32,8	58	5	8	25	40	10	40	2
220	60	240	295	260	27,4	33								
240	60	260	315	280	27,2	33,2								
260	70	275	340	305	31,95	38,45	68	6	10	30	45	12	40	2
280	70	295	360	325	31,75	38,65								
300	70	315	380	345	31,55	38,85								
330	80	330	405	360	36,4	44,1	78	6	10	35	50	14	50	3
360	80	360	440	395	36,05	44,45								
390	100	375	440	395	46,05	54,45	98	8	15	40	55	16	50	3
420	100	405	470	425	45,75	54,75								

Таблица IV.13. Размеры (мм) накладки (рис. IV.6, *в*)

d	D' (H7)	R_1	k	$D_{сп} = d_3$ (H8)	d_2	l	l_1	c	c_1	h	h_1	D (H8)	d_1	R
100	165	100	0,02	36	M10	22	31	1	1	36	48	55	75	45
110	175	105		40			34		1	40	51	60	85	52
120	195	118												
130	210	128		45			36		1,5	40	51	60	85	52
140	220	135								45	65	70	100	60
150	240	145		50			39		1,5	45	65	70	100	60
160	255	155								52	79	80	110	66
180	275	165	0,03	60	M12	25	46	1,5	2	52	79	80	110	66
200	305	182								60	89	90	130	75
220	330	200		70			51			60	89	90	130	75
240	350	210								70	96	105	145	85
260	380	230		80	M16	30	61		2	70	96	105	145	85
280	400	240								80	116	115	160	95
300	440	260		90			66		3	80	116	115	160	95
330	480	285								90	136	125	180	105
360	520	305												
390	570	330												
420	610	350		100			71			100	140	146	205	120

Таблица IV.14. Размеры (мм) срезного пальца (рис. IV.6, *г*)

$D_{сп}$ (f9)	d (H12)	d_2	d_3	d_4	b	b_1	r	h_1	h_2	h	L	l
36	15	35,5	40	34	4	3	1	3,5	10	36	84	34
40	15	39,5	45	39						40	92	38
45	20	44,5	50	44						40 45	92 102	38 42
50	20	49,5	56	50						45 52	102 118	42 50
60	25	59	65	58	5	5	1,5	4,5	13	52 60	118 134	48 55
70	30	69	75	68						60 70	135 155	55 60
80	30	79	90	82	6			5,5	15	70 80	158 178	65 75
90	40	89	100	92						80 90	180 200	75 85
100	40	99	110	102						100	220	95

Таблица IV.15. Размеры (мм) вилки (рис. IV.6, *д*)

d_1	d_2 (H7)	d_3 (H7)	d_4	H	h	h_1	l	l_1	R	r	r_1	s	c	c_1
M36	45	42	70	90	58	16	105	70	42	8	4	13	3	1
M42	50	48	80	100	62	19	120	80	48	10	4	16	3	
M48	60	55	90	120	76	22	140	90	55	10	5	18	4	2
M56×4	70	65	105	140	90	25	155	100	62	12	5	20	3	
M64×4	80	75	120	160	100	30	175	110	70	15	6	24	3	
M72×4	90	85	135	180	110	35	200	125	80	15	8	28	3	
M80×4	100	90	150	210	130	40	220	140	90	20	8	32	3	
M90×4	110	100	170	240	150	45	240	150	100	20	10	36	3	
M100×4	125	120	190	260	160	50	270	170	115	25	10	40	3	

Таблица IV.16. Размеры (мм) стяжки (рис. IV.6, *е*)

d_1	d_2	d_3	s	l	b	d_1	d_2	d_3	s	l	b
M36	42	30	$36_{-1,0}$	85	18	M72×4	80	66	$70_{-1,2}$	170	28
M42	48	35,5	$41_{-1,0}$	100	20	M80×4	90	74	$80_{-1,2}$	190	30
M48	53	41	$46_{-1,0}$	115	22	M90×4	100	84	$85_{-1,4}$	210	32
M56×4	60	50	$50_{-1,0}$	135	22	M100×4	110	94	$95_{-1,4}$	240	36
M64×4	70	58	$60_{-1,2}$	150	24						

Примечание. $b_1 = 8$; $r = 2$; $c = 3$.

Таблица IV.17. Размеры (мм) пальца вилки (рис. IV.6, *ж*)

$D_п$ (e8)	d (m6)	d_1 (m6)	d_2	H	h	h_1	c	$c_1 = r$
45	45	42	44	94	58	17	3	1
50	60	48	49	104	62	20		
60	60	55	59	124	76	23		2
70	70	65	69	144	90	26		
80	80	75	79	165	100	32		
90	90	85	89	186	110	37	4	
100	100	90	99	216	130	42		
110	110	100	109	246	150	47		
125	125	120	124	260	160	52		

Таблица IV.18. Перечень номеров таблиц и иллюстраций для выбора размеров деталей механизмов поворота направляющих лопаток

№ пп.	Название детали	Номер справочной таблицы	Номер соответствующего рисунка	Дополнительные рекомендации к выбору
1	Направляющая лопатка	IV.2—IV.4 IV.8—IV.10	IV.5, IV.7, IV.9	Уточненные размеры профиля и его силовые характеристики по ОСТ 24.023.14
2	Рычаг направляющей лопатки	IV.11	IV.6, *а*	В случае необходимости по условиям прочности допускается увеличение размера B
3	Шпонка цилиндрическая разрезная	IV.12	IV.6, *б*	Размеры выбираются по размеру шейки цапфы под рычаг (см. рис. IV.6, *а*)
4	Накладка	IV.13	IV.6, *в*	—
5	Срезной палец	IV.14	IV.6, *г*	Разрушающее усилие принимают равным 1,6 от максимального усилия сервомотора, приходящегося на один палец
6	Вилка	IV.15	IV.6, *д*	В комплекте одна вилка выполняется с правой резьбой, другая — с левой
7	Стяжка	IV.16	IV.6, *е*	Общая длина L определяется при конструировании
8	Палец вилки	IV.17	IV.6, *ж*	—
9	Втулки пальцев	—	—	Размеры определяются при конструировании в зависимости от применяемого материала (бронза, полимерные)
10	Уплотнительные устройства	IV.1	IV.4	Размеры определяются по стандартам предприятий РТИ

Продолжение табл IV.18

№ пп.	Название детали	Номер справочной таблицы	Номер соответствующего рисунка	Дополнительные рекомендации к выбору
11	Корпус подшипника	IV.19, IV.20	IV.9	—
12	Регулирующее кольцо	IV.21	IV.3	—
13	Основные соотношения механизма поворота	IV.6, IV.7	IV.8	—
14	Сервомоторы направляющего аппарата	IV.22 IV.23	IV.12 IV.13	—

IV.3. ОПОРЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК

Положение направляющих лопаток фиксируется специальными опорными втулками, закрепленными на крышке турбины или ВКНА в корпусах (рис. IV.9). Для вертикальных гидротурбин в настоящее время применяется стандартизирован-

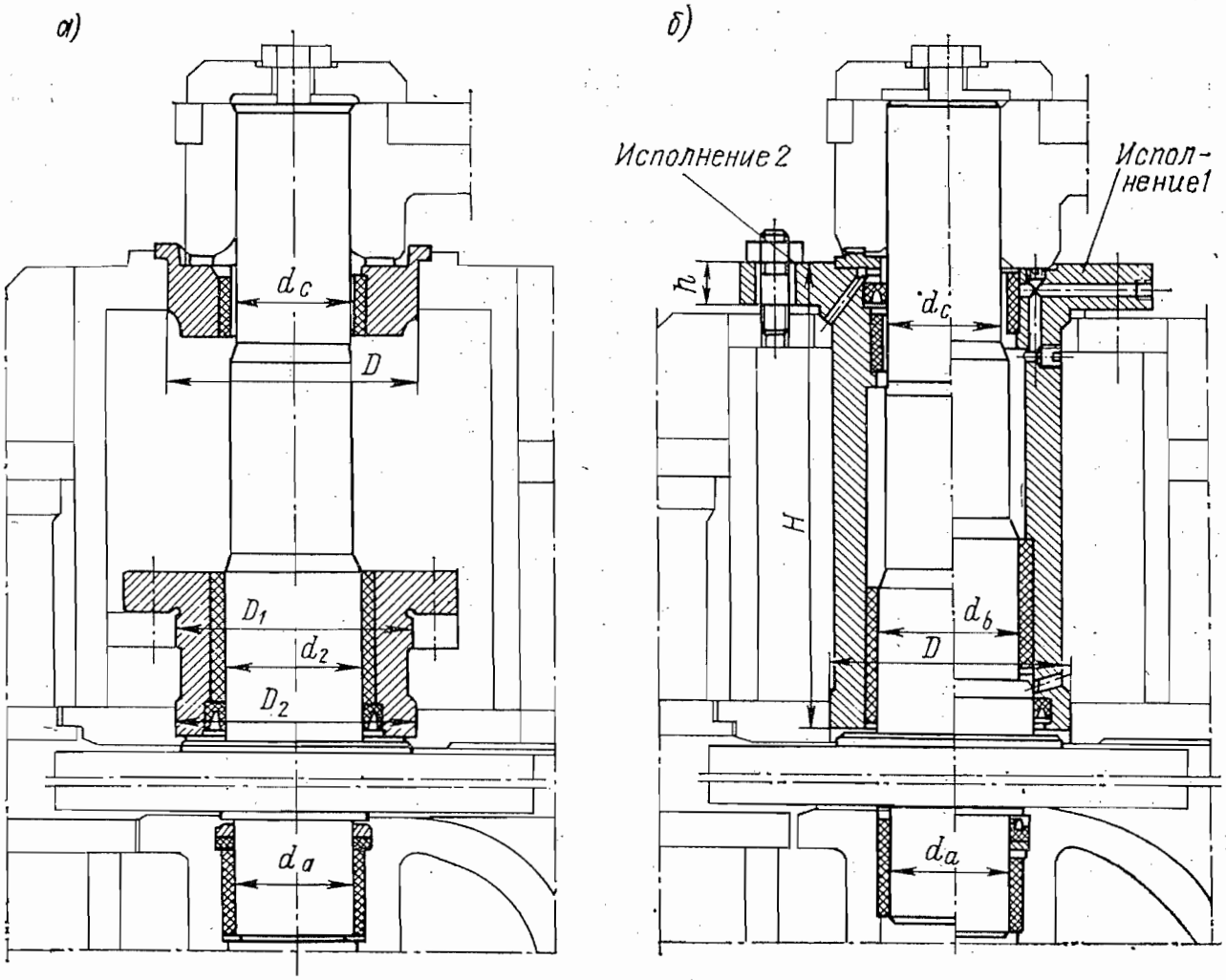


Рис. IV.9. Закрепление лопатки: *а* — с раздельными корпусами втулок; *б* — с общим корпусом;

1 — с бронзовыми втулками; *2* — с полимерными втулками

ная конструкция по ОСТ 108.122.105—78. Стандарт устанавливает конструкцию, типы и размеры, а также технические требования на изготовление подшипников. Для верхней и средней цапфы направляющей лопатки стандартом предусматриваются подшипники двух типов: тип 1 — с общим корпусом, тип 2 — с раздельными корпусами.

Подшипники по типу 1 рекомендуется применять для турбин радиально-осевого типа среднего размера с $D_0 < 4020$ мм, а также на всех турбинах поворотно-лопастного типа.

Для крупных радиально-осевых турбин, исходя из условий доступа к подшипнику средней опоры, рекомендуются подшипники по типу 2. Для нижней опоры направляющих лопаток стандартом предусматривается только один тип подшипника. Подшипники работают без периодической подачи смазочного материала за счет специальных свойств втулок из эпоксидных композиций. Во всех случаях корпус подшипника выполняется из чугуна СЧ 28—48 (ГОСТ 1412—70). Обоймы опорных втулок выполняются из стали 20 (ГОСТ 1050—74, труба) или ВСт3Тпс4 (ГОСТ 380—71, лист). Нанесение на обоймы антифрикционного слоя осуществляется по специальной технологии завода-изготовителя. В ряде случаев возможна организация изготовления таких втулок не только на заводе-изготовителе турбин, но и непосредственно на ремонтных предприятиях энергетических систем. Такими втулками обычно заменяют износившиеся ранее установленные опорные втулки из древесного пластика или бронзы. Полностью обработанные обоймы запрессовываются в корпуса. Обоймы для нижних цапф запрессовываются непосредственно

Таблица IV.19. Основные размеры (мм) и предельные отклонения опорных втулок подшипников направляющих лопаток (см. рис. IV.9)

d_b	d_a	d_c	D	
Предельные отклонения				
по H8/d8		по H8	Номинальный размер	Предельные отклонения
Подшипники с общим корпусом (см. рис. IV.9, б)				
140 160	140	140 160	220 245	По H8/g6
180 200	160	180 200	265 290	
220	180	220	315	
250 280 320 360 400	200 220 250 280 320	250 250 280 320 360	360 400 450 500 550	По H8/f7

d_b	D	D_1	D_2
Предельные отклонения			
по H8/d8	по H8/g6		
Подшипники с раздельными корпусами втулок (см. рис. IV.9, а)			
250 280 320 360 400	385 435 500 572 618	310 356 410 465 510	305 340 405 460 505

в НКНА. Все конструктивные размеры элементов, входящих в состав подшипников направляющих лопаток, указаны в ОСТ 108.122.105—78, поэтому в табл. IV.19 даны только основные размеры опорных втулок.

Основные размеры корпусов подшипников ранее применявшихся конструкций приведены в табл. IV.20. Опорные втулки этих подшипников выполнялись бронзовыми или из древесного пластика. В настоящее время древесный пластик для изготовления опорных втулок цапф направляющих лопаток больше не применяется.

Таблица IV.20. Основные размеры (мм) корпуса подшипника (см. рис. IV.9) (до введения ОСТ 108.122.195—78)

d_b	D		D_1	D_2	H	h	d_b	D		D_1	D_2	H	h
	Тип I	Тип II						Тип I	Тип II				
110	185	190	260	310	400	42	240	375	380	495	565	840	52
120	200	210	285	340	430	45	260	400	410	540	630	910	55
130	215	220	300	355	460	45	280	430	440	570	660	980	60
140	230	235	320	375	500	45	300	460	470	600	690	1050	65
150	245	255	335	390	530	45	330	510	510	670	775	1150	70
160	260	270	350	410	570	40	360	550	555	710	815	1250	75
180	290	295	380	440	630	42	390	590	590	770	890	1360	80
200	320	325	430	505	700	45	420	640	640	820	940	1450	85
220	350	355	465	540	770	50	450	680	680	880	1010	1550	90

IV.4. РЕГУЛИРУЮЩЕЕ КОЛЬЦО

В отечественных конструкциях направляющих аппаратов вертикальных гидротурбин регулирующие кольца выполняются в виде тонкостенных сварных конструкций. Опора регулирующего кольца в последних конструкциях совмещена с крышкой турбины. Посадку в сопряжении регулирующего кольца с его опорой по диаметру $D_{оп}$ рекомендуется выполнять в соответствии с данными табл. IV.21 (рис. IV.9).

В торцевой и цилиндрической поверхностях опорной части регулирующего кольца устанавливаются опорные и упорные сегменты из бронзы (с густой или жидкой смазкой) или из эпоксидных композиций (без смазки), обеспечивающие нормальное перемещение кольца с минимальным трением.

IV.5. НЕПОДВИЖНЫЕ ДЕТАЛИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Общая компоновка вертикальных поворотно-лопастных и радиально-осевых турбин включает ряд неподвижных кольцевых деталей, образующих границы проточной части и одновременно являющихся основой для размещения направляющего аппарата и некоторых других узлов турбины (подшипник турбины, опора подпятника, сервомоторы и часть водяных и масляных трубопроводов и др.). Конструкции и внешние формы этих деталей существенно связаны с общей компоновкой, типом и размером турбины. Общим по конструкции элементом для всех вертикальных турбин является нижнее кольцо направляющего аппарата, в котором размещаются опоры нижних цапф лопаток направляющего аппарата. Оно крепится болтами или шпильками на опорном кольце, являющемся верхней частью фундаментных частей турбины. В отдельных случаях НКНА бетонируется. Эта деталь обычно выполняется в виде сварной конструкции, имеющей цилиндрические стаканы, размещенные равномерно по окружности D_0 по числу направляющих лопаток; в них после расточки запрессовывают втулки из антифрикционного материала (бронза или эпоксидная композиция). НКНА образует обтекаемую поверхность проточной части

Таблица IV.21. Сопряжение регулирующего кольца с опорой

Номинальный диаметр сопряжения $D_{оп}$, мм	Предельные отклонения		Номинальный диаметр сопряжения $D_{оп}$, мм	Предельные отклонения	
	для отверстия	для вала		для отверстия	для вала
1 250—1 600	+0,45	—0,6 —1,05	4 000—5 000	+0,8	—1,5 —2,8
1 600—2 000	+0,5	—0,6 —1,1	5 000—6 300	+0,9	—1,5 —2,4
2 000—2 500	+0,55	—0,6 —1,15			
2 500—3 150	+0,6	—1,0 —1,6	6 300—8 000	+1,0	—2,0 —3,0
3 150—4 000	+0,7	—1,0 —1,7	8 000—10 000	+1,2	—2,0 —3,2

в области поворота потока из радиального в осевое направление. Конструкция имеет ребра жесткости, а также фланцевые разъемы, число которых определяется размером турбины.

На верхней плоскости НКНА протачивается паз трапецеидального сечения, в который закладывается уплотняющий шнур, заполняющий торцевой зазор между НКНА и нижними торцами направляющих лопаток.

IV.6. ВЕРХНЕЕ КОЛЬЦО И КРЫШКА ТУРБИНЫ

Конструкция верхнего кольца направляющего аппарата и крышки турбины зависят от общей компоновки, типа и размера турбины. В радиально-осевых турбинах эти детали конструктивно обычно объединяют в одну. Это объясняется тем, что кроме небольшого участка верхняя граница проточной части сразу же образуется самим рабочим колесом. В случае расположения на крышке турбины опоры подпятника она имеет большую высоту.

Крышка радиально-осевой турбины обычно (рис. IV.10) формируется из наружной и внутренней областей. Снаружи крышка имеет цилиндрическую стенку с мощным, подкрепленным ребрами опорным фланцем, который шпильками притягивается к фланцу статора; высота этой части должна согласовываться с длиной верхней цапфы направляющих лопаток. Внутренняя область крышки отделена от наружной промежуточной цилиндрической стенкой и пространство между ней и наружной стенкой ужесточается системой радиальных ребер. Нижняя поверхность наружной области крышки выполняется в виде кольцевой пластины, имеющей вырезы для размещения опорных элементов направляющих лопаток (стаканов или нижних втулок). Верхняя часть наружной области крышки закрыта кольцевой плитой с вырезами для опорных элементов направляющих лопаток. Нижняя часть внутренней области крышки выполнена в виде массивной кольцевой плиты, расположенной над верхним ободом рабочего колеса; с внутренней стороны эта область замкнута цилиндрической стенкой, внутри которой обычно размещен корпус направляющего подшипника турбины. Вся внутренняя полость крышки ужесточается вертикальными ребрами, образующими отсеки, в которых размещаются различные устройства (трубопроводы, маслоохладители и др.).

В тех случаях, когда опора подпятника располагается на крышке турбины, средняя цилиндрическая стенка выполняется в виде конической оболочки. Иногда промежуточные стенки вообще не делают и во всей внутренней поверхности располагают только сплошные радиальные ребра. В нижней части на крышке устанавливается неподвижная часть верхнего лабиринтного уплотнения рабочего колеса.

В поворотно-лопастных турбинах объединение ВКНА с крышкой осуществляется только на небольших турбинах (с $D_1 < 4{,}5 \div 5{,}0$ м). Обычно верхнее кольцо направляющего аппарата имеет коробчатое сечение, образованное двумя цилиндрическими стенками, закрытыми сверху и снизу кольцевыми плитами с вырезами для опорных элементов направляющих лопаток. Цилиндрические стенки ужесточены радиальными ребрами, число которых обычно равно половине числа направляющих лопаток (рис. IV.11).

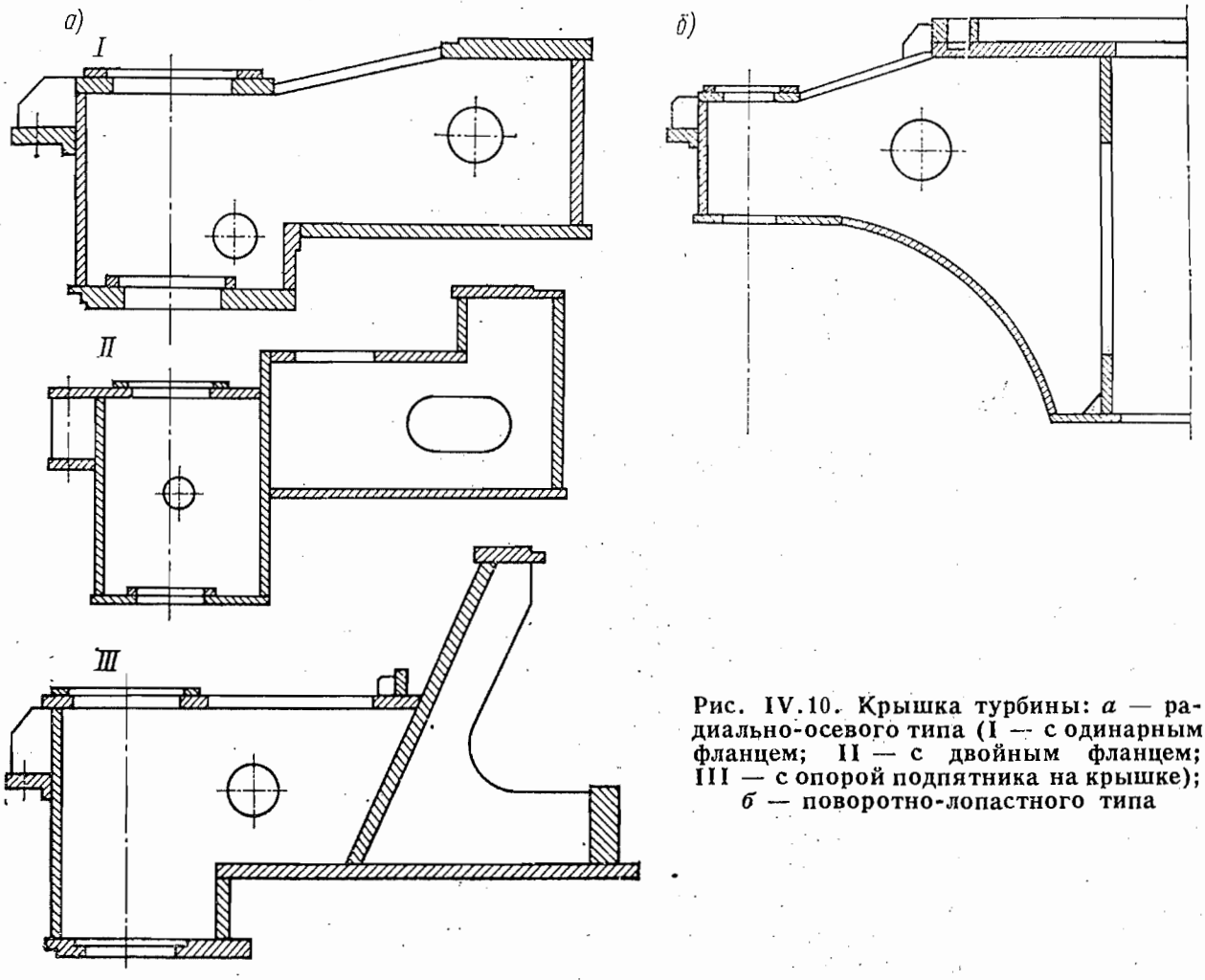


Рис. IV.10. Крышка турбины: *а* — радиально-осевого типа (I — с одинарным фланцем; II — с двойным фланцем; III — с опорой подпятника на крышке); *б* — поворотно-лопастного типа

Верхнее кольцо снаружи и изнутри имеет мощные фланцы, подкрепленные радиальными ребрами. С помощью болтов или шпилек оно соединяется со статором и крышкой турбины. В настоящее время верхнее кольцо выполняется в виде сварной конструкции из листовой углеродистой стали. В некоторых турбинах нижняя плоскость ВКНА снаружи защищается листами коррозионно-стойкой стали, прикрепленными винтами. В прежних конструкциях ВКНА обычно выполнялось в виде стальных отливок. ВКНА состоит из секторов, соединяемых болтами; число секторов (2—8 шт.) зависит от размеров турбины.

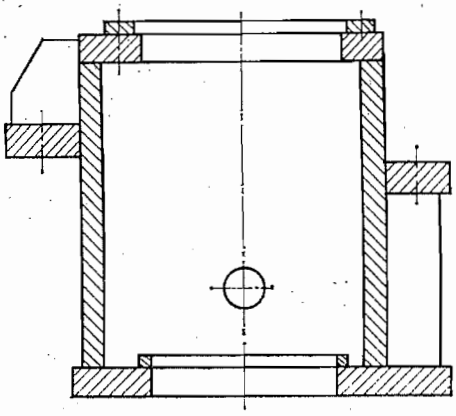


Рис. IV.11. Верхнее кольцо направляющего аппарата

Крышка поворотно-лопастной турбины (см. рис. IV.10, *б*) в связи со спецификой проточной части имеет развитую вниз форму и обычно состоит из нескольких поясов по высоте, соединяемых между собой болтами. Высота поясов определяется возможностями производства, монтажа и транспортировки деталей. Каждый пояс сверху и снизу имеет кольцевые внутренние фланцы, посредством которых осуществляется соединение поясов между собой. Внутри поясов располагаются вертикальные ребра жесткости. В нижнем поясе крышки устанавливается корпус турбинного подшипника.

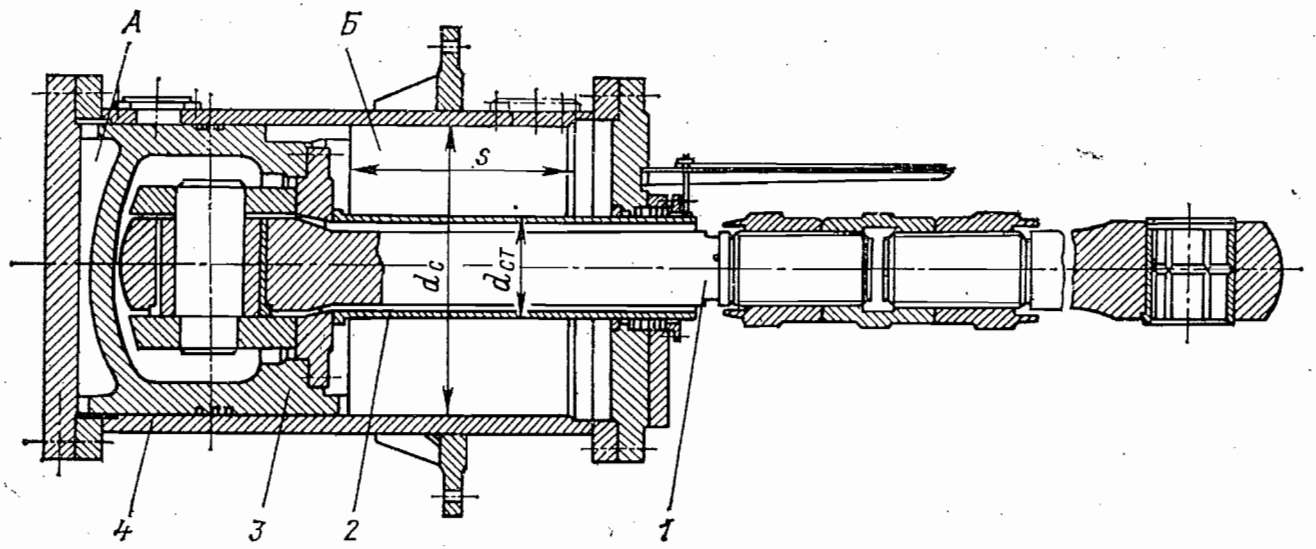


Рис. IV.12. Сервомотор одинарный (тип 1):
1 — тяга; *2* — стакан; *3* — поршень; *4* — цилиндр

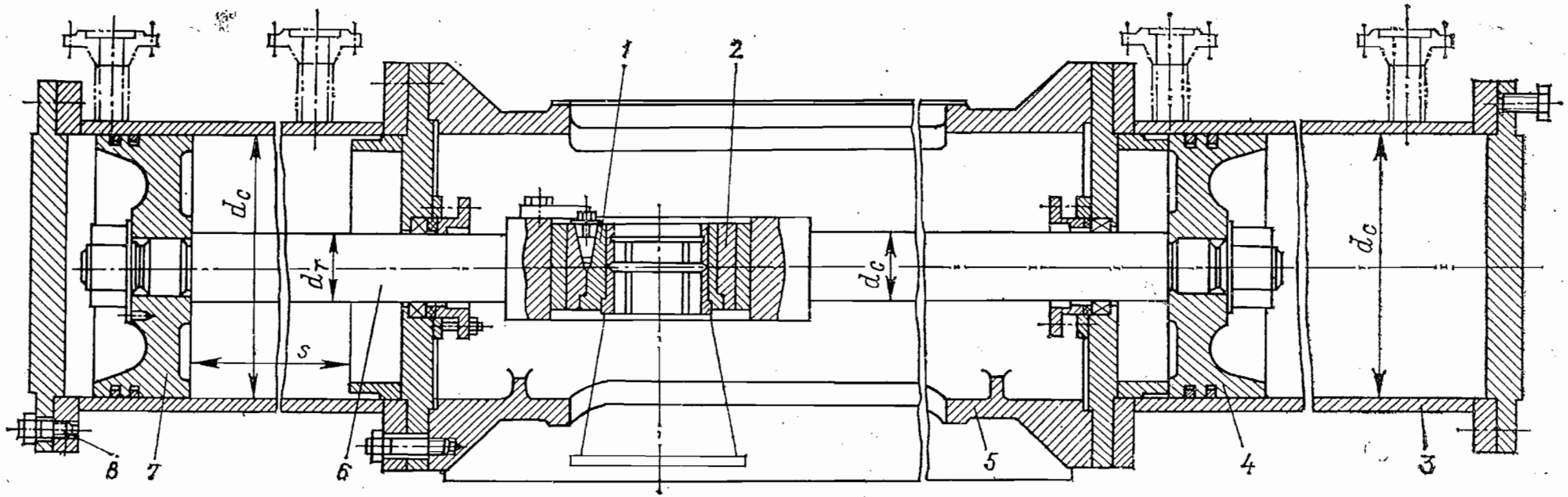


Рис. IV.13. Сервомотор сдвоенный (тип 2):
1 — втулка регулирующая; *2* — камень; *3*, *8* — цилиндры; *4*, *7* — поршни; *5* — корпус; *6* — тяга

Толщины различных элементов крышки турбины и верхнего кольца направляющего аппарата выбираются конструктивно с последующей корректировкой на основании выполняемых поверочных прочностных расчетов.

Для НКНА поверочных прочностных расчетов не проводят.

IV.7. ОСОБЕННОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН

В соответствии с формой проточной части капсульных турбин в них применяется конический направляющий аппарат, лопатки которого имеют переменную по высоте профильную часть. В зависимости от размеров машины крепление лопаток осуществляется на внутренней и наружной цапфах, по одной опоре на каждой из них.

Для турбин с диаметром рабочего колеса до 6000 мм механизм поворота располагается снаружи капсулы и воздействует на внешние цапфы лопаток (см. рис. IV.2, *б*); при диаметре рабочего колеса свыше 6000 мм механизм поворота размещен внутри капсулы и воздействует на внутренние цапфы (см. рис. IV.2, *а*). Механизм состоит из регулирующего кольца, серег, пальцев, рычагов и накладок, соединенных с помощью сферических шарниров. Поскольку для турбин такого типа еще не накоплено достаточного статистического материала — проектирование лопаток и механизмов их привода осуществляется индивидуально.

IV.8. СЕРВОМОТОРЫ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Гидравлические сервомоторы являются силовым органом, поворачивающим направляющие лопатки. Масло под давлением поступает в полости сервомоторов по системе труб от главного золотника, а в случае аварии, минуя его, от золотника аварийного закрытия направляющего аппарата.

В гидротурбинах нашли применение сервомоторы различных конструктивных исполнений. Наибольшее распространение получили прямоосные одинарные сервомоторы, располагаемые в специальных нишах шахты турбины и связанные шарнирно с регулирующим кольцом, а также прямоосные сдвоенные сервомоторы, устанавливаемые на крышке турбины или закрепляемые на опоре подпятника и связанные с регулирующим кольцом с помощью кулисного механизма.

На некоторых турбинах применены торовые сервомоторы, встраиваемые обычно в регулирующее кольцо. Однако сервомоторы такой конструкции, более сложные и трудоемкие в изготовлении, менее удобны и надежны в эксплуатации. Некоторые турбины оборудованы несколькими (2—4 шт.) прямоосными одинарными сервомоторами, установленными на крышке турбины или поворачивающимися вокруг вертикальной оси, закрепленной в опорах на крышке турбины. Наконец, может быть применен индивидуальный привод в виде прямоосных сервомоторов для поворота каждой направляющей лопатки в отдельности. Такими сервомоторами оборудованы турбины Саяно-Шушенской ГЭС и насос-турбины Загорской ГАЭС.

Большинство гидротурбин, созданных ПО ЛМЗ в последнее время, оборудованы прямоосными сдвоенными сервомоторами (Братская ГЭС, Красноярская ГЭС, Усть-Илимская ГЭС и др.).

Типы, параметры и основные размеры поршневых прямоосных сервомоторов установлены стандартом ОСТ 108.024.01—78. Стандарт предусматривает два типа поршневых сервомоторов: тип 1 — сервомоторы с двумя размерами стакана, в которых создаваемые усилия при подаче масла под давлением в полости *А* или *Б* разные; тип 2 — сервомоторы, в которых создаваемые усилия при подаче масла под давлением в полости *А* и *Б* примерно равны.

Приведем пример условного обозначения поршневого сервомотора с диаметром поршня $d_c = 500$ мм, типа 1 с номинальным давлением масла в системе регулирования $p = 4$ МПа: *сервомотор СП500-1-40*.

На рис. IV.12 показана конструкция, а в табл. IV.22 приведен унифицированный ряд сервомоторов типа 1.

На рис. IV.13 показана конструкция, а в табл. IV.23 приведен унифицированный ряд сервомоторов типа 2.

Таблица IV.22. Основные размеры и параметры сервомоторов типа 1

Диаметр поршня d_C, мм	Диаметр стакана d_{CT}, мм	Рабочая площадь поршня, см²		Усилие сервомотора (кН) при $p = 4$ МПа	
		в полости А	в полости Б	в полости А	в полости Б
400	180 280	1256 1256	1001 640	502 502	400 256
450	200 320	1589 1589	1275 785	635 635	510 314
500	220 360	1962 1962	1582 945	785 785	633 378
550	260 375	2374 2374	1844 1270	949 949	737 508
600	280 425	2826 2826	2210 1408	1130 1130	884 563
650	300 450	3316 3316	2610 1727	1326 1326	1044 690
700	320 500	3846 3846	3042 1884	1538 1538	1217 753
750	335 530	4415 4415	3534 2210	1766 1766	1413 884
800	360 570	5024 5024	4006 2473	2009 2009	1602 989
850	375 600	5671 5671	4567 2845	2268 2268	1826 1138
900	400 640	6358 6358	5102 3143	2543 2543	2041 1257
950	425 680	7084 7084	5667 3454	2833 2833	2261 1381
1000	450 700	7850 7850	6260 4003	3140 3140	2504 1601

Таблица IV.23. Основные размеры и параметры сервомоторов типа 2

Диаметр поршня d_C, мм	Диаметр тяги d_T, мм	Рабочая площадь поршня, см²	Усилие сервомотора (кН) при $p = 4$ МПа	Диаметр поршня d_C, мм	Диаметр тяги d_T, мм	Рабочая площадь поршня, см²	Усилие сервомотора (кН) при $p = 4$ МПа
400	120	2399	959	650	190	6350	2540
450	140	3025	1210	700	200	7379	2952
500	150	3748	1499	750	220	8451	3380
550	160	4548	1819	800	240	9596	3838
600	180	5398	2159				

Стопор направляющего аппарата предназначен для фиксирования направляющего аппарата в закрытом положении при отсутствии масла под давлением в полостях сервомоторов на закрывание. Установленные на одном из сервомоторов стопоры, управляемые автоматически системой гидроблокировки, труднорегулируемы и на многих турбинах переведены на ручное управление. Большинство гидротурбин, созданных в последнее время, оборудованы ручными стопорами различных конструктивных решений. Стопорное устройство направляющего аппарата турбин конструкции ПО ЛМЗ состоит из пальца, запрессованного в крышке турбины, надетого на палец рычага с резьбовым концом, и гайки. Рычаг вручную заводится в специальный паз в регулирующем кольце, крепится гайкой и не позволяет регулирующему кольцу, находящемуся в положении, соответствующем закрытому с натягом направляющему аппарату, и связанным с ним направляющим лопаткам повернуться на открытие под воздействием давления воды в спиральной камере.

Стопорное устройство конструкции ПОАТ ХТЗ им. С. М. Кирова представляет собой закрепленный на крышке турбины ригель, вводимый в специально предусмотренное отверстие в регулирующем кольце в положении, когда направляющий аппарат закрыт с натягом.

Стопорные устройства гидротурбин, как правило, рассчитаны на полное усилие сервомоторов, действующих на открытие направляющего аппарата, что предупреждает возможность ошибочного автоматического пуска агрегата без предварительного выключения стопора вручную эксплуатационным персоналом. Стопорные устройства включают в случае длительного останова агрегата для возможности выполнения работ по ревизии и ремонту без осушения спиральной камеры. Согласно действующим правилам техники безопасности выполнение всех работ на остановленном агрегате допускается только при включенном стопоре.

IV.9. ОСОБЕННОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

В последнее время в мировой практике гидротурбостроения появились конструкции направляющих аппаратов с индивидуальным приводом каждой направляющей лопатки. Такая конструкция применена ПО ЛМЗ на турбинах Саяно-Шушенской ГЭС. Ее особенностью являются индивидуальные сервомоторы, связанные с лопатками рычагами и накладками, а также специальные гидравлическая и механическая синхронизация поворота лопаток. Конструкции унифицированных направляющих лопаток, рычагов и накладок такие же, что и для обычного направляющего аппарата.

Ниже приведены описания конструкций направляющих аппаратов некоторых крупных гидротурбин, созданных ПО ЛМЗ и ПОАТ ХТЗ им. С. М. Кирова.

Направляющий аппарат турбины Саяно-Шушенской ГЭС (рис. IV.14). Направляющий аппарат этой турбины радиальный с поворотными лопатками стандартного симметричного профиля VI-20-1 с эксцентриситетом — 0,005. Высота направляющего аппарата $b_0 = 1170$ мм $(0{,}173D_1)$. Он состоит из 20 лопаток с диаметром окружности расположения осей лопаток $D_0 = 7900$ мм $(1{,}167D_1)$. Крышка турбины сварной конструкции выполнена из четырех частей, соединенных болтами. В нижней части крышки для установки втулок средней опоры направляющих лопаток вварены стаканы, усиленные ребрами. На минимальном радиусе крышки предусмотрен фланец для крепления корпуса направляющего подшипника. Наружным фланцем крышка турбины устанавливается на опорный фланец, привариваемый к статору при монтаже. Высотное положение опорного фланца определяется с учетом фактических размеров нижнего кольца, крышки турбины, направляющих лопаток и положения опорного кольца, залитого бетоном, что позволяет достичь минимальных зазоров по торцам лопаток. Нижняя плоскость крышки в зоне проточной части облицована листами из коррозионно-стойкой стали. На нижней плоскости имеется паз для установки уплотнения верхних торцов лопаток.

Нижнее кольцо направляющего аппарата — сварное, оребренное, состоит из четырех частей. Крепление его к опорному кольцу осуществляется с помощью болтов, расположенных в стаканах под нижними цапфами направляющих лопаток. Вода из-под нижних цапф через отверстие в стаканах попадает в замкнутую зону, соединенную с помощью труб с зоной пониженного давления за рабочим колесом,

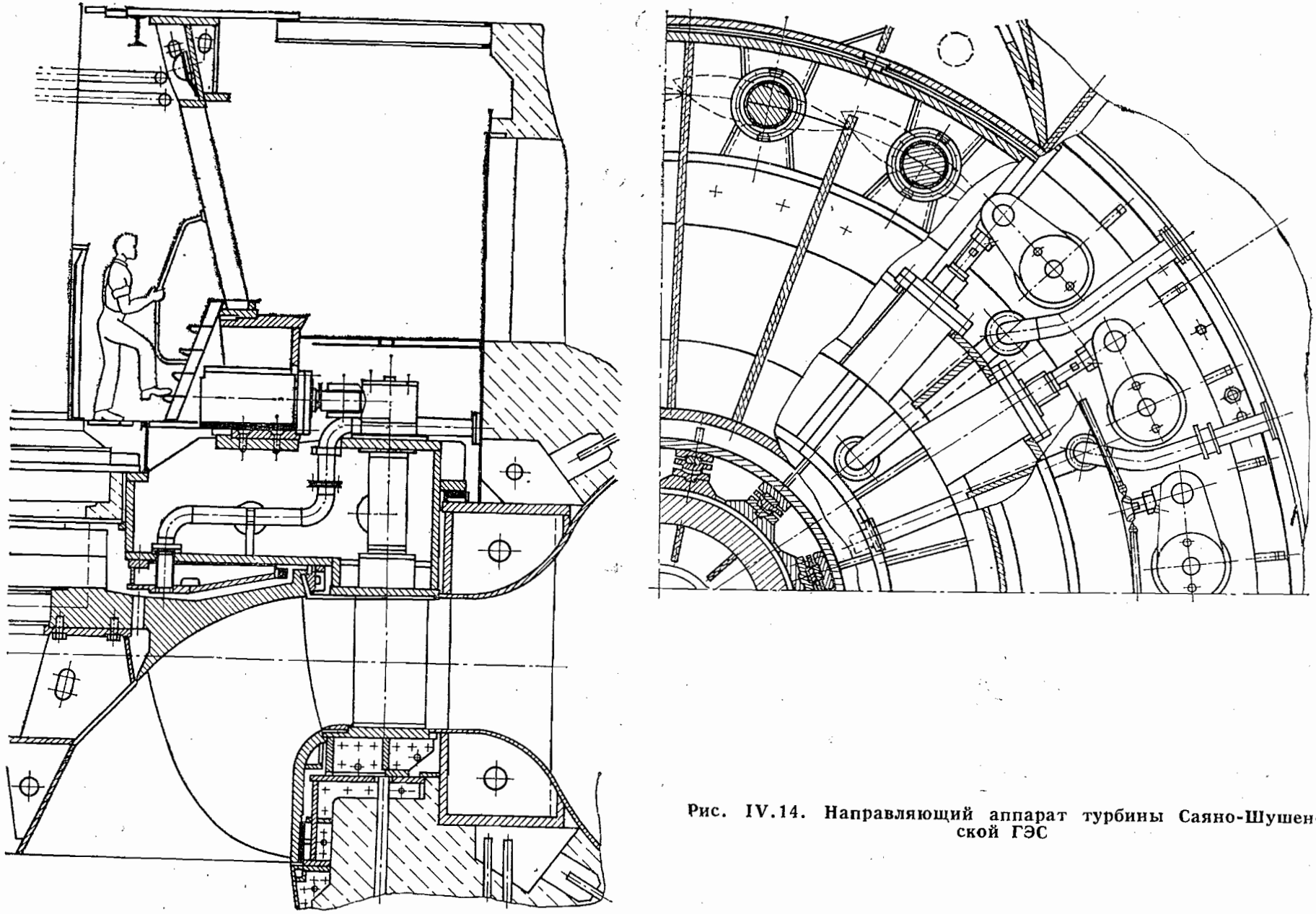


Рис. IV.14. Направляющий аппарат турбины Саяно-Шушенской ГЭС

что уменьшает осевое усилие на направляющую лопатку и предотвращает размораживание нижнего кольца. Верхняя плоскость кольца облицована листами из коррозионно-стойкой стали. На верхней плоскости имеется паз для установки уплотнения нижних торцов лопаток.

Трехопорные направляющие лопатки выполнены из коррозионно-стойкой стали, втулки цапф лопаток — из эпоксидной композиции, не требующей смазывания.

Регулирование зазоров между нижним и верхним торцами пера лопатки и соответственно нижним кольцом направляющего аппарата и крышкой турбины осуществляется с помощью регулировочного болта, завернутого в торец верхней цапфы лопатки и опирающегося на крышку рычага, заклиненного на верхней цапфе цилиндрическими разрезными шпонками. От смещения вверх лопатку удерживает втулка средней цапфы с закрепленным на втулке внизу бронзовым кольцом. На нижнем торце рычага имеется наделка из коррозионно-стойкой стали. Торец верхней втулки лопатки имеет наделку в виде кольца, покрытого слоем эпоксидной композиции. Такая конструкция позволяет лопаткам перемещаться в осевом направлении, что необходимо для обеспечения работы уплотнений торцов лопаток, в связи с возможными деформациями статора и крышки турбины.

Уплотнение лопаток между собой по вертикали достигается точной пригонкой кромок пера. Прижатие лопаток направляющего аппарата для уменьшения протечек через него при остановленной турбине осуществляется регулированием длины штока сервомотора и поворотом эксцентрикового пальца. Для уменьшения проточек уплотнение лопаток по торцам выполнено подвижным. Уплотнительными элементами являются латунные планки, устанавливаемые в пазах крышки турбины и нижнего кольца и удерживаемые от выпадания планками из коррозионно-стойкой стали, прикрепленными к крышке и к нижнему кольцу винтами.

Прижатие уплотнительных элементов к перу лопатки достигается за счет упругой деформации резинового шнура, установленного в пазы крышки турбины и нижнего кольца под латунные планки с эксцентриситетом относительно оси планки, а также давления воды. Уплотнительная планка между двумя соседними лопатками состоит из двух частей с разъемом в зоне касания лопаток. На верхней цапфе лопатки рычаг закреплен двумя цилиндрическими шпонками. В вилку рычага вставлен эксцентриковый палец, соединяющий шток индивидуального сервомотора с рычагом.

Индивидуальные прямоосные поршневые сервомоторы установлены в специальной опоре, закрепленной на крышке турбины. Опора представляет собой оребренную изнутри сварную конструкцию из двух частей, выполненную в виде двадцатиугольника с двадцатью окнами под сервомоторы. Сверху на нее устанавливается опора подпятника. С крышкой турбины и опорой подпятника опора сервомоторов соединяется болтами и штифтами. Конструкция опоры обеспечивает радиальное положение сервомоторов, что приводит к ее уравновешиванию. Опора, воспринимая радиальные усилия сервомоторов, не передает их на крышку турбин. Крепление сервомоторов к опоре наружными фланцами позволяет при временной эксплуатации первых двух турбин увеличить ход сервомоторов за счет увеличения длин их корпусов.

При замене временных рабочих колес штатными на турбинах № 1, 2 и переходе к постоянной эксплуатации выполняются следующие работы: рычаги поворачиваются на цапфах направляющих лопаток на угол 15° 30′ по часовой стрелке и заклиниваются в таком положении имеющимися шпонками — при этом угол между осями лопатки и рычага составит 20° 30′ вместо ранее установленного 36°; лабиринтное кольцо на крышке турбины против ступицы рабочего колеса заменяется штатным; снизу к крышке турбины крепится специальная переходная наделка; обтекатель на нижнем кольце для временной эксплуатации заменяется штатным.

Направляющий аппарат турбины ГЭС Джердап — Железные ворота. Направляющий аппарат этой турбины состоит из 32 поворотных лопаток, соединенных с регулирующим кольцом, нижнего и верхнего колец, крышки турбины и других узлов и деталей.

В отличие от конструкции некоторых машин нижнее кольцо направляющего аппарата отделено от закладных частей, что очень удобно при изготовлении и монтаже. Кольцо сваривается из восьми частей, соединяемых болтами, и имеет 32 отверстия (по числу лопаток), расположенных по окружности с равным шагом.

Для уменьшения протечек воды из спиральной камеры через турбину во время ее останова предусмотрены резиновые шнуры, заложенные в специальные пазы вдоль

лопаток в местах контакта с соседними, а также по плоскости нижнего и верхнего колец, сопрягаемых с торцами лопаток.

На верхний конец цапфы лопатки надевается и закрепляется рычаг. На выступ рычага надета накладка, которая соединяется с рычагом с помощью срезного предохранительного пальца. Соединение накладки с регулирующим кольцом осуществляется посредством серьги, состоящей из двух проушин и стяжки (регулировочной шпильки) с контргайками на концах. Благодаря такой конструкции можно производить регулирование длины серьги, обеспечивающее плотное прилегание всех лопаток друг к другу при закрытом направляющем аппарате. Втулки для пальцев соединения серег с накладками и с регулирующим кольцом выполнены из капрона, не требующего смазывания в процессе длительной эксплуатации. Если при закрытии направляющего аппарата между лопатками попадет постороннее тело или по какой-либо причине лопатка заклинится, накладка срежет предохранительный палец, соединяющий ее с рычагом. При этом остальные лопатки смогут закрыться. Рычаг оставшейся без управления лопатки будет свободно поворачиваться под накладкой, не задевая соседних рычагов, что устраняет возможность поломки соседних лопаток и цепное распространение аварии. Для предупреждения чрезмерного поворота лопатки со срезанным пальцем в накладке и на нижнем кольце направляющего аппарата закреплены специальные упоры. При движении направляющего аппарата на открытие благодаря упору в накладке лопатка с разрушенным срезным пальцем будет поворачиваться на открытие, как и все другие. Упор также не позволяет лопатке закрыться больше, чем общее закрытие направляющего аппарата, и исключает качание ее в потоке. Упоры, привариваемые к нижнему кольцу направляющего аппарата, ограничивают максимальное открытие лопаток с разрушенными срезными пальцами.

Для сигнализации о разрушении срезного пальца на накладке каждой лопатки предусмотрено специальное контактное устройство. Все лопатки с помощью регулировочных болтов подвешены на крышках, опирающихся на рычаги. Нагрузка от массы лопаток через рычаги передается на корпуса подшипников, закрепленные на верхнем кольце направляющего аппарата. На внутренний фланец верхнего кольца направляющего аппарата устанавливается крышка турбины и закрепляется шпильками. Крышка — сварной конструкции, состоит из четырех частей, соединяемых болтами. В крышке имеются четыре опоры для установки клапанов срыва вакуума, площадки под лекажный агрегат и два дренажных насоса, а также лаз, предназначенный для прохода в проточную часть турбины.

На крышке турбины обработан кольцевой пояс, направляющий регулирующее кольцо и служащий для него опорой. Приваренное по внутренней окружности пояса вертикальное ребро является стенкой масляной ванны опорной части регулирующего кольца. Масло в ванну заливается через предусмотренные воронки. К обработанной верхней плоскости крышки турбины крепятся корпуса двух сдвоенных сервомоторов направляющего аппарата и опора подпятника. Снизу к крышке турбины крепится корпус направляющего подшипника.

Регулирующее кольцо сварной конструкции состоит из двух частей, соединяемых болтами. Посредством двух запрессованных и приваренных к нему пальцев регулирующее кольцо шарнирно соединяется со штоками сервомоторов, которые поворачивают его на заданный угол. Движение регулирующего кольца передается направляющим лопаткам посредством серег, накладок и рычагов. Элементами пары трения служат бронзовые планки, прикрепленные к нижней опорной плоскости и к наружной цилиндрической поверхности опорной части регулирующего кольца.

В отверстия нижнего кольца направляющего аппарата запрессованы бронзовые втулки. Они служат опорами для нижних цапф направляющих лопаток. Нижнее кольцо направляющего аппарата устанавливается и крепится на опорном кольце, входящем в состав фундаментных частей. Верхнее кольцо направляющего аппарата также сварной конструкции, из восьми частей, соединяемых болтами. Наружным фланцем верхнее кольцо направляющего аппарата опирается на фланец статора и закрепляется на нем шпильками. В верхнем кольце направляющего аппарата по окружности диаметром 11 000 мм расположены 32 отверстия с одинаковым шагом. В эти отверстия устанавливаются чугунные корпуса подшипников, которые фланцами прикрепляются к фланцам на верхней плоскости кольца.

В каждый корпус запрессованы две бронзовые втулки с верхней и средней направляющими цапфами лопаток. Все три цапфы лопатки смазываются солидолом

от автоматически действующей центральной смазочной станции. К каждой втулке нижнего кольца направляющего аппарата солидол подводится по стальной трубке, вставленной в центральное отверстие направляющей лопатки. Нижняя и средняя цапфы для предупреждения вымыва солидола и для защиты от проникновения воды в крышку турбины (через подшипники) уплотняются стандартными профильными резиновыми манжетами. Манжеты препятствуют также проникновению твердых взвешенных в воде частиц и, следовательно, защищают цапфы от истирания.

Протечки воды через уплотнения средних цапф отводятся в крышку турбины. Туда же сливается вода из кольцевого пространства между верхним кольцом и облицовкой шахты турбины.

Два ручных стопора направляющего аппарата рассчитаны на полное усилие сервомоторов.

Направляющий аппарат турбины Шамхорской ГЭС (рис. IV.15). Диаметр расположения лопаток направляющего аппарата турбины Шамхорской ГЭС $D_0 = 9000$ мм, количество лопаток $z_0 = 24$, высота направляющего аппарата $b_0 = 2570$ мм. Профиль лопаток — симметричный. Верхнее кольцо направляющего аппарата конструктивно объединено с крышкой турбины. Для выема лопаток необходим подъем крышки турбины с размещенными на ней узлами и механизмами. Каждая лопатка направляющего аппарата снабжена тремя подшипниками. Нижний подшипник лопатки размещен в стакане, установленном в отверстии нижнего кольца направляющего аппарата с возможностью радиального перемещения. В процессе монтажа направляющего аппарата производится центровка нижних подшипников лопаток и окончательная приварка их к нижнему кольцу. Этим обеспечивается компенсация технологических погрешностей при выполнении отверстий в крышке турбины и нижнем кольце направляющего аппарата. Верхний и средний подшипники размещены в самостоятельных корпусах. Корпус среднего подшипника приварен к нижнему листу крышки турбины, а корпус верхнего подшипника механически закреплен на верхнем листе крышки турбины.

Поверхности трения втулок подшипников лопаток покрыты композицией, не требующей смазывания во время работы. Защита подшипников лопаток от попадания воды из проточной части турбины осуществляется U-образными резиновыми манжетами. Предусмотрено также уплотнение по средней опоре лопатки, предотвращающее попадание воды из проточной части в крышку турбины.

На цапфы лопаток насажены рычаги, закрепленные цилиндрическими шпонками. Рычаги лопаток направляющего аппарата выполнены в двух вариантах: удлиненные, непосредственно соединяемые шарнирно серьгами, и укороченные, к которым при помощи срезных пальцев прикреплены накладки. Рычаги с накладками установлены через одну лопатку направляющего аппарата, между ними находятся лопатки с удлиненными рычагами. При попадании в проточную часть постороннего тела между любыми двумя лопатками произойдет срез пальца на лопатке, снабженной накладкой, и она не будет препятствовать повороту лопатки с удлиненным рычагом.

Серьги направляющего аппарата имеют регулируемую длину и надеты сверху на пальцы, запрессованные в отверстия в регулирующем кольце, накладках и удлиненных рычагах.

Поворот регулирующего кольца осуществляют четыре качающихся сервомотора. Корпус сервомотора шарнирно надет на стержень опоры, закрепленной на крышке турбины, а тяга сервомотора шарнирно соединена с пальцем, запрессованным в ухо регулирующего кольца. При повороте регулирующего кольца корпус качающего сервомотора поворачивается в горизонтальной плоскости относительно шарнирной опоры. В местах трения регулирующего кольца по поверхности крышки турбины установлены капролоновые сухари, не требующие смазывания во время работы. Втулки механизма поворота выполнены из капролона и также не требуют смазывания.

Крышка турбины представляет собой сварную конструкцию из листовой стали. Нижний плоский лист крышки турбины стыкуется с конической обечайкой, образуя вместе с ней поверхность проточной части турбины. К конической обечайке приварен плоский кольцевой фланец для соединения с нижним конусом.

По условиям транспортирования крышка турбины выполнена из секторов с радиальными разъемами. Помимо радиальных фланцев крышка турбины содержит

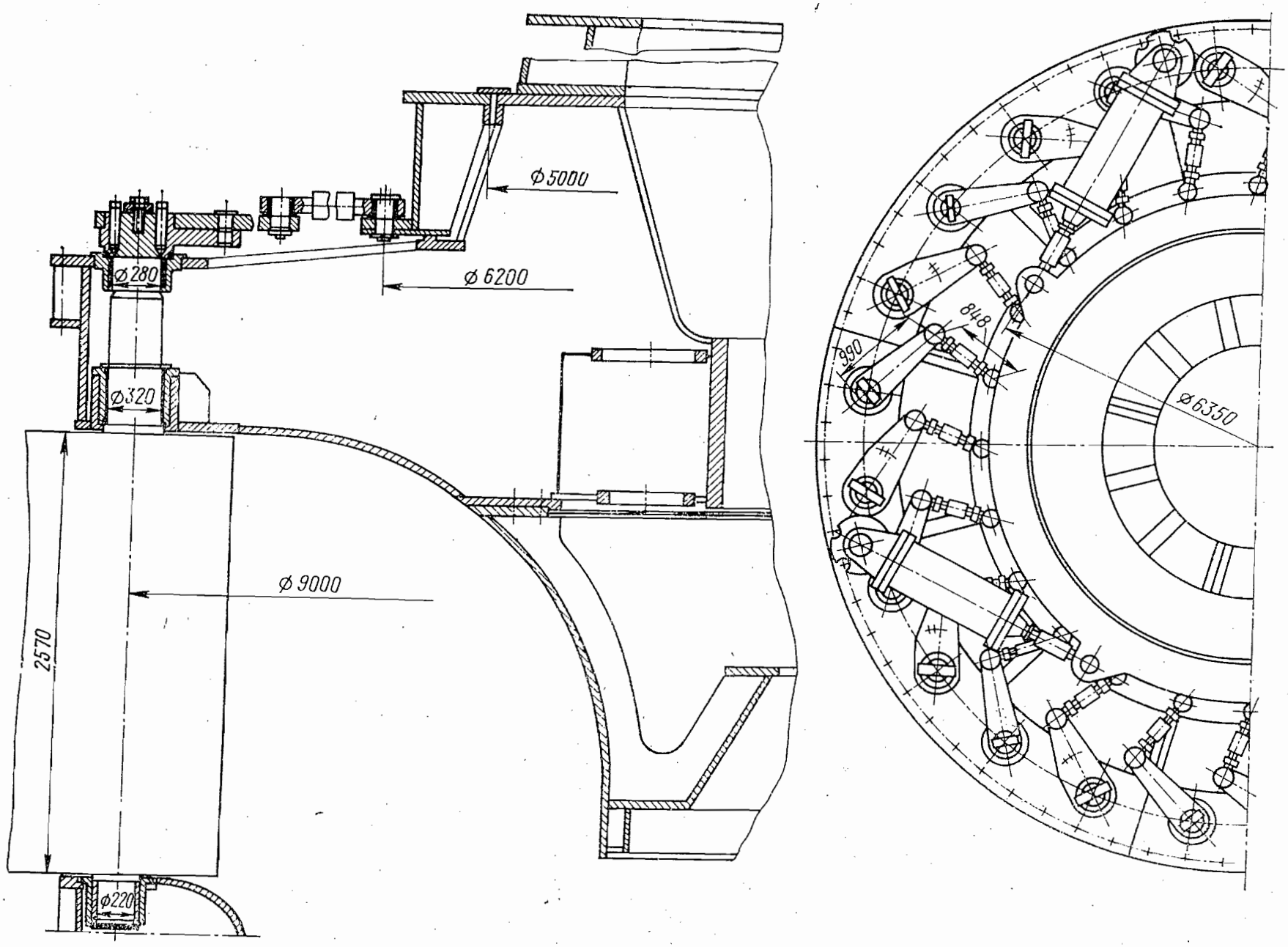


Рис. IV.15. Направляющий аппарат турбины Шамхорской ГЭС

также радиальные ребра, связывающие всю конструкцию в единое целое и поддерживающие опорный лист регулирующего кольца, верхний фланец, коническую обечайку под опорой подпятника и внутреннюю цилиндрическую обечайку, выполняющую роль корпуса подшипника турбины. В нижней конической обечайке крышки турбины выполнены отверстия для двух смотровых люков и двух клапанов

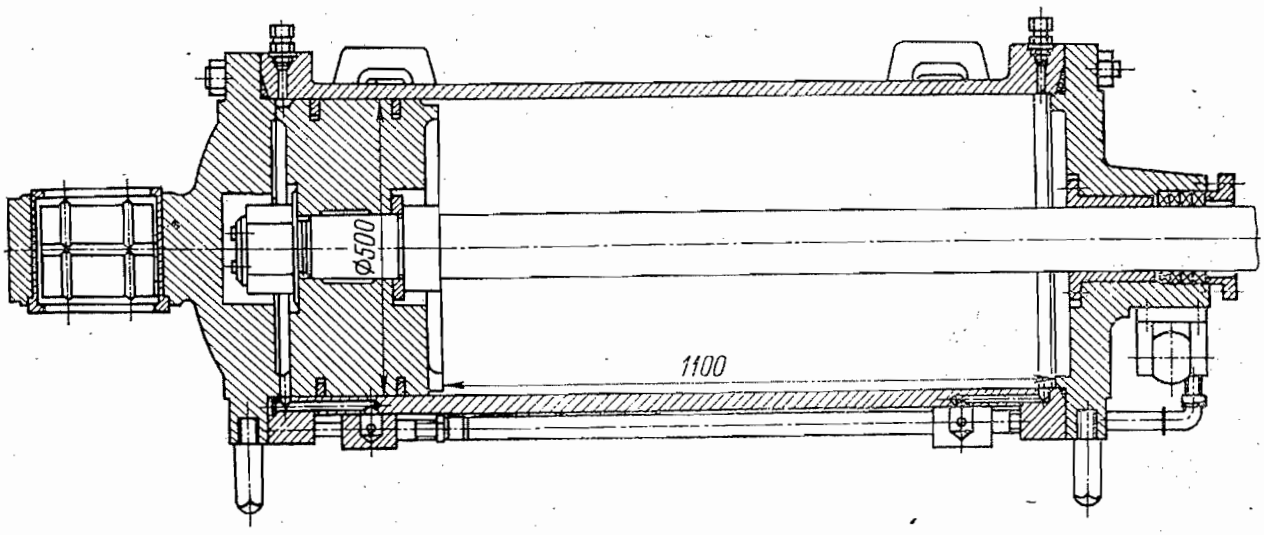


Рис. IV.16. Сервомотор направляющего аппарата турбины Шамхорской ГЭС

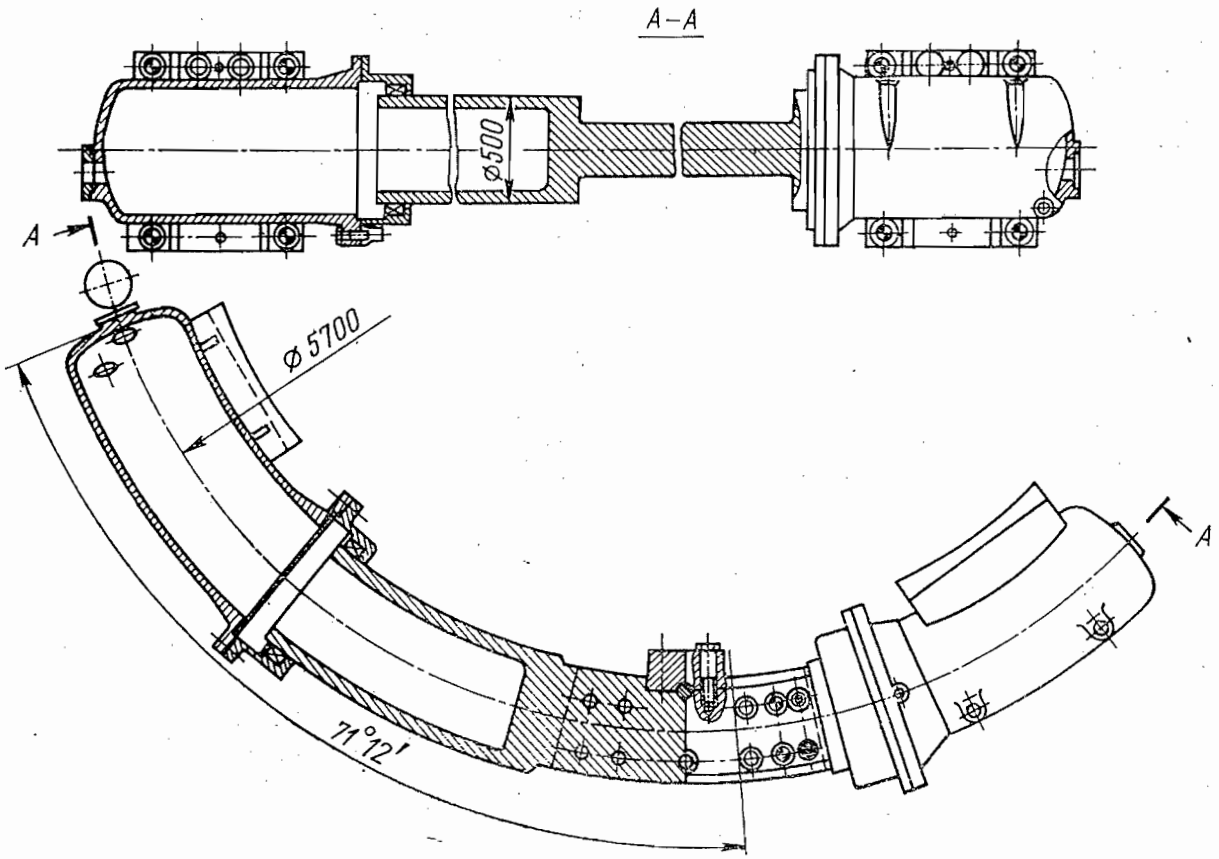


Рис. IV.17. Сервомотор направляющего аппарата турбины Влоцлавской ГЭС

срыва вакуума. К нижнему фланцу крышки турбины приварены четыре отсека для размещения маслоохладителей. Для привода направляющего аппарата установлены четыре качающихся сервомотора диаметром 550 мм (рис. IV.16). Он состоит из корпуса нижней и верхней крышек, штока и его уплотнения. Нижняя крышка сервомотора содержит прилитую проушину с отверстием, в которое запрессована втулка из антифрикционного материала. Наружный конец штока содержит также проушину с отверстием, в которое запрессована втулка. Проушина нижней крышки серво-

мотора надевается на стержень опоры сервомотора, закрепленной на крышке турбины, а проушина штока надета на палец регулирующего кольца. Этим обеспечивается шарнирная установка всего сервомотора.

При повороте регулирующего кольца весь сервомотор несколько поворачивается (качается) в горизонтальной плоскости относительно оси проушины нижней крышки, что предотвращает заклинивание штока и поршня. Для исключения заклинивания поршня под действием массы корпуса сервомотора верхняя крышка сервомотора поддерживается кронштейном, установленным на крышке турбины. Подвод масла в полости качающихся сервомоторов осуществляется резиновыми шлангами.

Торовые сервомоторы направляющего аппарата турбины Влоцлавской ГЭС (рис. IV.17). Для привода направляющего аппарата применены торовые сервомоторы диаметром 500 мм. Сервомотор состоит из двух подвижных корпусов и неподвижного плунжера. Оба конца плунжера имеют наружную поверхность в виде тора, а средняя срезанная часть плунжера крепится посредством призонных болтов к крышке турбины. Для подвода масла под давлением в полости сервомотора в плунжере выполнены каналы.

Корпуса сервомотора выполнены литыми в виде изогнутых по кольцу цилиндров, закрытых с одной стороны. Открытая сторона корпусов служит для прохода плунжера сервомотора. С наружной стороны корпуса сервомотора имеют фланцы, которыми они соединены с регулирующим кольцом. Внутренняя полость корпусов сервомотора не подвергается механической обработке по торовой поверхности и имеет только расточку для размещения уплотнения плунжера. Уплотнение сервомотора осуществляется двумя резиновыми U-образными манжетами, размещенными на плавающем кольце, центрирующемся плунжером. Такая конструкция уплотнения обеспечивает надежную работу сервомотора при неконцентричности установки плунжера относительно регулирующего кольца и корпуса сервомотора.

Недостатком сервомоторов описанной конструкции является то, что каждый из сервомоторов обладает односторонним действием, что требует увеличения их диаметра и количества.

Глава V

РАБОЧИЕ КОЛЕСА

V.1. РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ РАБОЧИЕ КОЛЕСА

Рабочие колеса радиально-осевого типа применяются для широкого диапазона напоров и коэффициентов быстроходности n_s. Форма проточной части их меняется в зависимости от быстроходности в пределах $n_s = 60 \div 400$ (рис. V.1).

Основными элементами рабочего колеса являются: ступица (*2*), посредством которой колесо крепится болтами к фланцу вала; лопасти (*1*), закрепленные на ступице корневыми сечениями и образующие сложную обтекаемую потоком решетку профилей; обод (*3*), связывающий концы лопастей. Эти элементы, являясь общими для всех радиально-осевых колес, неодинаковы в турбинах разной быстроходности. При $n_s = 60$ входная кромка лопасти обычно располагается в вертикальной плоскости на большем диаметре, чем выходная кромка, т. е. $D_1 > D_2$; отношение высоты входного отверстия b_0 к диаметру D_1 невелико; лопасть вытянута от входной кромки к выходной при относительно малой ширине канала; количество лопастей $z_1 = 13 \div 19$. При большей быстроходности ($n_s = 400$) входная кромка лопасти располагается наклонно-криволинейно; диаметр расположения входной кромки D_1 меньше диаметра D_2; отношение b_0/D_1 значительно больше, чем у тихоходного рабочего колеса; длина лопасти от входной до выходной кромок уменьшается; количество лопастей $z_1 = 13 \div 15$.

Кроме описанных типов колес с малой и большой быстроходностью существует еще много переходных вариантов, но общий характер изменения параметров рабочего колеса по мере уменьшения или увеличения напора остается закономерным. Количество лопастей в колесах этого типа больше, чем в поворотно-лопастных, что

обеспечивает повышение кавитационных качеств радиально-осевых рабочих колес и соответственно уменьшает величину потребного заглубления.

При сооружении некоторых крупных ГЭС (например, Нурекской, Саяно-Шушенской и др.) для выработки электроэнергии до окончания строительства плотины и заполнения водохранилища до проектной отметки в составе гидротурбин иногда предусматривают временные рабочие колеса, обладающие оптимальными характеристиками при пониженных напорах. В проточной части гидротурбины устанавливаются съемные детали, обеспечивающие плавный переход от штатных элементов проточной части к временному рабочему колесу. При повышении напора на ГЭС до расчетного значения съемные детали и временное рабочее колесо демонтируются и устанавливается штатное колесо, обладающее оптимальными характеристиками для этого этапа. Стоимость электроэнергии, выработанной гидроэлектростанцией

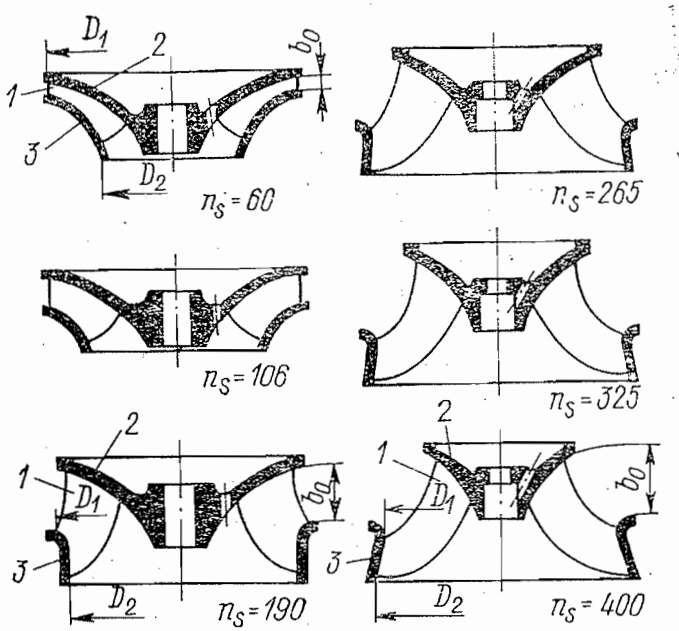


Рис. V.1. Профили рабочих колес радиально-осевого типа в зависимости от быстроходности (n_s = 60÷400):

1 — **лопасти;** *2* — **ступица;** *3* — **ободья**

за время ее эксплуатации при пониженных напорах, многократно окупает затраты на изготовление и доставку временных рабочих колес и работы по их установке и замене.

Рабочие колеса современных радиально-осевых турбин выполняются сварными. При относительно небольших размерах колеса иногда изготавливаются цельнолитыми с последующей механической обработкой ступицы и обода и доводкой элементов проточной части до необходимой чистоты. Сварка позволяет получить более точную форму и лучшее качество поверхности элементов рабочего колеса, а также изготовить их из материалов, обладающих необходимыми свойствами. Для защиты от кавитационной эрозии лопасти выполняются из коррозионно- и кавитационностойкой стали или из углеродистой стали с защитой от кавитации.

Приварка литых или штампогнутых из толстолистового проката лопастей к ступице может производиться к отлитым на ней приливам. Однако последние препятствуют механической обработке поверхности ступицы и при неточной отливке их положение, форму и размеры приходится корректировать рубкой и наплавкой. Возможна приварка лопастей встык и с заводкой их хвостовиков в профилированные пазы, выполненные в ступице и ободе. Для снижения концентрации напряжений переходы от ступицы к лопастям выполняются в форме галтели. Для предотвращения трещинообразования, связанного с остаточными напряжениями, важное значение при изготовлении рабочего колеса имеет обеспечение оптимальных режимов сварки и термообработки.

Для снижения протечек в обход рабочего колеса предусматриваются специальные уплотнения, состоящие из колец, закрепленных на рабочем колесе, и неподвижных колец, установленных на крышке турбины и фундаментном кольце. Уплотнения выполняются различных типов: щелевое, лабиринтное, елочное или гребенчатое (рис. V.2).

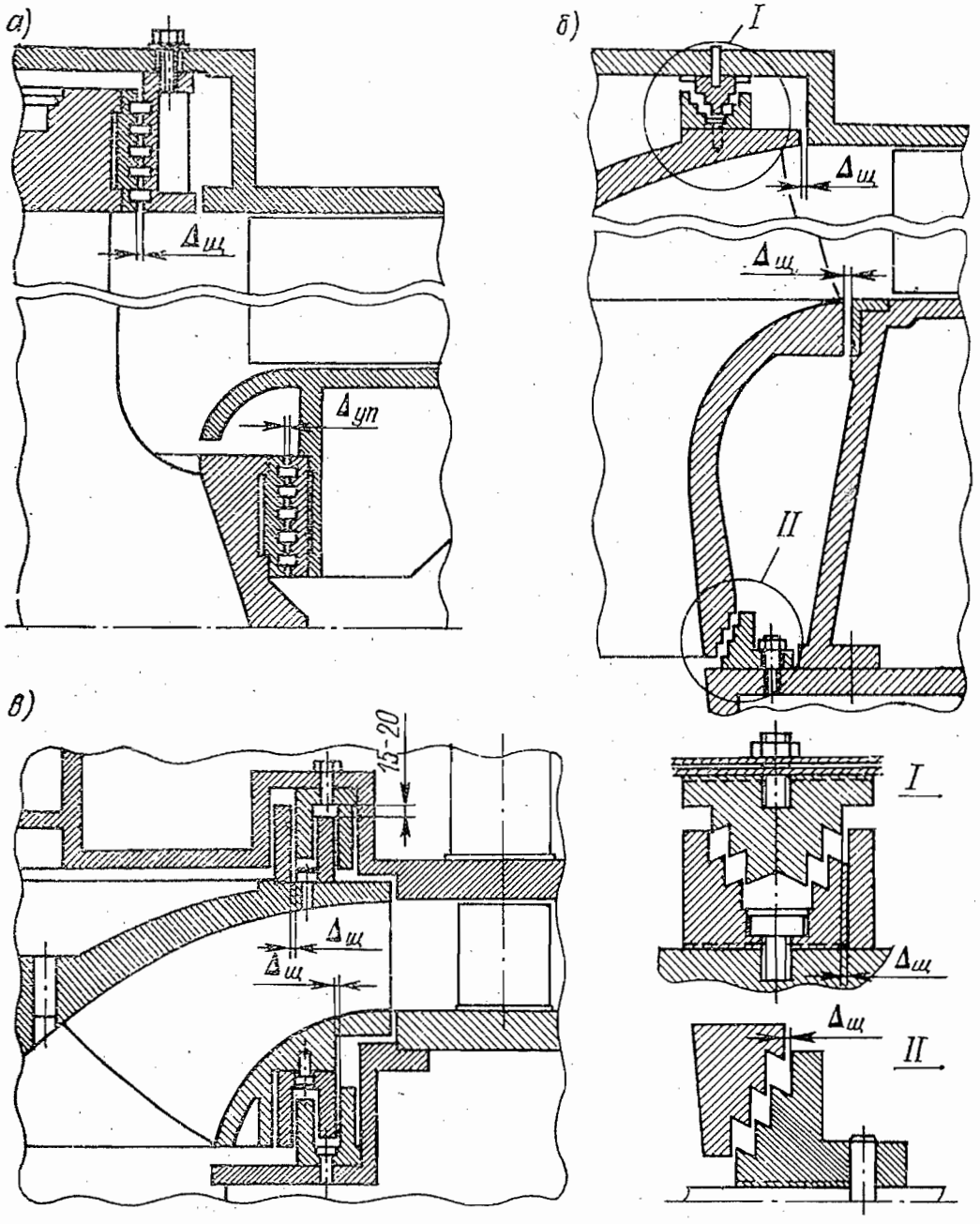


Рис. V.2. Уплотнения радиально-осевых рабочих колес: *а* — щелевого типа или лабиринтного; *б* — елочное; *в* — П-образное гребенчатое

Из технологических соображений величину зазора (щели) в уплотнении выбирают минимально возможной. Для предотвращения нагревания уплотнительных колец при работе гидротурбины в режиме синхронного компенсатора в некоторых гидротурбинах предусмотрена подача воды к уплотнительным кольцам.

Для уменьшения осевого гидравлического усилия от рабочего колеса, действующего на подпятник агрегата, в ступице рабочего колеса выполняют разгрузочные отверстия. Для уменьшения пульсационных и кавитационных явлений при работе радиально-осевых турбин в неблагоприятных режимах на многих ГЭС предусматривается впуск воздуха под рабочее колесо.

Для доставки на ГЭС по железной дороге колеса делят на части, соединяемые в процессе монтажа. Соединение частей может производиться разными способами: с помощью бандажей, болтами на ступице и сваркой по нижнему ободу, болтами и по ступице и по нижнему ободу. Помимо разделения рабочего колеса на части

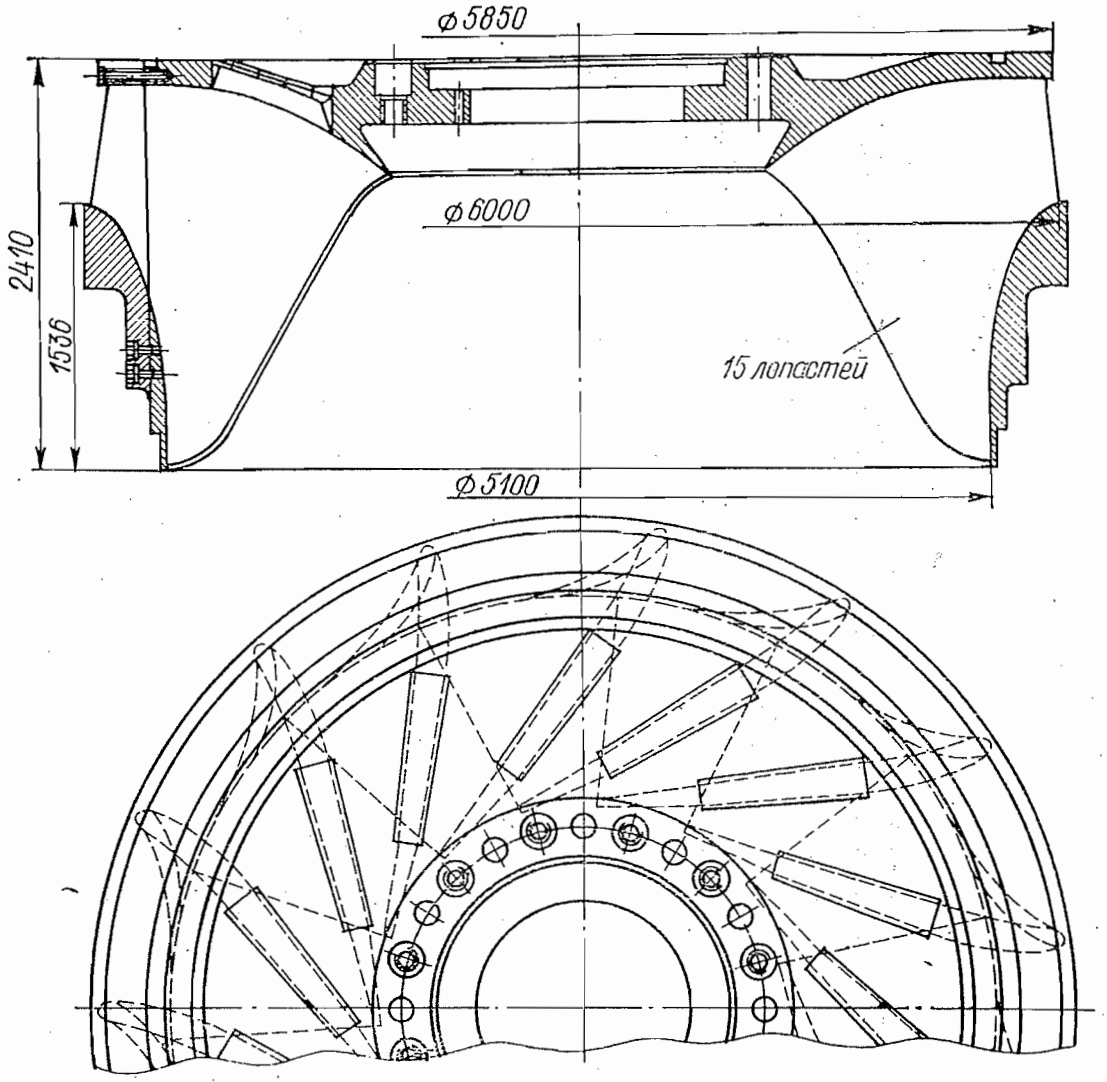


Рис. V.3. Рабочее колесо турбины с отъемными сегментами

по плоскости, проходящей через ось его вращения, колеса также выполняются с отъемными сегментами (рис. V.3), что снижает трудоемкость при изготовлении и монтаже.

V.2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ИНГУРСКОЙ ГЭС

Сварно-литое рабочее колесо изготовлено из высокопрочной коррозионно- и кавитационно-стойкой стали 10Х12НДЛ (рис. V.4) с 13 лопастями, приваренными к ступице и ободу. Поверхности деталей рабочего колеса до сборки и сварки подвергаются механической обработке, что позволяет получить правильные геометрические формы лопастной системы. При быстроходности колеса $n_s = 105$ и диаметре 4,5 м получаются узкие межлопастные каналы с протяженностью лопасти до 1,9 м, что не позволяет качественно приварить кромки лопастей встык к поверхностям ступицы и обода. Для обеспечения качественной сварки деталей и получения надежной конструкции рабочего колеса в ступице и ободе выполнены фигурные пазы под хвостовики лопастей, которые снаружи обвариваются. Часть лопасти в зоне входной и выходной кромок приваривается электросваркой встык со стороны проточной части рабочего колеса. Хвостовики лопастей завариваются заподлицо с наружной поверхностью. Рабочее колесо полностью обработано на заводе и отбалансировано.

К ступице рабочего колеса крепится фланец вала посредством двенадцати призонных втулок диаметром 150 мм и болтов М100. Крутящий момент воспринимают припасованные втулки, осевое усилие — болты. К торцу вала крепится конус, предназначенный для плавного изменения направления потока на выходе из рабочего колеса и снижения пульсации давления. Конус выполнен из двух частей с горизонтальным разъемом. К фланцу верхнего конуса крепится крышка люка, отделяющая внутреннюю полость вала от полости под рабочим колесом.

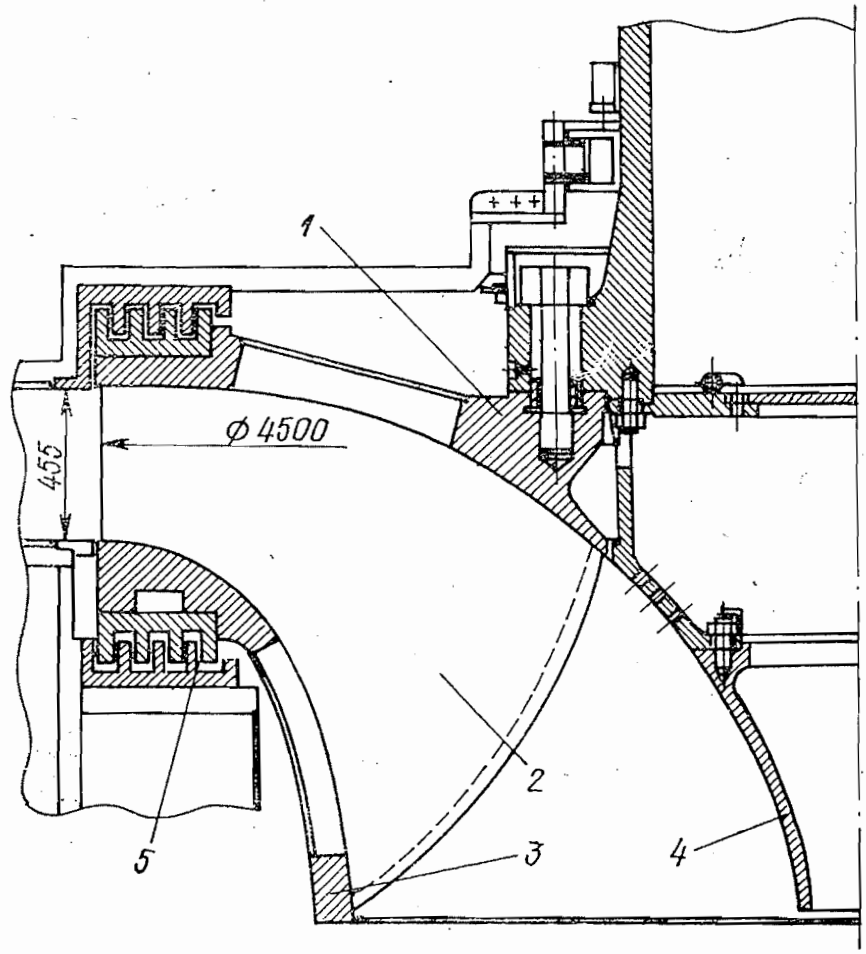


Рис. V.4. Рабочее колесо турбины Ингурской ГЭС:
1 — ступица; *2* — лопасть; *3* — обод; *4* — обтекатель; *5* — уплотнение

В верхнем конусе на цилиндрической поверхности выполнены окна, а на конической — три ряда отверстий для прохода воздуха под рабочее колесо при работе турбины в режиме синхронного компенсатора, при нестационарных режимах для предотвращения повышенного давления под крышкой турбины и снижения осевого усилия. Между крышкой турбины и рабочим колесом, а также между ним и фундаментным кольцом установлены гребенчатые лабиринтные уплотнения. Элементы уплотнений — одного диаметра, что рекомендуется для данного типа колеса. Зазор между гребешками уплотнений 1,2—1,8 мм. Уплотнительные кольца выполнены из коррозионно-стойкой стали.

V.3. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС

Для турбины Саяно-Шушенской ГЭС для постоянной работы в диапазоне напоров от 175 до 220 м (при пусковом напоре 120 м) в качестве штатного принято рабочее колесо типа РО230/833 (рис. V.5). С целью досрочного ввода в действие ГЭС на первых двух пусковых агрегатах применены сменные рабочие колеса типа РО140/802а, вписанные в ту же проточную часть, что и штатные, и обеспечивающие достаточно эффективную работу агрегатов при минимальной частоте вращения и пусковых напорах от 60 до 140 м. Штатное рабочее колесо диаметром 6770 мм обеспечивает мощность турбины 650 МВТ при расчетном напоре 194 м. Сменное рабочее колесо обеспечивает мощность турбины от 155 МВт при $H =$ $= 60$ м до 400 МВт при $H = 110 \div 140$ м.

Штатное рабочее колесо — цельное, изготовлено из высокопрочной коррозионно- и кавитационно-стойкой стали 06Х12Н3Д с 16 лопастями. Рабочее колесо верхним ободом крепится к валу турбины посредством 20 призонных болтов с резьбой М180×4, передающих крутящий момент и воспринимающих осевое усилие. Для предотвращения повышения давления под крышкой турбины и снижения осевого усилия, действующего на рабочее колесо, в верхнем ободе выполнено 20 разгрузочных отверстий диаметром 110 м. К ступице рабочего колеса крепится обтекатель, сваренный из конических обечаек углеродистой стали, ужесточенных реб-

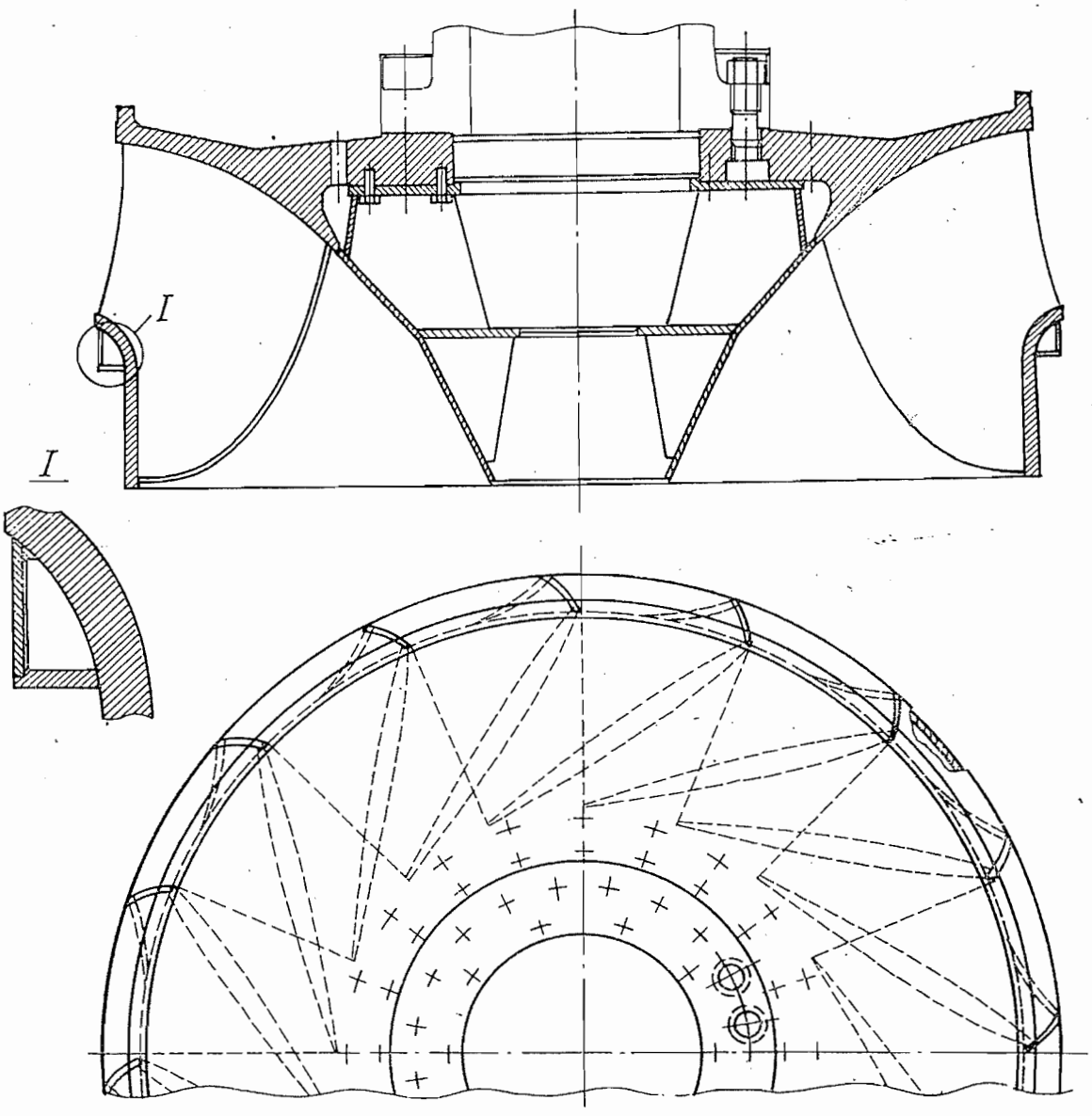


Рис. V.5. Рабочее колесо турбины Саяно-Шушенской ГЭС

рами. К внутренней поверхности обтекателя приварен промежуточный фланец, являющийся опорой для ремонтного перекрытия под рабочим колесом.

Лабиринтные уплотнения состоят из неподвижных и вращающихся элементов. Вращающиеся элементы выполнены в виде проточек на ступице и ободе рабочего колеса. С целью снижения высоты ступицы и улучшения компоновки турбины верхнее уплотнение выполнено «елочным». Лабиринтное уплотнение обода расположено у нижнего торца рабочего колеса, что уменьшает осевое гидравлическое усилие и уровень нестационарных нагрузок, действующих на обод.

В собранной турбине размер щели лабиринтных уплотнений должен находиться в пределах 2,5—2,9 мм. При этом зазор между нижним кольцом направляющего аппарата и ободом составляет 4—5,5 мм. Центровка верхнего лабиринтного кольца относительно рабочего колеса производится с помощью специальных радиально расположенных болтов, упирающихся в крышку турбины.

Сменное рабочее колесо диаметром $D_1 = 6068$ мм выполнено цельным. Ступица, лопасти и обод изготовлены из углеродистых сталей и соединены между собой электросваркой. Лопасти облицованы листовой коррозионно-стойкой сталью 12Х18Н9Т толщиной 4 мм. Места перехода лопастей к верхнему и нижнему ободьям усилены наплавкой.

V.4. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ НУРЕКСКОЙ ГЭС

Штатное рабочее колесо имеет диаметр 4,75 м. Тип рабочего колеса РО310/957, число лопастей — 17. Для обеспечения нормальной работы турбины в условиях пониженных пусковых напоров на первых трех турбинах была предусмотрена установка временных рабочих колес большей быстроходности, чем штатные. Диаметр временного рабочего колеса, отлитого из углеродистой стали, 4 м.

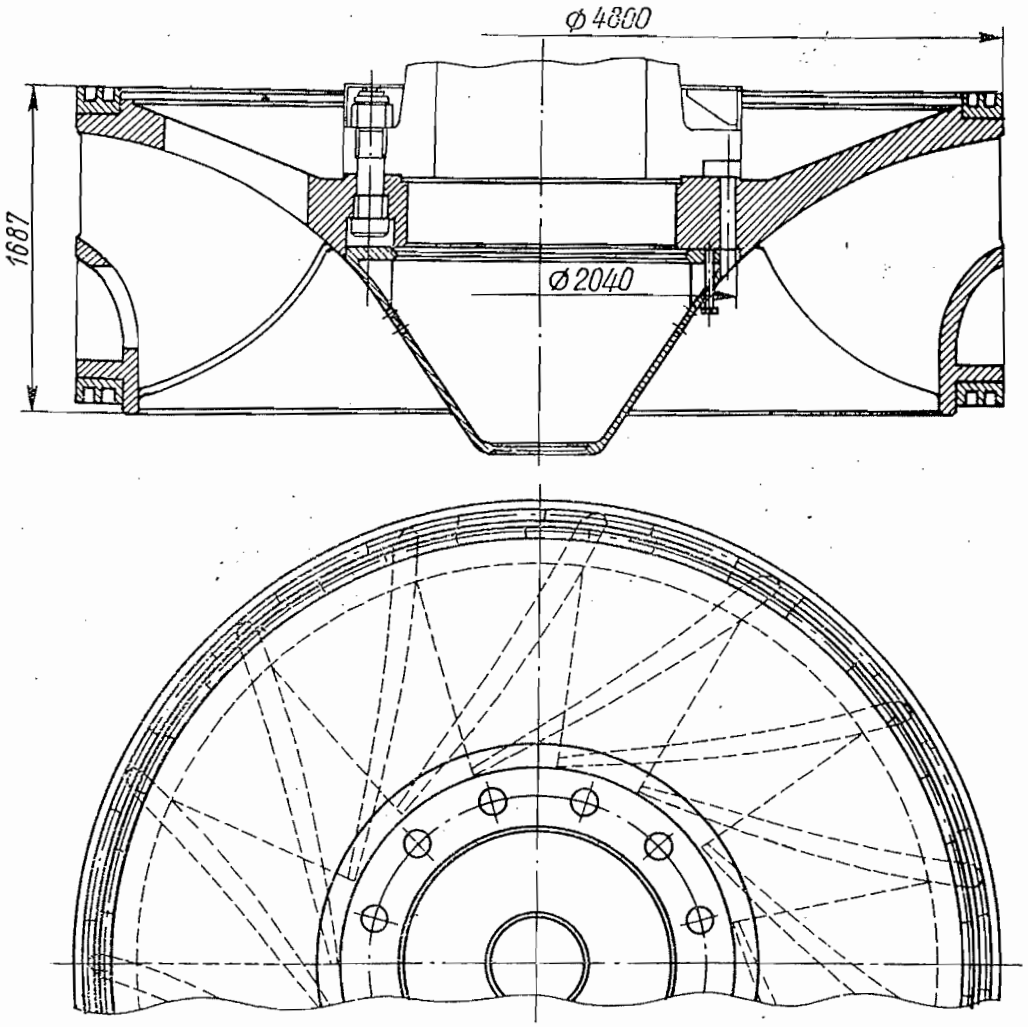


Рис. V.6. Рабочее колесо турбины Нурекской ГЭС

Штатное колесо — неразъемное, сварно-литого исполнения. Лопасти, ступица и обод выполнены из коррозионно- и кавитационно-стойкой стали марки 10Х12НДЛ (рис. V.6).

Конструкции рабочего колеса и его уплотнений аналогичны выполненным для турбин Ингурской ГЭС.

V.5. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО НАСОС-ТУРБИНЫ ЗАГОРСКОЙ ГАЭС

В результате проведенных научно-исследовательских, проектно-конструкторских и технологических работ по комплексу показателей в насос-турбине для условий Загорской ГАЭС принято рабочее колесо РОНТ812-11 с номинальным диаметром 6300 мм (по наружным кромкам лопастей), обеспечивающее при расчетном напоре 100 м в турбинном режиме мощность 205 МВт (рис. V.7).

При насосном режиме работы принятое рабочее колесо обеспечивает достаточно крутую характеристику $H—Q$. Рабочее колесо изготовлено из высокопрочной коррозионно- и кавитационно-стойкой стали 06Х12Н3Д и конструктивно выполнено цельносварным, с восемью лопастями, приваренными к ступице и ободу. Ступица по техническим возможностям изготовления заготовки сварена из трех литых частей. Обод выполнен из восьми гнутых в штампе обечаек толстолистового проката, сваренных между собой. Лопасти выполнены из толстолистового проката методом штампогибки.

Рабочее колесо верхним ободом крепится к валу насос-турбины посредством 20 призонных болтов с резьбой М140×4, передающих крутящий момент и воспринимающих осевое усилие.

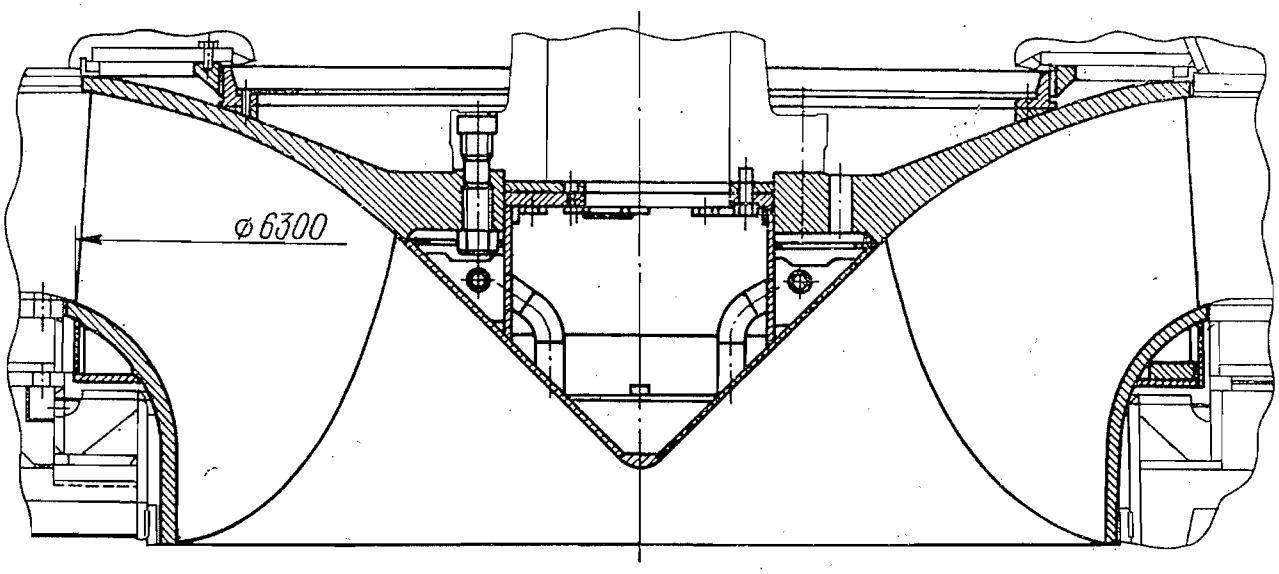


Рис. V.7. Рабочее колесо насос-турбины Загорской ГАЭС

Во избежание повышения давления под крышкой насос-турбины и для снижения осевого гидравлического усилия на рабочее колесо, а также для впуска сжатого воздуха под него в ступице выполнены 20 отверстий диаметром 120 мм. К нижней части ступицы крепится конус сварной конструкции из листового проката углеродистой стали, который служит опорой перекрытия для осмотров и ремонта рабочего колеса. Уплотнение ступицы колеса состоит из неподвижного и вращающегося лабиринтных колец. Вращающаяся часть лабиринтного уплотнения обода выполнена непосредственно на нем.

Для получения равномерных зазоров в лабиринтных уплотнениях верхнее неподвижное кольцо центрируется последним и крепится к крышке турбины болтами. Величина зазора в нижнем лабиринтном уплотнении должна находиться в пределах 3,0—3,4 мм, в верхнем 2,5—2,9 мм. В случае необходимости лабиринтные уплотнения на ГАЭС могут быть заменены при разборке всего агрегата. При работе агрегата в режиме синхронного компенсатора к лабиринтным уплотнениям подводится охлажденная вода.

V.6. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ПЛЯВИНЬСКОЙ ГЭС

Впервые в практике гидротурбостроения в СССР в 1964 г. было создано радиально-осевое рабочее колесо из двух частей, соединяемых только болтами (рис. V.8 и V.9). Тип колеса РО40/984, диаметр 6 м. Количество лопастей 15, частота вращения 88,25 об/мин. Рабочее колесо при расчетном напоре 34 м развивает мощность 85 МВт.

Половинки колеса соединяются шестью болтами М130 по фланцам ступицы и четырьмя болтами (два болта М100; два — М80) в каждом стыке обода. Болты в ободе установлены в специальных выфрезерованных карманах. Два из установленных во фланцах ступицы болтов — призонные. В стыках обода установлены цилиндрические шпонки. Все болты изготовлены из высокопрочной стали 25Х1МФ

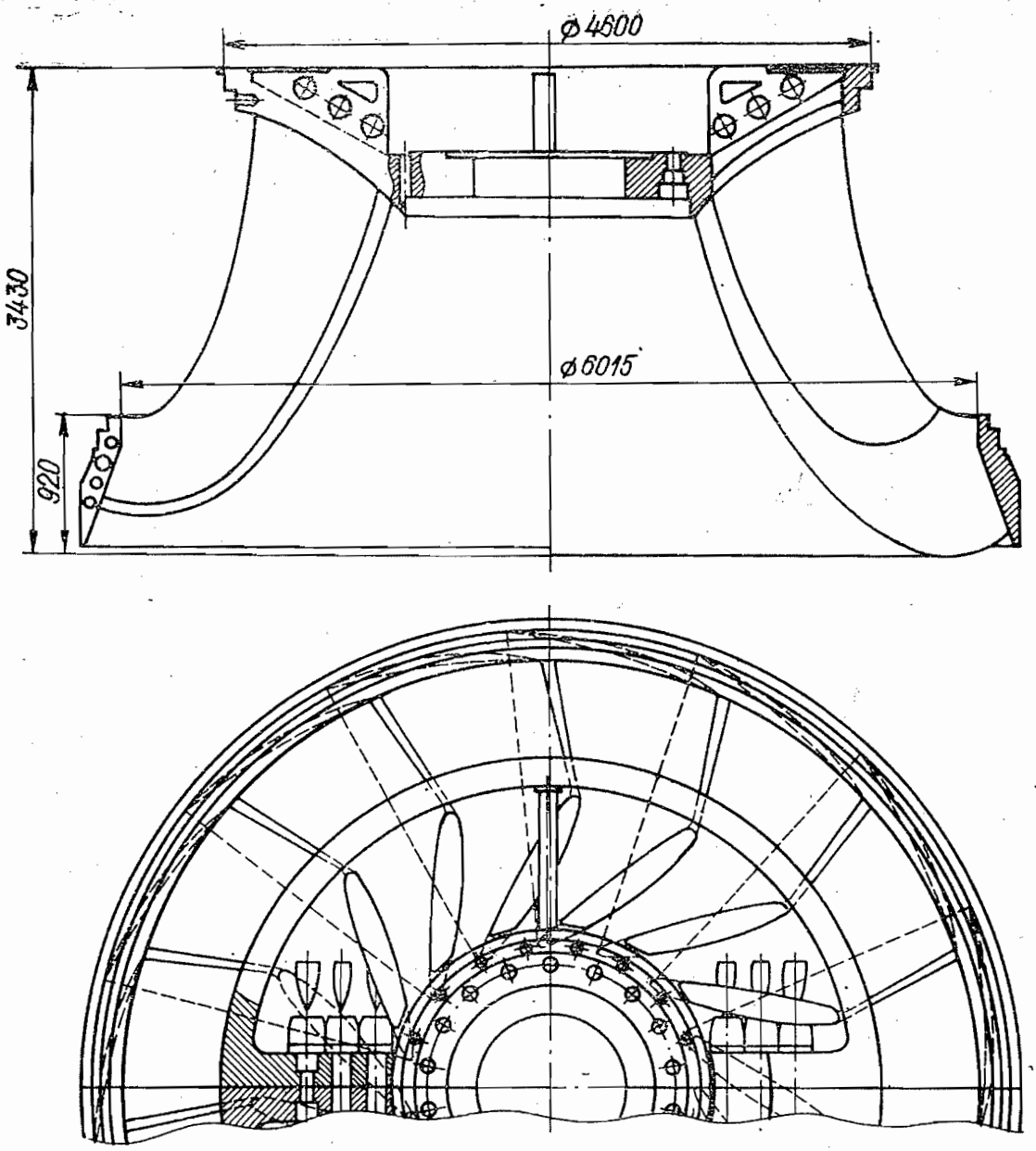


Рис. V.8. Рабочее колесо турбины Плявиньской ГЭС

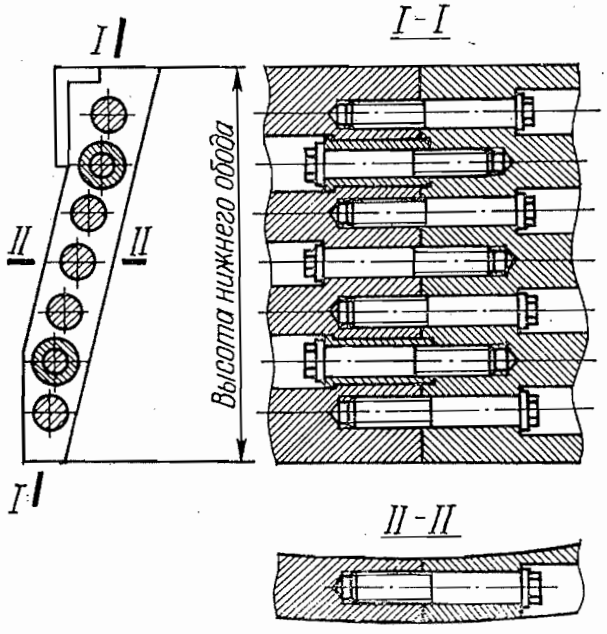


Рис. V.9. Крепление болтами разъемного обода рабочего колеса

с пределом текучести не менее 7,5 МПа. Затяжка болтов — термическая. Две лопасти, разрезанные по разъему, свариваются после сборки колеса при монтаже.

Ступица, обод и лопасти рабочего колеса выполнены из стали 20ГСЛ. Поверхность лопасти, подверженная кавитации, покрыта защитным кавитационно-стойким слоем. В ступице и ободе рабочего колеса выполнены фигурные пазы, в которые перед сваркой вставляются хвостовики лопастей. Часть лопасти, не входящая в паз, обваривается со стороны омываемой поверхности. В пазах хвостовики обвариваются заподлицо с наружной поверхностью. К ступице сверху 18 призонными болтами М130 крепится фланец вала турбины.

Для уменьшения осевого гидравлического усилия гидротурбины в ступице рабочего колеса предусмотрены разгрузочные отверстия. К ступице крепится конус. Решетка,размещенная в нижней части конуса, способствует выравниванию воздушного потока, направляемого под рабочее колесо при нестационарных режимах работы турбины. Уплотнение рабочего колеса по ступице и ободу — щелевое, с канавками, съемное. Замена уплотнительных колец предусмотрена без демонтажа агрегата. Верхнее уплотнительное кольцо выполнено из шести, а нижнее — из восьми частей. Это позволяет пронести уплотнительные кольца по частям между лопатками направляющего аппарата.

Длительный период эксплуатации рабочих колес на Плявиньской ГЭС подтвердил надежность данной конструкции.

V.7. ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫЕ РАБОЧИЕ КОЛЕСА

Поворотно-лопастные рабочие колеса применяются для осевых и диагональных гидротурбин. Для поворота лопастей необходимо преодолевать значительные моменты, связанные с обтеканием лопастей. Как правило, в рабочем колесе размещают сервомотор, поршень которого перемещается под давлением масла. Масло в сервомотор поступает от золотника через трубопроводы, маслоприемник и штанги, расположенные в центральном отверсти вала. Обычные сервомоторы направляющего аппарата и рабочего колеса питает одна и та же маслонапорная установка.

Поступательное перемещение поршня через передаточный механизм вызывает поворот лопастей. Конструкции механизма поворота разнообразные: кулисные, с камнем, с двойным рычагом, с крыльчатым сервомотором и др. Однако в практике отечественного гидротурбостроения применяется в основном кривошипно-рычажный механизм. Механизм поворота лопастей должен обеспечить минимальные размеры втулки рабочего колеса. Уменьшение относительного размера корпуса повышает среднеэксплуатационный КПД, быстроходность и кавитационные качества колеса. Уменьшение втулочного отношения снижает массу рабочего колеса. Применяемый в отечественной практике кривошипно-рычажный механизм поворота обеспечивает минимальные втулочные отношения поворотно-лопастных рабочих колес.

Раньше других появилась конструкция рабочего колеса, в которой поршень сервомотора штоком связан с крестовиной, передающей кривошипно-рычажными механизмами усилия для поворота лопастей. В дальнейшем было разработано несколько типов бескрестовинных рабочих колес, в которых поршень непосредственно через серьгу связан с рычагом лопасти. Бескрестовинные рабочие колеса бывают разных конструкций: со стаканами, осуществляющими разделение полости механизма поворота от полости сервомотора; с дифференциальным поршнем, который разделяет пространство внутри корпуса на три полости; с втулкой под давлением, когда полость механизма поворота лопастей является одной из полостей сервомотора. Бескрестовинные рабочие колеса упростили механизм поворота и снизили массу и трудоемкость их изготовления.

Для дальнейшего снижения втулочного отношения в некоторых конструкциях крестовинных рабочих колес шток освобожден от функции подвода масла к сервомотору, а пальцы для крепления серег к крестовине установлены консольно.

В рабочих колесах с шестью и более лопастями применяют наклонные серьги, что позволяет удлинить рычаг лопасти и, следовательно, увеличить крутящий момент на оси поворота лопасти. Удлинение рычага снижает нагрузки, действующие на все детали рабочего колеса, позволяя уменьшить их сечения и обеспечить размещение внутри корпуса, а также снижает усилия и моменты трения, поэтому длина

рычага принимается максимально возможной для заданных втулочного отношения и углов разворота лопастей. По этой же причине стремятся к максимальному увеличению расстояния между подшипниками консольно установленных лопастей.

V.8. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ САРАТОВСКОЙ ГЭС

Поворотно-лопастное рабочее колесо типа ПЛ15/661 является самым крупным в мире. Его диаметр $D_1 = 10{,}3$ м, диаметр сферической части корпуса 3,6 м, втулочное отношение составляет 0,35. Рабочее колесо включает четыре поворотные лопасти с отъемными цапфами, соединяемыми с фланцем лопасти с помощью болтов и шпонок (рис. V.10).

Рабочее колесо выполнено бескрестовинным и относится к типу «втулка под давлением». Нижняя полость сервомотора рабочего колеса является одновременно и полостью, в которой размещен механизм поворота. Для разгрузки уплотнений лопастей от повышенного давления масла, подаваемого в нижнюю полость сервомотора, в цапфах выполнены радиальные каналы и разгрузочные отверстия. Верхняя часть корпуса рабочего колеса выполняет роль цилиндра сервомотора с размещенным в нем поршнем. Поршень кривошипно-рычажными механизмами соединен с каждой из лопастей. На цапфах лопастей закреплены рычаги с пальцами, на которые шарнирно надеты серьги. Второй конец каждой из серег также шарнирно соединен с пальцем, запрессованным в проушину, скрепленную с поршнем. Серьги механизма поворота установлены вертикально, незначительно отклоняясь от этого положения при повороте лопастей. Максимальный диаметр рычага превышает диаметр расточки корпуса под цапфу лопасти, благодаря чему рычаги упираются в корпус, передавая на него усилия, действующие вдоль осей поворота лопастей. Снизу к корпусу рабочего колеса присоединен конус, представляющий собой оребренную сварную конструкцию. Подшипниками цапф лопастей являются бронзовые втулки. Упорный подшипник лопасти выполнен в виде плоского бронзового кольца, установленного на рычаге в месте его контакта с корпусом рабочего колеса.

Такая конструкция рабочего колеса позволяет значительно снизить массу и трудоемкость изготовления по сравнению с рабочим колесом, которое имеет поворотный механизм с крестовиной. Масса и трудоемкость изготовления рабочего колеса снижаются за счет отсутствия крестовины, штока и других деталей. Кроме того, сборка всех деталей рабочего колеса производится в рабочем положении и не требует кантовки корпуса.

V.9. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ГЭС ДЖЕРДАП — ЖЕЛЕЗНЫЕ ВОРОТА

Рабочее колесо типа ПЛ40/587а имеет диаметр 9,5 м, при этом втулочное отношение (по сфере) составляет 0,45 (рис. V.11), масса 360 т. Шестилопастное рабочее колесо бескрестовинной конструкции установлено на турбинах мощностью 194 МВт при расчетном напоре 27, 16 м, являющихся самыми мощными поворотно-лопастными турбинами в мире. Лопасти рабочего колеса массой по 18 т отлиты из коррозионно- и кавитационно-стойкой стали 10Х12НДЛ. Максимальные углы открытия и закрытия лопастей соответственно $\varphi = +17{,}5°$ и $\varphi = -10°$.

Корпус рабочего колеса, выполненный заодно с цилиндром сервомотора, отлит из малолегированной стали 20ГСЛ. Масса корпуса после окончательной механической обработки достигает 90 т (корпус является одной из самых массивных деталей в отечественном гидротурбостроении). Внутри корпус разделен на две части горизонтальной перемычкой (диафрагмой), которая служит днищем сервомотора. Под перемычкой внутренняя часть корпуса имеет форму шестигранника. Снизу к перемычке прилита траверса. В расточенные окна корпуса и траверсы запрессованы бронзовые втулки, служащие опорами для цапф лопастей. В цилиндре сервомотора перемещается чугунный поршень, к верхней части которого прикреплен шток. Сверху цилиндр сервомотора закрыт стальной крышкой рабочего колеса, соединяемой с валом агрегата. Снизу к корпусу прикреплено днище, к которому присоединен сварной обтекаемый конус.

В окнах корпуса установлены цапфы, проходящие через центральные отверстия в рычагах. Посредством болтов и шпонок к цапфам и рычагам присоединены лопасти. Центробежная сила от лопасти, цапфы и рычага передается на корпус через

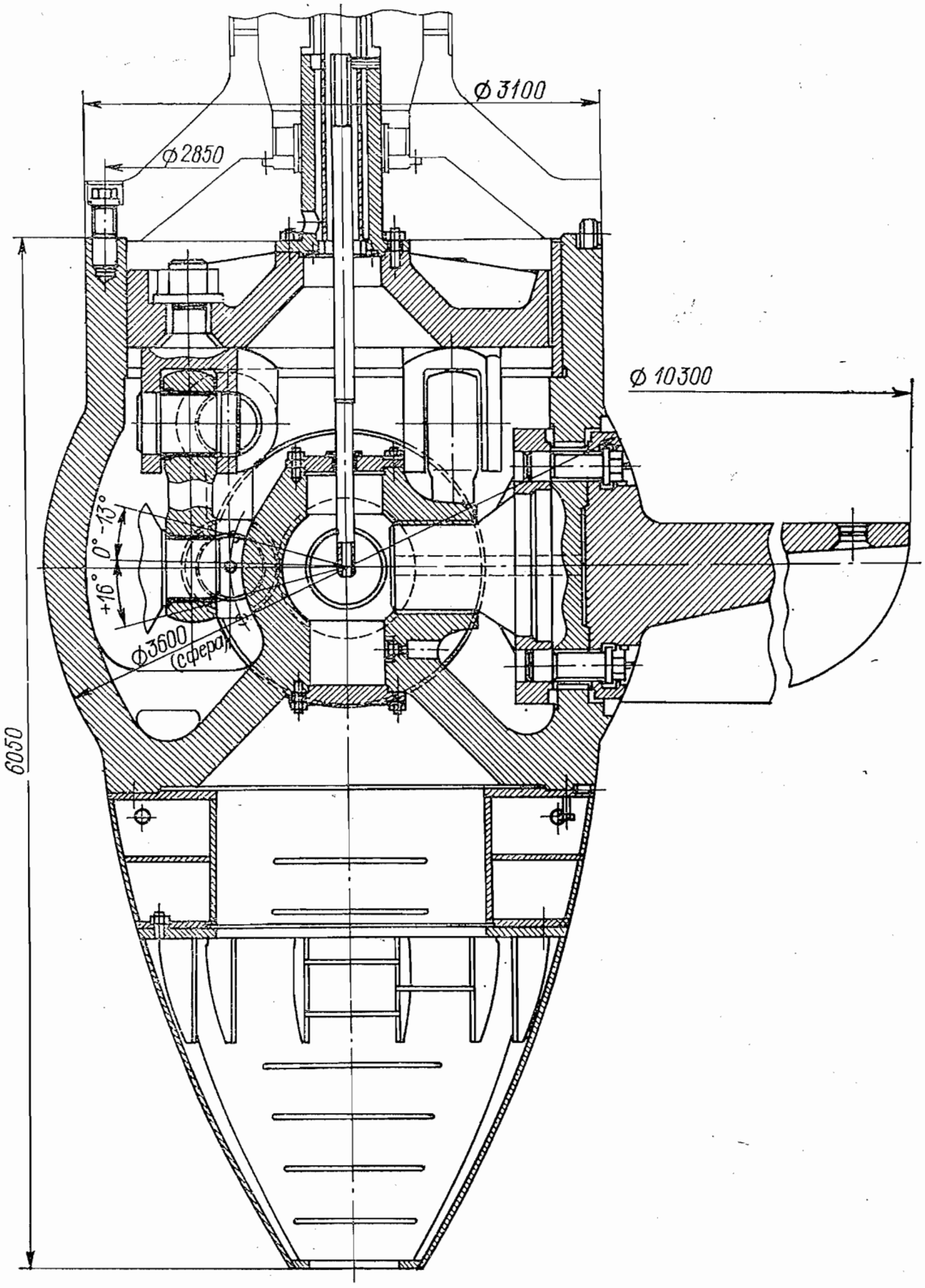


Рис. V.10. Рабочее колесо турбины Саратовской ГЭС

вертикальный буртик наружной бронзовой втулки, в который упирается рычаг. С рычагом шарнирно соединена серьга, второй конец которой также шарнирно связан со стаканом. Стаканы прикреплены к поршню сервомотора и вместе с ним перемещаются в вертикальном направлении в бронзовых втулках, запрессованных в отверстия горизонтальной перемычки корпуса — днище сервомотора. При перемеще-

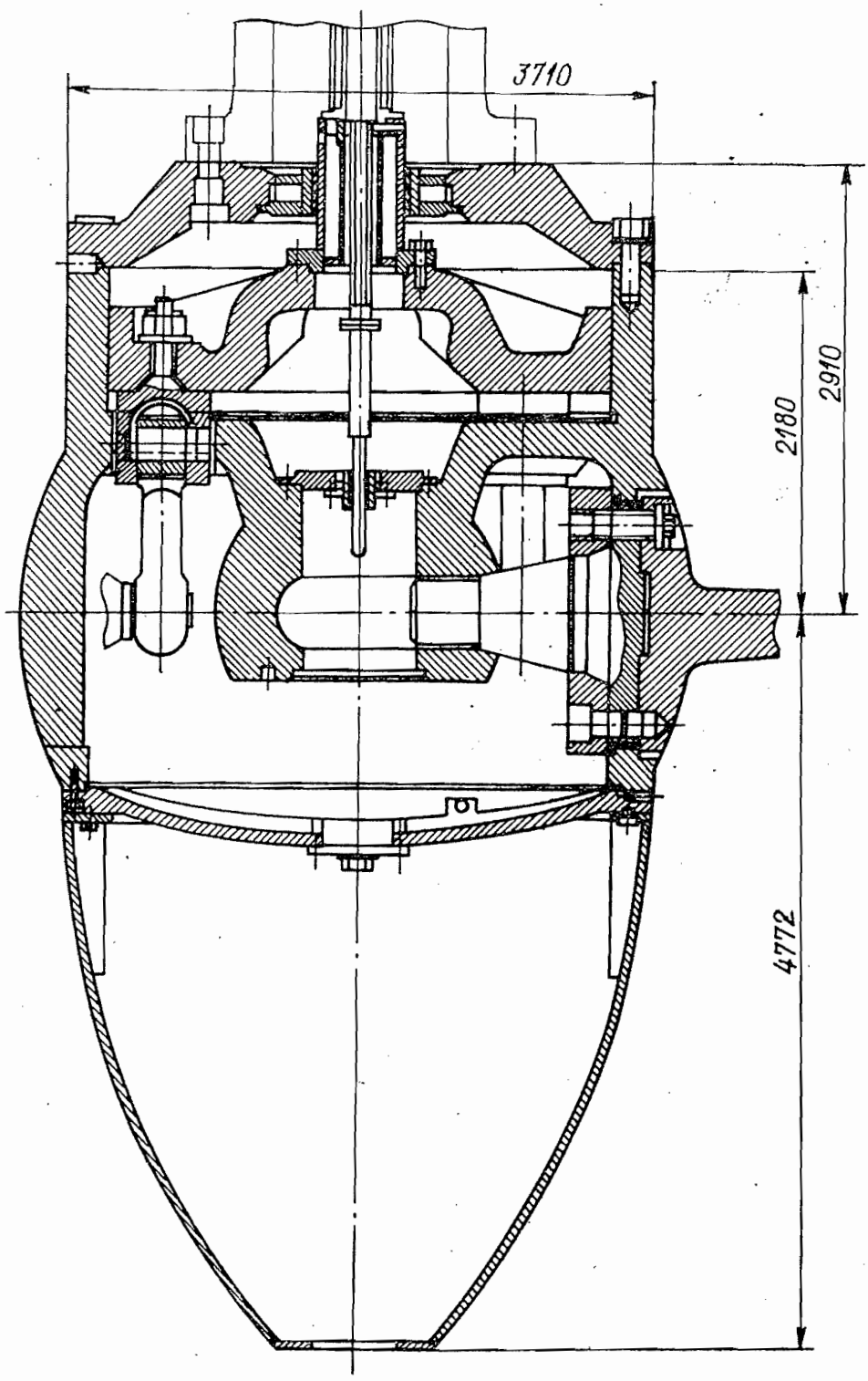


Рис. V.11. Рабочее колесо турбины ГЭС Джердап—Железные Ворота

нии поршня сервомотора под воздействием давления масла приводимые в движение стаканы, серьги, рычаги и цапфы поворачивают лопасти и устанавливают их в положение, соответствующее открытию лопаток направляющего аппарата. Корпус рабочего колеса полностью заполнен маслом. Для предотвращения протечек масла из рабочего колеса через зазоры между фланцами лопастей и корпусом установлены специальные уплотнения. Во избежание чрезмерного повышения давления масла полость корпуса соединена со сливной ванной маслоприемника. Таким образом,

избыточное давление в корпусе практически равно статическому напору столба масла высотой, равной расстоянию от маслоприемника до рабочего колеса.

Сборка и испытания рабочего колеса турбины на монтажной площадке ГЭС Джердап—Железные Ворота подробно описаны в гл. XII.

V.10. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ КЕГУМСКОЙ ГЭС

Рабочее колесо типа ПЛ15/811 имеет диаметр $D_1 = 9{,}3$ м, втулочное отношение составляет 0,35. Рабочее колесо включает четыре поворотные лопасти и является бескрестовинным. Нижняя полость сервомотора одновременно является и полостью

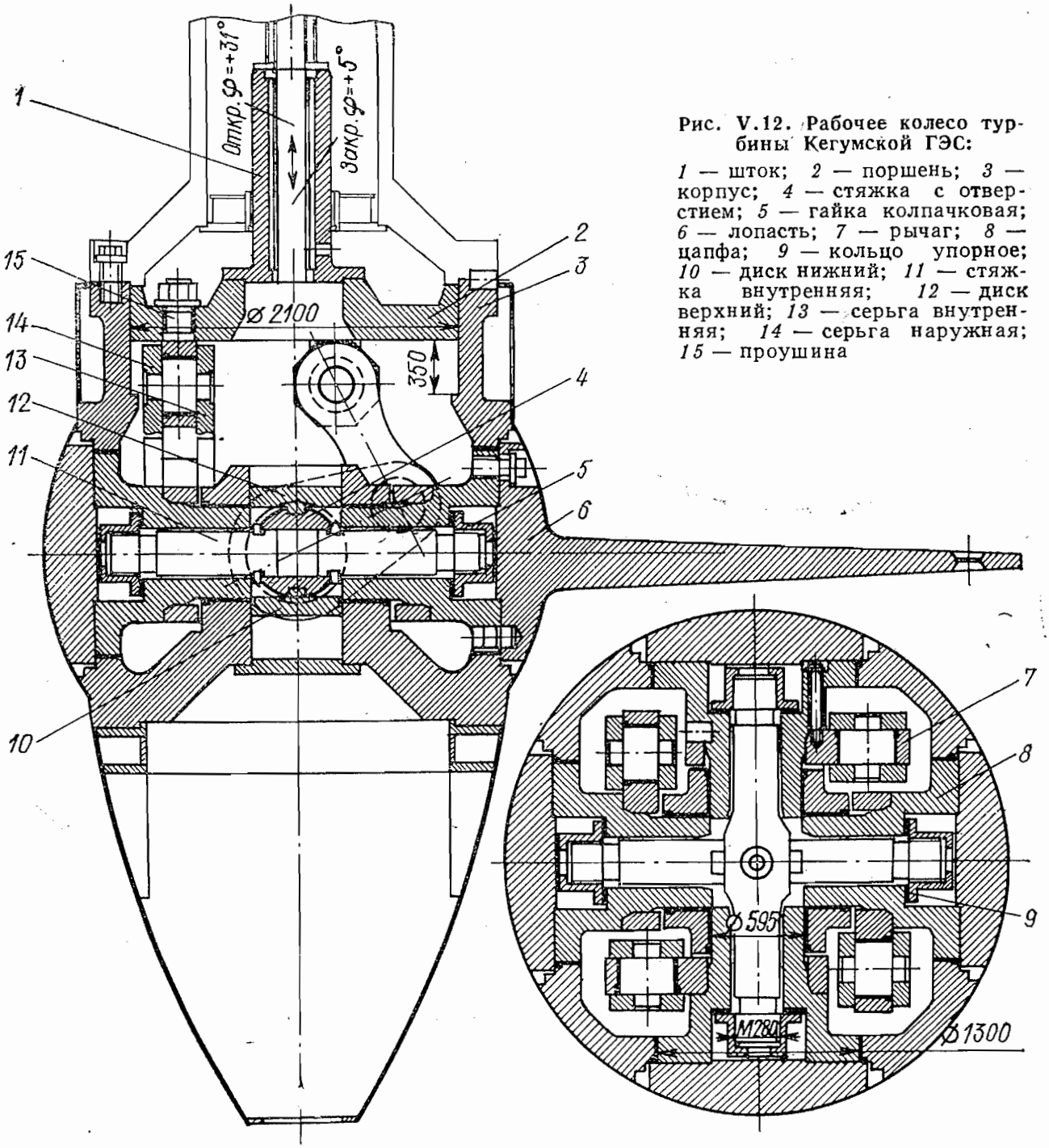


Рис. V.12. Рабочее колесо турбины Кегумской ГЭС:

1 — шток; *2* — поршень; *3* — корпус; *4* — стяжка с отверстием; *5* — гайка колпачковая; *6* — лопасть; *7* — рычаг; *8* — цапфа; *9* — кольцо упорное; *10* — диск нижний; *11* — стяжка внутренняя; *12* — диск верхний; *13* — серьга внутренняя; *14* — серьга наружная; *15* — проушина

механизма поворота лопастей, что характеризует конструкцию типа «втулка под давлением» (рис. V.12).

В рабочем колесе турбины Кегумской ГЭС усилия, действующие вдоль осей поворота лопастей (центробежные и от внутреннего давления масла), не передаются на корпус рабочего колеса, а воспринимаются специальными стяжками. Стяжки попарно связывают диаметрально противоположные лопасти, а в месте их пересе-

чения внутренняя стяжка проходит сквозь стяжки с отверстием. Так как нагрузки на диаметрально противоположные лопасти равны по величине и противоположны по направлению, то они взаимно уравновешиваются и не передаются на корпус рабочего колеса. Каждая из лопастей имеет отъемную цапфу, которая фланцем крепится при помощи болтов и шпонок к фланцу лопасти. Сквозь центральные отверстия цапф пропущены стяжки, на которые со сторон, обращенных к фланцам лопасти, навинчены до упора колпачковые гайки. На поверхностях гаек, соприкасающихся с цапфами, закреплены бронзовые кольца, выполняющие роль упорных подшипников для системы цапфа—рычаг—лопасть.

Для восприятия разности усилий, действующих на стяжки вследствие возможной несимметричности нагрузок, стяжки соединены друг с другом сухарями и дисками закреплены в центральном приливе корпуса рабочего колеса. Рычаги механизма поворота, освобожденные от восприятия осевых усилий и передачи их на корпус, имеют малый наружный диаметр, но увеличенную длину, что снижает моменты трения в механизме поворота. Рычаги соединены с цапфами при помощи радиальных шпонок, выполнение отверстий под которые технологически проще, чем под осевые шпонки.

Хотя рабочее колесо турбины Кегумской ГЭС предназначено для работы при низких напорах и имеет только четыре лопасти, серьги этого колеса установлены наклонно, что снизило потребное усилие сервомотора и диаметр поршня рабочего колеса. Каждая из серег в продольном направлении выполнена из двух частей, что дало возможность использовать технологически простые формы рычагов, серег и проушин и снизить трудоемкость изготовления этих деталей.

Конструкция поворотно-лопастного рабочего колеса, выполненного для турбины Кегумской ГЭС, может быть использована только для четырехлопастных рабочих колес.

V.11. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ГЭС САЛЬТО ГРАНДЕ

Рабочее колесо типа ПЛ40/587а имеет диаметр $D_1 = 8{,}5$ м, втулочное отношение 0,43. Рабочее колесо включает шесть поворотных лопастей с отъемными цапфами, соединяемыми с фланцами лопастей и рычагами с помощью болтов и шпонок (рис. V.13).

Рабочее колесо выполнено крестовинным. Поршень, расположенный в верхней цилиндрической части корпуса, соединен с крестовиной посредством массивного штока. В верхней части штока, соединенной со штангами, имеются кольцевые каналы, служащие для подвода и отвода масла из полостей сервомотора, сбора протечек и подачи их в полость вала турбины. Крестовина и поршень прошиты штоком и закреплены при помощи гаек. Бронзовые втулки, направляющие шток в корпусе рабочего колеса, отделяют нижнюю полость сервомотора от полости механизма поворота.

Крестовина представляет собой стальную отливку сложной конфигурации, в которую запрессованы пальцы. На пальцы шарнирно надеты серьги, верхние концы которых также шарнирно надеты на пальцы рычагов. Серьги и рычаги рабочего колеса установлены в наклонном положении, что позволило применить рычаги повышенной длины, снизить потребное усилие сервомотора и диаметр поршня. Для восприятия усилий, действующих на проворот крестовины, установлено шесть бронзовых шпонок.

Снизу к корпусу рабочего колеса прикреплен цилиндр, закрытый днищем, к которому прикреплен конический обтекатель. Сферическая поверхность корпуса рабочего колеса выше оси поворота лопастей защищена от кавитации наплавкой специальными электродами.

V.12. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ДНЕСТРОВСКОЙ ГЭС

Рабочее колесо типа ПЛ60/3160 имеет диаметр $D_1 = 6$ м, втулочное отношение 0,48. Рабочее колесо включает семь поворотных лопастей с отъемными цапфами, соединяемыми с фланцами лопастей и рычагами с помощью болтов и шпонок (рис. V.14).

Рабочее колесо выполнено крестовинным. Поршень, размещенный в верхней части корпуса, соединен с крестовиной посредством штока. Сверху на поршне

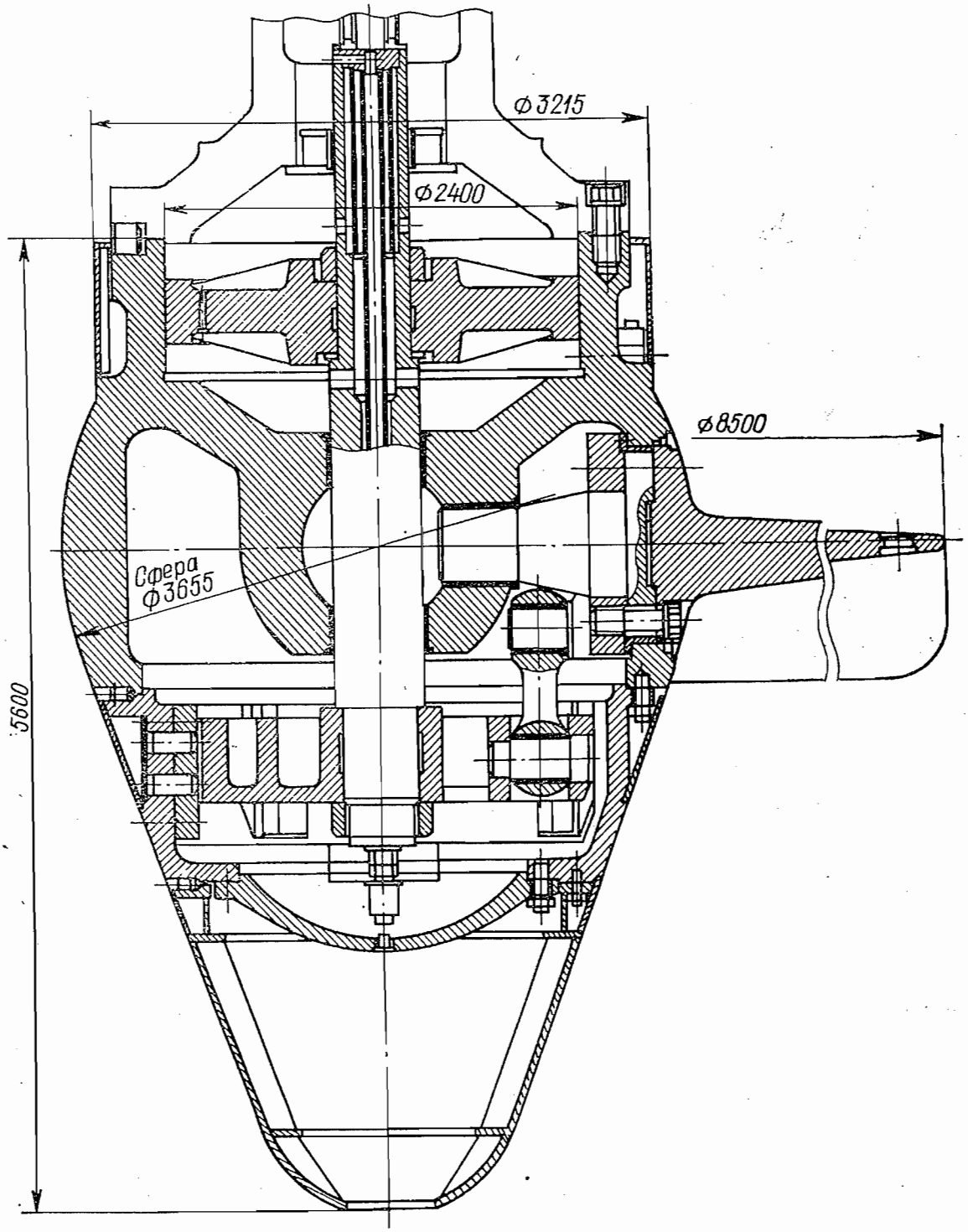


Рис. V.13. Рабочее колесо турбины ГЭС Сальто Гранде

установлен маслораспределитель с кольцевыми каналами, служащими для подвода и отвода масла из полостей сервомотора, сбора протечек и подачи их в полость вала турбины. Верхняя часть маслораспределителя соединена с маслоподводящими штангами. Крестовина и поршень прошиты штоком и закреплены при помощи гаек. Бронзовые втулки, направляющие шток в корпусе рабочего колеса, отделяют нижнюю полость сервомотора от полости механизма поворота. В крестовину консольно

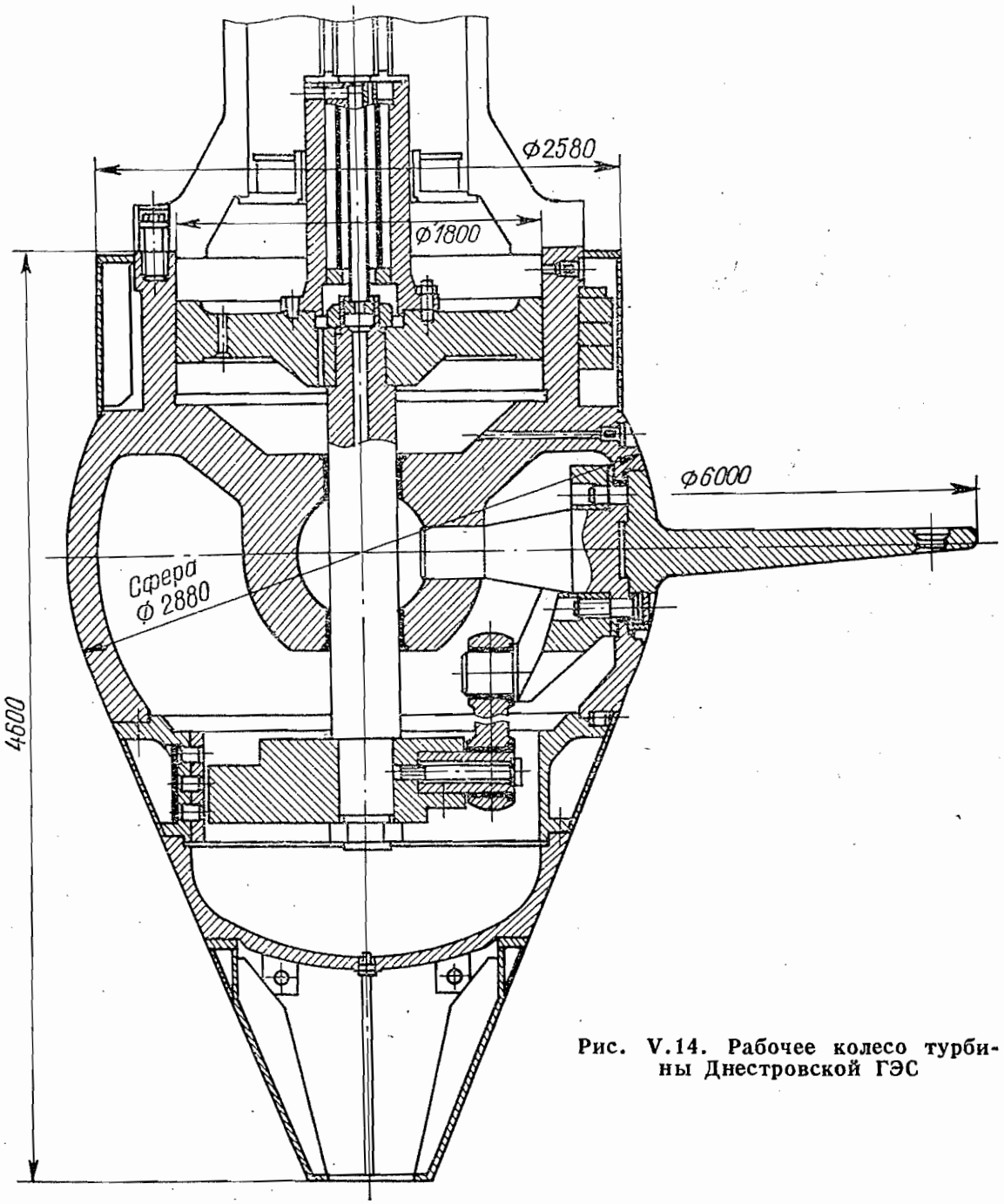


Рис. V.14. Рабочее колесо турбины Днестровской ГЭС

запрессованы пальцы, соединенные через серьги с рычагами. Серьги и рычаги установлены в наклонном положении. От поворота крестовина фиксируется семью бронзовыми шпонками.

Снизу к корпусу рабочего колеса прикреплены цилиндр с днищем, которые закрывают полость механизма поворота. К днищу рабочего колеса присоединен конический обтекатель.

V.13. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ЧЕБОКСАРСКОЙ ГЭС

Рабочее колесо типа ПЛ20/811 диаметром $D_1 = 10{,}0$ м включает четыре лопасти и имеет втулочное отношение 0,4 (рис. V.15).

Конструктивные особенности этого колеса заключаются в том, что зона расположения механизма поворота лопастей отделена от полости сервомотора специаль-

ным уплотнительным устройством и заполнена не маслом, а водой. При этом опорные втулки цапф лопастей выполнены из антифрикционной эпоксидной композиции. Механизм поворота обычный, крестовидного типа; уплотнение штока — двустороннего действия, выполнено с помощью многорядных манжет и имеет разгрузку. Трущиеся поверхности опорных втулок штока выполнены из того же полимерного ма-

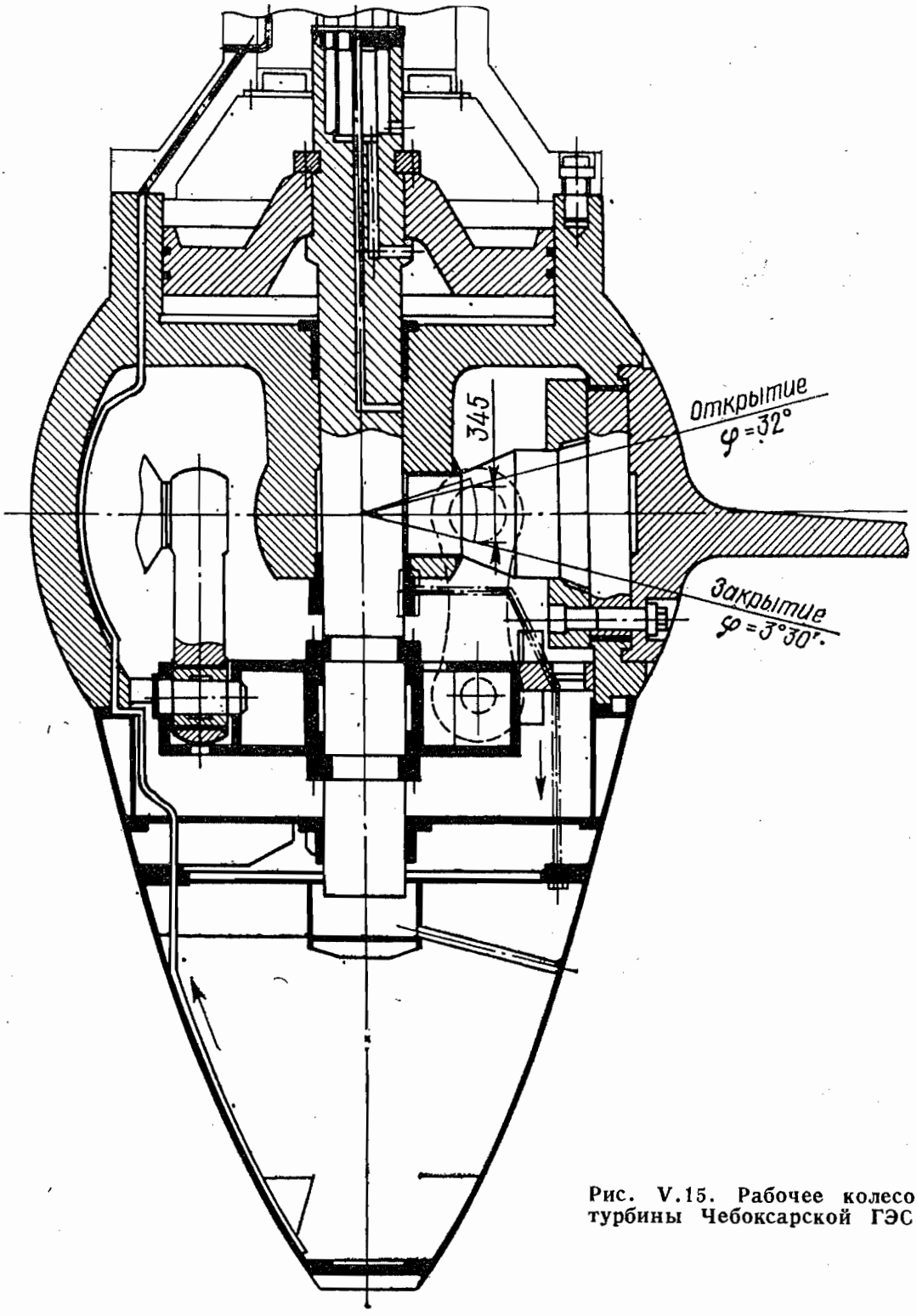


Рис. V.15. Рабочее колесо турбины Чебоксарской ГЭС

териала. Корпус рабочего колеса — литой, из стали 25Л, выполнен заодно с цилиндром сервомотора. Лопасти — цельнолитые из коррозионно-стойкой стали 06Х12Н3Д.

В отличие от существующих конструкций наружная опора системы цапфа—лопасть осуществлена не на цапфе лопасти, а на фланце. Зазор между фланцем лопасти и корпусом снаружи уплотнен воротниковыми резиновыми манжетами. Возможные протечки масла от уплотнения, отделяющего полость сервомотора от вну-

тренней полости корпуса, сливаются в конус-обтекатель, откуда отводятся на остановленной турбине специальным устройством. Внутренние поверхности рабочего колеса, контактирующие с водой, защищены антикоррозионным покрытием.

Механизм поворота лопастей состоит из чугунного поршня, снабженного уплотняющими кольцами, кованого штока, стальной сварной крестовины, серег, рычагов, цапф, пальцев и двух направляющих шпонок. Шток направляет четыре втулки, обеспечивающие правильное положение и перемещение механизма. Подвод масла в полости сервомотора осуществляется от маслоприемника через штанги, прикрепленные к верхнему концу штока, и отверстия в штоке. Поршень, перемещаясь, воздействует на шток и через крестовину, серьги, рычаги и цапфы поворачивает лопасти. Окружное усилие, создающееся на крестовине при наклоне серег, воспринимается направляющими шпонками.

V.14. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИН КАПСУЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ КИЕВСКОЙ И КАНЕВСКОЙ ГЭС

Конструкция рабочего колеса, созданная для горизонтальных капсульных турбин, показана на рис. V.16. Рабочее колесо типа ПЛГК15/984 диаметром $D_1 = 6$ м включает четыре лопасти и имеет втулочное отношение 0,35. Характерной конструктивной особенностью рабочего колеса является то,что поршень сервомотора расположен в цилиндрической части корпуса со стороны обтекателя и одновременно выполняет функции крестовины. Расположение сервомотора рабочего колеса со стороны обтекателя позволяет приблизить опорный подшипник к центру тяжести консольно расположенного рабочего колеса, производить демонтаж поршня сервомотора и других деталей, а также осмотр и производство ремонтных работ без выема рабочего колеса из камеры.

Ось лопасти расположена так, что гидравлический момент действует на закрытие, а поворотный механизм установлен таким образом, что наибольшее давление масла в сервомоторе имеет место в полости между поршнем и днищем, т. е. в полости на открытие лопастей. Это обеспечивает минимальное давление масла в полости корпуса, где расположен поворотный механизм, что благоприятно сказывается на надежности уплотнения лопастей. Остальные установленные в корпусе детали взаимодействуют так же, как детали в рабочем колесе турбины Саратовской ГЭС.

Масло под давлением 4 МПа подводится к сервомотору рабочего колеса от золотника регулятора через систему трубопроводов, маслоприемник и штанги.

V.15. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ВИЛЮЙСКОЙ ГЭС I

На Вилюйской ГЭС впервые в Советском Союзе установлена турбина с поворотно-лопастным рабочим колесом для напоров до 80 м. Поворотно-лопастное колесо этой турбины, созданное в 1963 г., является самым высоконапорным в СССР. Рабочее колесо типа ПЛ80/5а диаметром $D_1 = 4{,}1$ м имеет восемь лопастей, отлитых из кавитационно- и коррозионно-стойкой стали заодно с цапфами (рис. V.17). Втулочное отношение составляет 0,547.

Характерными особенностями рабочего колеса является дифференциальный поршень сервомотора, одновременно служащий крестовиной, а также наклонные серьги механизма поворота лопастей. Компактное расположение деталей в корпусе и установка сервомотора со стороны обтекателя позволяют приблизить направляющий подшипник турбины к центру тяжести рабочего колеса. Осуществление конструкции дифференциального сервомотора стало возможным благодаря расположению оси лопасти таким образом, что действующий гидравлический момент направлен на закрытие, а поворотный механизм в корпусе установлен так, что на открытие лопастей действует усилие сервомотора со стороны поршня большего диаметра.

Поршень сервомотора, выполняющий функцию крестовины, способствует уменьшению металлоемкости и трудоемкости изготовления рабочего колеса. В полости

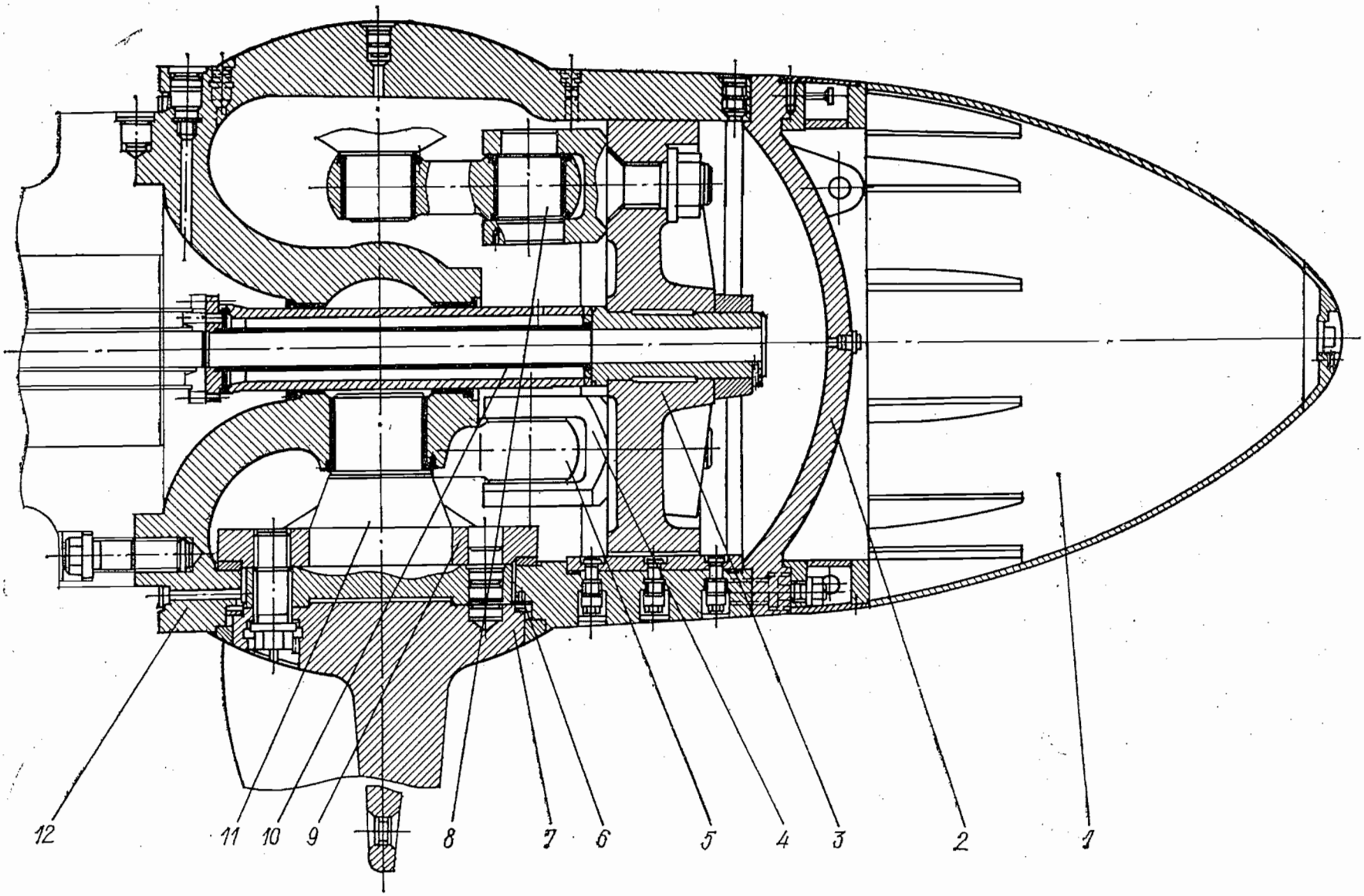


Рис. V.16. Рабочее колесо турбины Киевской ГЭС:

1 — обтекатель; *2* — днище; *3* — поршень; *4* — проушина; *5* — серьга; *6* — уплотнение; *7* — лопасть; *8* — палец; *9* — рычаг; *10* — шток; *11* — цапфа; *12* — корпус

корпуса, где расположен поворотный механизм, при дифференциальном поршне исключается повышенное давление масла, что положительно сказывается на работе уплотнения фланцев лопастей рабочего колеса.

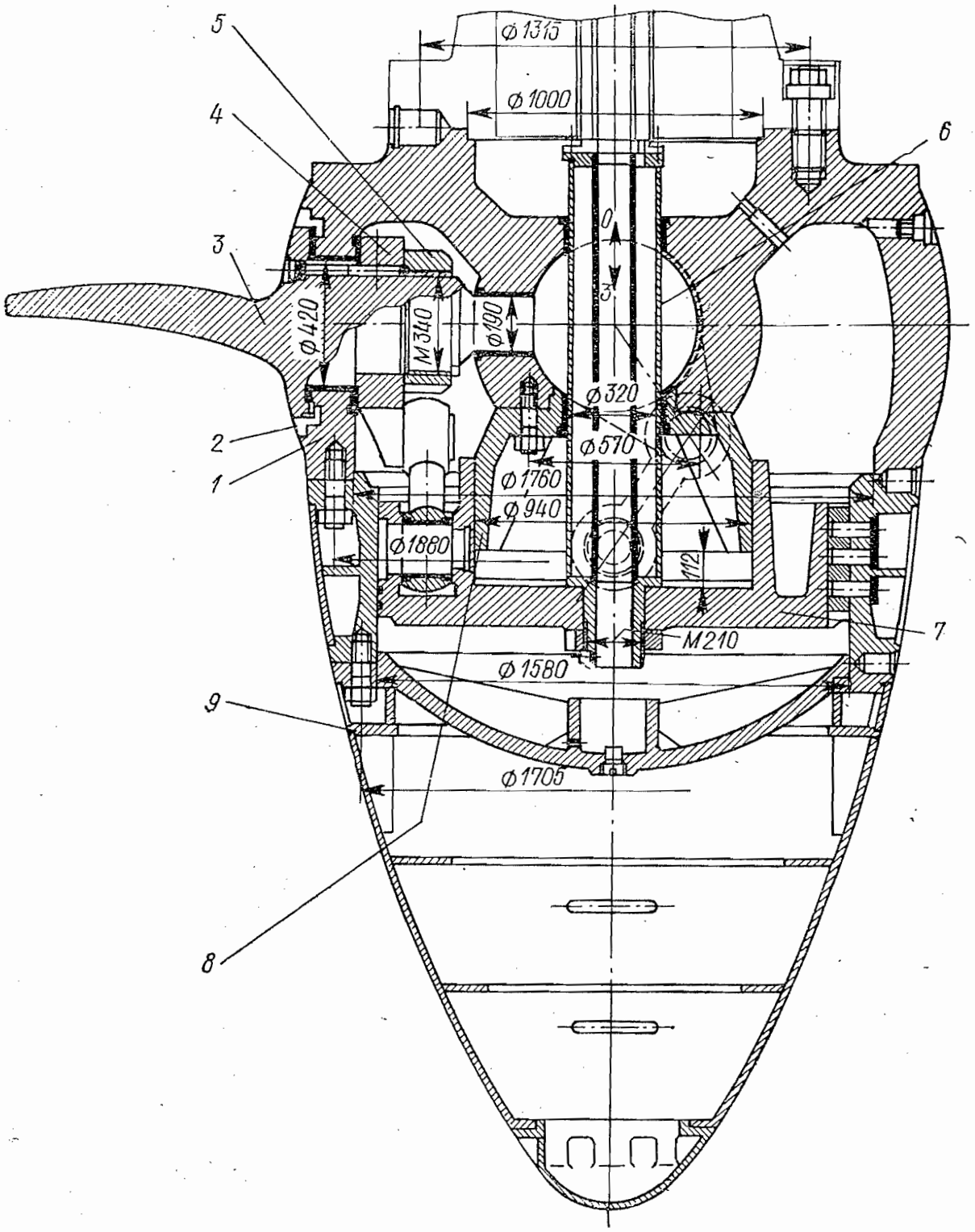


Рис. V.17. Рабочее колесо турбины Вилюйской ГЭС:
1 — корпус; *2* — уплотнение; *3* — лопасть; *4* — рычаг; *5* — серьга; *6* — шток; *7* — цилиндр сервомотора; *8* — поршень; *9* — конус

V.16. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ПРОПЕЛЛЕРНОЙ ТУРБИНЫ ДНЕПРОГЭС II

В пропеллерных рабочих колесах лопасти постоянно закреплены с оптимальным углом установки (рис. V.18). Применение пропеллерных рабочих колес упрощает конструкцию гидротурбины, снижает ее металлоемкость и трудоемкость изготовления. Отсутствие механизма поворота лопастей внутри корпуса позволяет снизить

втулочное отношение рабочего колеса, что повышает энергетические и кавитационные характеристики гидротурбины. Отпадает необходимость в двойном регулировании и связанных с этим сложных механизмах — маслоприемнике, штангах, сервомоторе и механизме поворота лопастей.

Рабочее колесо включает шесть лопастей, неподвижно присоединенных к корпусу при помощи болтов и гаек. Корпус рабочего колеса выполнен цилиндрическим с наружным диаметром 2,37 м, при котором втулочное отношение составляет 0,286. При необходимости угол установки лопастей может быть изменен незначительно, что выполняют при осушенной проточной части.

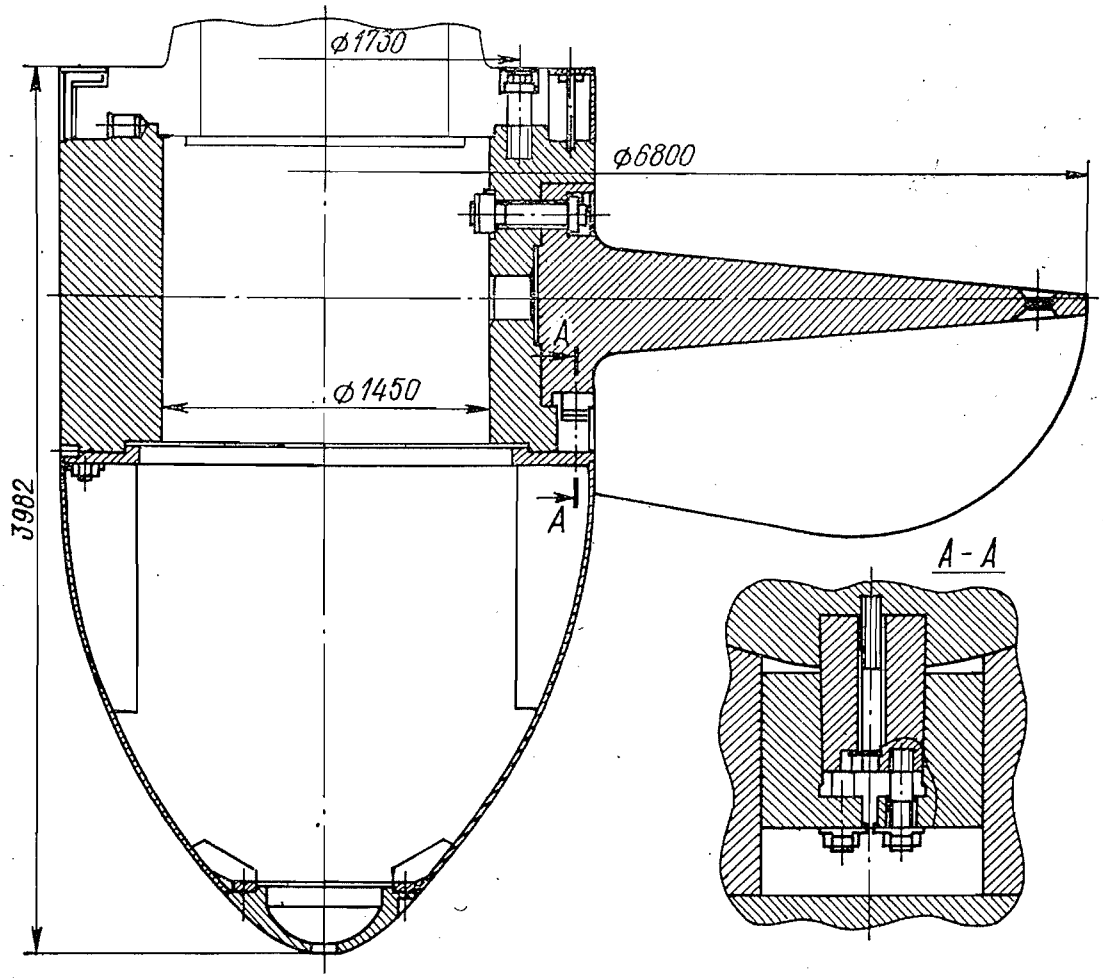


Рис. V.18. Рабочее колесо турбины Днепрогэс II

Для поворота лопастей на угол $\pm 2°$ отверстия в корпусе, через которые пропущены болты крепления лопастей, выполняют овальными, при этом угол установки каждой из лопастей фиксируется клиновым устройством. Перемещение клиньев изменяет положение шпонки, неподвижно закрепленной на фланце лопасти.

К корпусу рабочего колеса снизу прикреплен конус, закрытый крышкой. Цилиндрическая поверхность корпуса выше оси лопастей защищена от кавитации наплавкой специальными электродами.

В турбинах с пропеллерным колесом камера выполняется цилиндрической, при этом зазор между нею и периферийной кромкой лопастей имеет номинальный размер по всей длине. Зазор между корпусом и лопастью устанавливают минимальным из условий поворота лопастей $\pm 2°$. Поворот лопасти необходим для нахождения ее оптимального положения по результатам натурных испытаний. Такая форма камеры и расположение в ней лопастей с номинальными зазорами также позволяет улучшить энергетические и кавитационные характеристики турбины.

V.17. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ ДНЕПРОДЗЕРЖИНСКОЙ ГЭС

На турбинах Днепродзержинской ГЭС установлены рабочие колеса двух вариантов. Одно рабочее колесо (основное) выполнено с поворотным механизмом на подшипниках скольжения без крестовины. Поворотный механизм расположен

в полости корпуса, которая одновременно является и полостью сервомотора. Цапфа рычага посредством серьги и проушины соединена с поршнем сервомотора (см. рис. V.10). Диаметр поршня 2270 мм, масса рабочего колеса 187,3 т.

Второе рабочее колесо (опытное, новое) было изготовлено и установлено только на восьмой турбине в 1964 г. Поворотный механизм — с крестовиной, на подшипниках скольжения. На цапфу в зоне большего диаметра установлен роликовый подшипник качения. Сервомотор рабочего колеса расположен в верхней цилиндрической части корпуса и отделен диафрагмой от полости корпуса, в которой расположен поворотный механизм. Палец рычага посредством серьги соединен с крестовиной, последняя через шток — с поршнем сервомотора. Диаметр поршня 1750 мм, масса рабочего колеса 184,4 т.

Основные параметры основного и опытного рабочего колеса одинаковые. Тип колеса ПЛ15/661, диаметр $D_1 = 9{,}3$ м, втулочное отношение 0,35. Благодаря применению в опытном рабочем колесе роликового подшипника значительно снижены моменты трения по сравнению с основным рабочим колесом, что позволило уменьшить диаметр поршня в 1,3 раза, а площадь его — в 1,77 раза. В 1976 г. после 12 лет эксплуатации турбины опытное рабочее колесо было разобрано. Обследование показало, что роликовые подшипники находятся в хорошем состоянии.

V.18. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ДИАГОНАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ ЗЕЙСКОЙ ГЭС

Рабочее колесо состоит из корпуса, имеющего цилиндрическую и сферическую часть, в котором закреплены девять лопастей, механизма их перестановки и сервомотора, создающего необходимое усилие. Лопасти, отлитые из коррозионно-стойкой стали, с помощью болтов соединены с отдельно изготовленными цапфами. Корпус выполнен из стали 20ГСЛ в виде сварно-литой конструкции (рис. V.19). На цапфах лопастей с помощью шпонок и гаек закреплены рычаги, соединенные серьгами

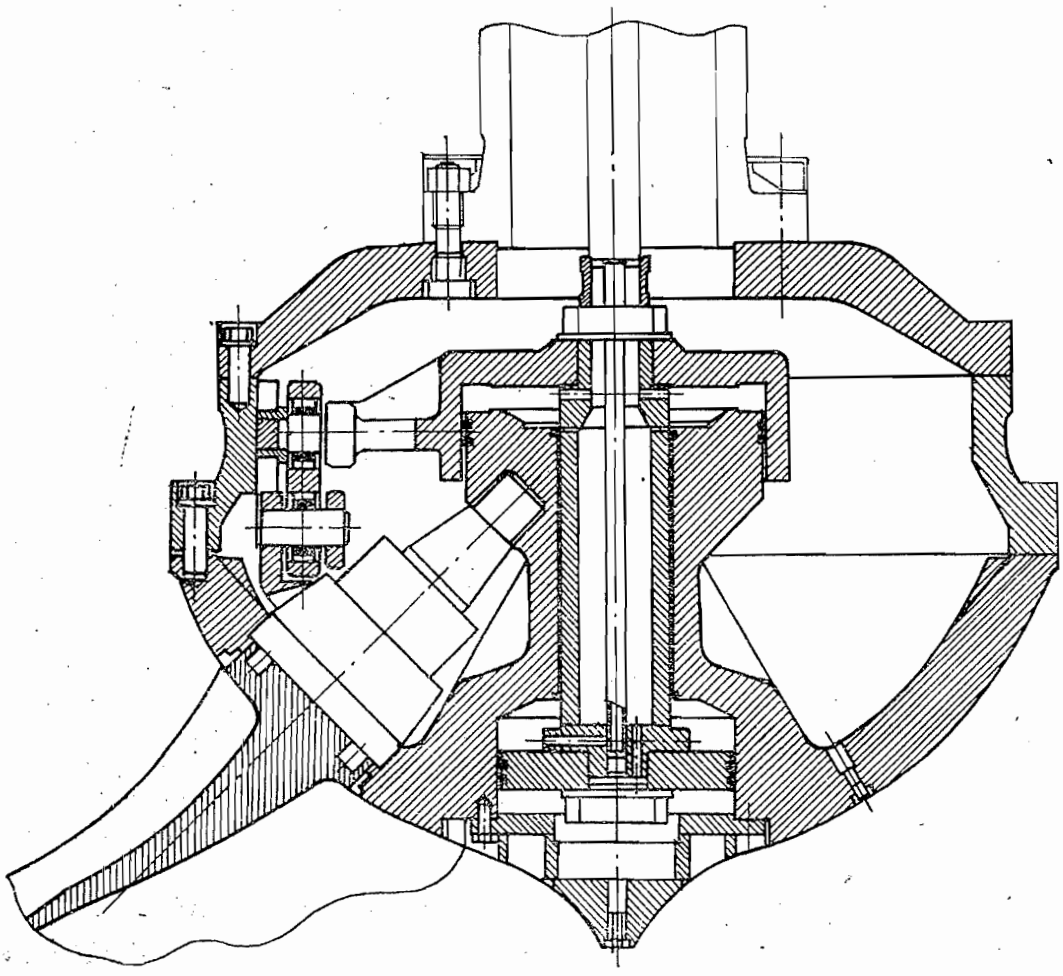


Рис. V.19. Рабочее колесо турбины Зейской ГЭС

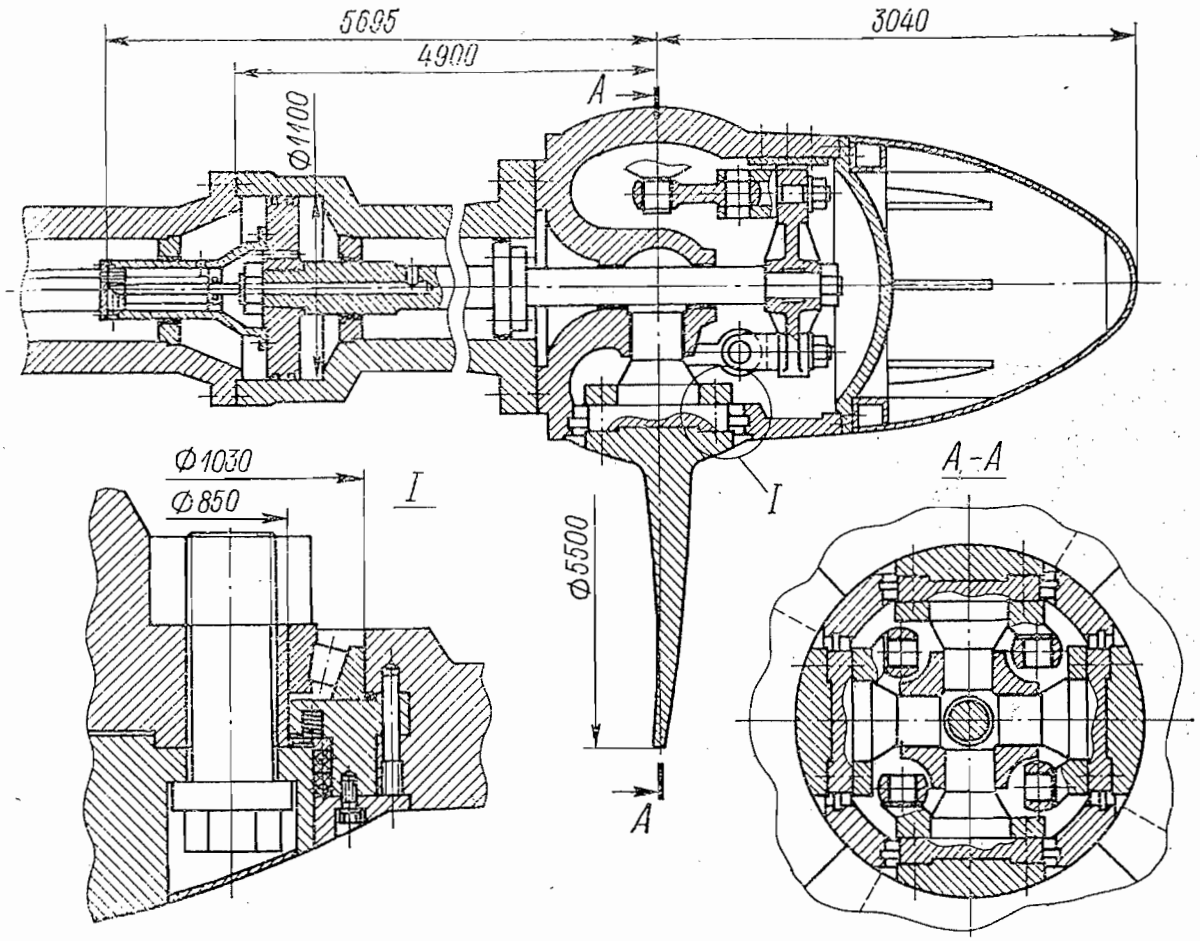


Рис. V.20. Рабочее колесо турбины Даугавпилской ГЭС

с крестовиной. На обоих концах серег установлены обоймы со сферическими шарнирами. Крестовина является одновременно подвижным цилиндром сдвоенного поршневого сервомотора, осуществляющего поворот лопастей.

Верхний поршень сервомотора выполнен заодно со сферической частью корпуса рабочего колеса; нижний поршень закреплен на центральном штоке, соединяющем его с крестовиной и подвижным цилиндром, и расположен во внутренней конической части корпуса. Для уменьшения протечек масла в обоих цилиндрах сервомотора на поршнях установлены уплотняющие кольца. Подвод масла к полостям сервомотора осуществляется через штанги и шток. Подобная конструкция рабочего колеса обеспечивает при движении штока вверх (на открытие лопастей) работу обоих сервомоторов, а при движении штока вниз (на закрытие лопастей) работу одного. Такое распределение усилий соответствует характеру и величине усилий, действующих на лопасти со стороны потока. Во избежание поворота крестовины и штока сервомотора с нижним поршнем на цилиндрической части корпуса установлены направляющие. Соединение основной части корпуса с цилиндрической, а также крышки рабочего колеса с цилиндром выполнено с помощью болтов и радиальных шпонок. Соединение крышки рабочего колеса с валом производится через призонные болты. Герметизацию внутренней полости корпуса рабочего колеса обеспечивают уплотнения вокруг фланцев лопастей. К нижней части корпуса болтами прикреплен сварной конус, являющийся одновременно крышкой нижнего сервомотора. В центральной части конуса предусмотрен клапан для слива масла из рабочего колеса. На рис. V.20 приведено РК турбины с цапфами на подшипниках скольжения.

V.19. УПЛОТНЕНИЯ ЛОПАСТЕЙ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Для исключения возможности проникновения воды в полость корпуса и масла в проточную часть в местах сопряжения фланцев лопастей с корпусом рабочего колеса устанавливают специальные уплотнения. Протечки масла по периметру

фланца могут быть наиболее интенсивными за пером лопасти, так как за ним (со стороны нижнего бьефа) обычно существует разрежение. В верхней части фланца перед пером лопасти, где вода может находиться под давлением бо́льшим, чем давление внутри рабочего колеса, возможно проникновение воды из проточной части внутрь корпуса. Поэтому уплотнение фланцев лопастей находится в условиях избыточного давления и разрежения, действующих со стороны камеры рабочего колеса.

В отечественной практике гидротурбостроения применялись разные конструкции уплотнений фланцев лопастей, однако в настоящее время на основании лабораторных и натурных исследований, а также опыта эксплуатации создана надежная

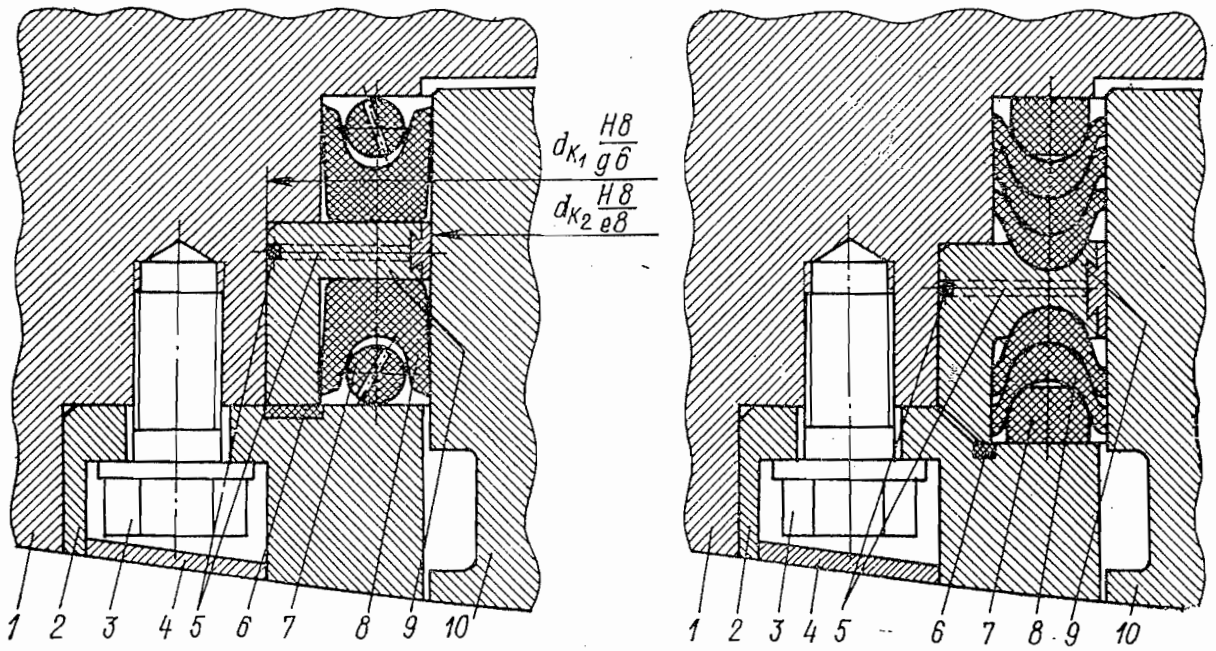


Рис. V.21. Уплотнения лопастей рабочего колеса:
1 — корпус; *2* — опорный фланец; *3* — болт; *4* — заглушка; *5* — уплотнительный шнур; *6* — компенсирующая прокладка; *7* — компенсирующий шнур; *8* — манжета; *9* — промежуточное разъемное кольцо; *10* — фланец лопасти

конструкция наружного манжетного уплотнения (рис. V.21). Приведенные конструкции уплотнений отличаются только геометрической формой манжет.

Манжеты, компенсирующие прокладки и шнуры, уплотняющие разъемы промежуточного кольца, необходимо изготавливать из высококачественной маслостойкой специальной резины. Заданные размеры манжет достигаются при изготовлении их формовкой. Надежность и долговечность узла уплотнения зависит главным образом от качества исходного материала и тщательности изготовления манжет. Монтаж уплотнения производится после сборки рабочего колеса, включая установку лопастей.

В кольцевой паз, образованный фланцем лопасти и корпусом, устанавливают внутренние манжеты с компенсирующим шнуром, промежуточное разъемное кольцо, наружные манжеты с компенсирующим шнуром и закрывающий их опорный фланец, который крепится болтами к корпусу. После испытания уплотнений на монтажной площадке стопорят болты и обваривают заглушки. Для надежной работы манжет поверхность паза под них должна иметь параметр шероховатости 1,25 мкм. Такое уплотнение лопастей рабочего колеса несложно по конструкции и состоит из небольшого количества деталей. Узел уплотнения может быть разобран с заменой манжет без демонтажа лопастей.

Уплотнения фланцев лопастей рабочего колеса турбины Чебоксарской ГЭС (см. рис. V.15) имеют специфические особенности, так как внутренняя полость его корпуса в отличие от всех других конструкций поворотно-лопастных рабочих колес не заполнена маслом. В этих турбинах уплотнения лопастей должны препятствовать только попаданию грязи извне, что значительно упрощает их конструкцию. Для предотвращения попадания воды в систему сбора протечек масла через внутренние опоры цапф эти полости герметизированы.

Глава VI

ГИДРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ И КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ТУРБИН

VI.1. СХЕМЫ ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ И УСТАНОВОК ГИДРОАГРЕГАТОВ

Гидроэлектростанция (ГЭС) входит в состав гидроузла, сооружаемого с целью получения электрической энергии, водоснабжения, улучшения условий судоходства, защиты от наводнений и др.

По способу создания напора воды существует две основные схемы гидроэнергетических сооружений — плотинная и деривационная [21]. В *плотинной схеме* ГЭС может быть русловой или приплотинной. Здание русловой электростанции является продолжением плотины и воспринимает напор воды. Здание приплотинной электростанции расположено за плотиной или в стороне от нее и не воспринимает напора воды. В плотинной схеме ГЭС могут быть разные варианты расположения здания машинного зала станции. В *деривационной схеме* основную часть напора создает напорный трубопровод или туннель. Перед деривационным отводом воды в русле реки строится невысокая плотина. В деривационных ГЭС иногда более экономично подземное расположение здания станции.

В практике строительства установилось три вида компоновок гидроагрегатов: с расположением осей в вертикальном, наклонном и горизонтальном положениях.

Вертикальные установки. При установке гидроагрегатов в вертикальном положении наиболее характерны две схемы компоновок: с зонтичным и подвесным генераторами. Выбор схемы установки гидроагрегата зависит от диаметра рабочего колеса, напора и компоновки здания станции. При диаметре рабочего колеса $D_1 \geqslant 5$ м, низких и средних напорах предпочтительно принимать схему компоновки гидроагрегата с зонтичным генератором и подпятником, установленным на опоре, расположенной на крышке турбины (рис. VI.1 и VI.2). Вал агрегата единый, с двумя опорными подшипниками — турбинным и генераторным. При установке гидроагрегата с осевыми турбинами — ПЛ и ДПЛ — генераторный опорный подшипник рекомендуется устанавливать над ротором генератора во избежание повышенного биения надставки вала.

При компоновке гидроагрегата с радиально-осевыми или пропеллерными турбинами генераторный опорный подшипник может быть расположен под ротором генератора, в масляной ванне подпятника. Для турбин с диаметром рабочего колеса $D_1 < 5$ м расположение подпятника на опоре, установленной на крышке турбины, может быть рекомендовано только в тех случаях, когда при этой компоновке остается достаточно места в шахте турбины для удобного обслуживания всех размещенных в ней механизмов.

Схема установки гидроагрегатов с зонтичным генератором и с расположением пяты на опоре крышки турбины получила широкое применение в практике отечественной гидроэнергетики. Применение такой схемы позволяет снизить общую высоту гидроагрегата и его массу, уменьшить капитальные затраты и сократить цикл строительства здания станции.

Применяются и другие схемы установок гидроагрегатов: с зонтичным или подвесным генераторами, с расположением пяты на верхней или нижней крестовине генератора [18]. Такие схемы могут быть рекомендованы при установке турбин с диаметром рабочего колеса $D_1 < 5$ м на низкие и средние напоры (рис. VI.3 и VI.4).

В вертикальных гидроагрегатах обычно применяются два опорных направляющих подшипника: турбинный и генераторный. В практике отечественного гидротурбостроения при высоких напорах применяются схемы компоновок гидроагрегатов с подвесным генератором. По этой схеме устанавливают два вала (турбинный и генераторный) и три опорных подшипника (рис. VI.5), а подпятник располагают на верхней крестовине.

Горизонтальные установки. Для использования водотока низких напоров в практике гидроэнергетического строительства получили широкое применение установки

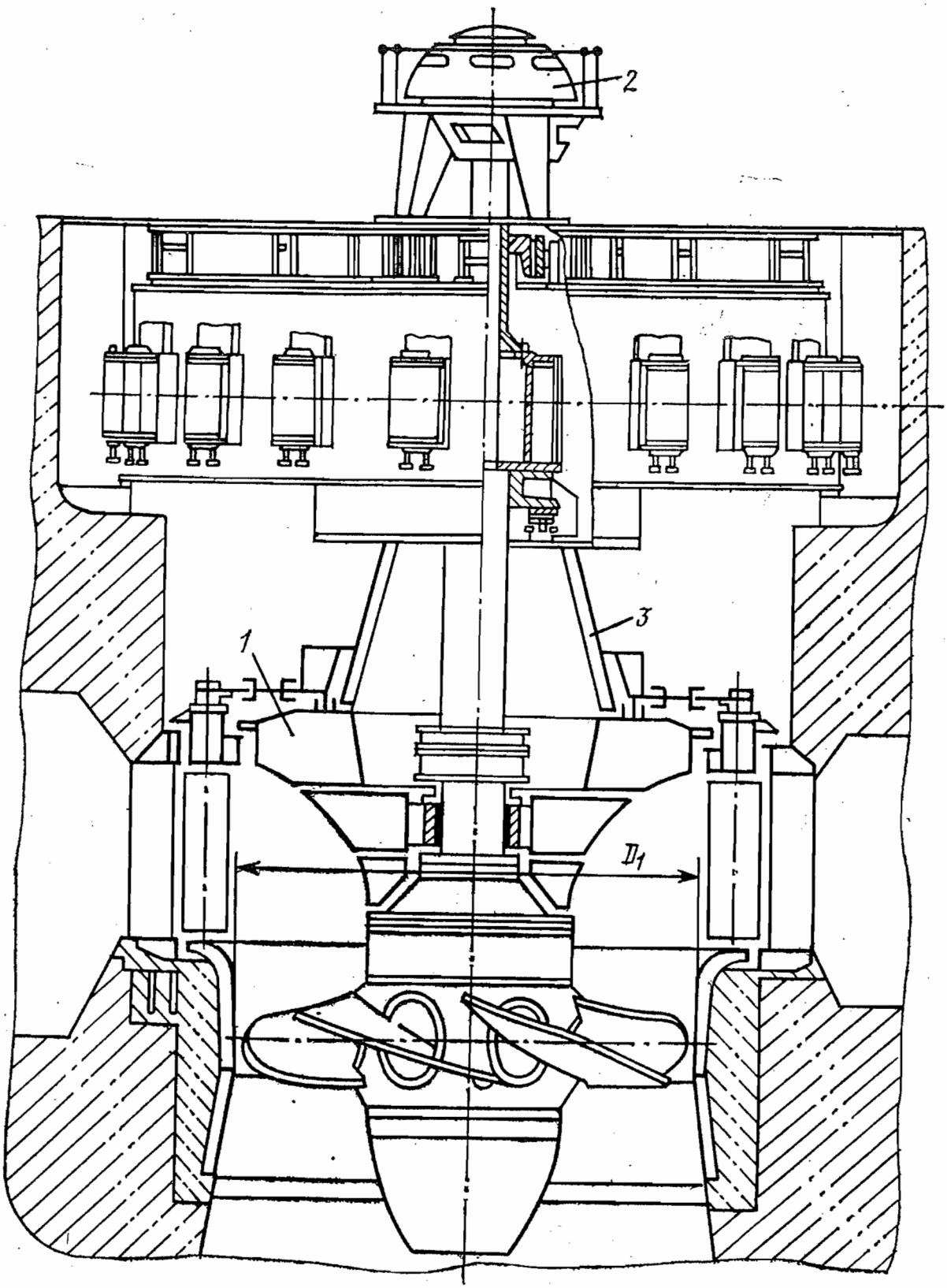


Рис. VI.1. Конструктивная схема поворотно-лопастной турбины при $D_1 > 5$ м с генератором зонтичного типа и опорой пяты на крышке турбины:

1 — крышка турбины; *2* — маслоприемник; *3* — опора пяты

гидроагрегатов с осями в горизонтальном и наклонном положениях [4, 46, 47]. Такое расположение гидроагрегатов дает наибольший экономический эффект благодаря совмещению гидротехнических сооружений ГЭС, позволяющему осуществить сброс паводковых вод через здание станции, уменьшить гидравлическое сопротивление в проточной части, увеличить быстроходность как по приведенному расходу,

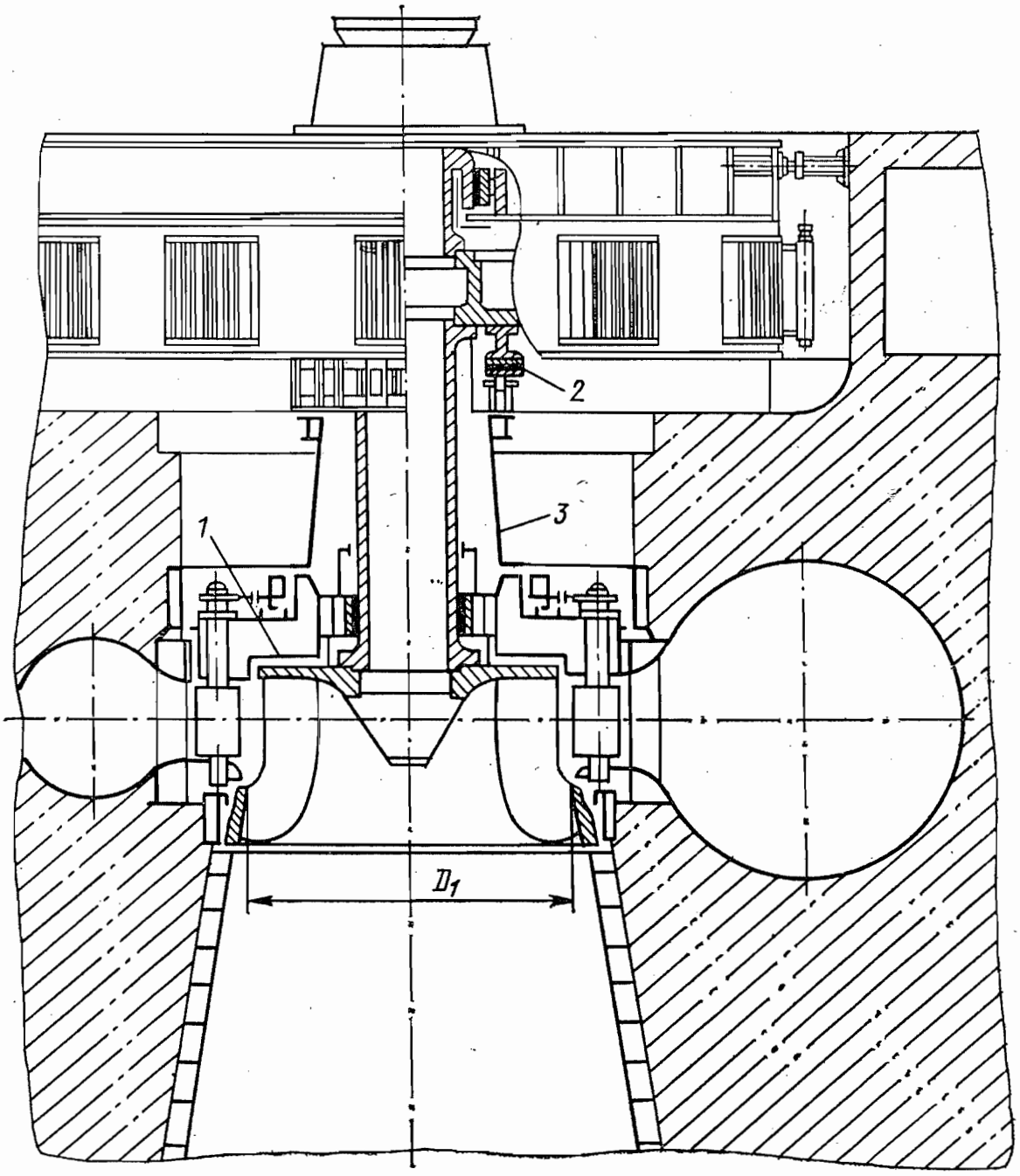


Рис. VI.2. Конструктивная схема РО турбины при $D_1 \geqslant 5{,}0$ м с генератором зонтичного типа и опорой пяты на крышке турбины:
1 — крышка турбины; *2* — пята; *3* — опора пяты

так и по частоте вращения и, следовательно, ведет к увеличению мощности по сравнению с вертикальным расположением. Применение такой компоновки гидроагрегатов позволяет применять простые по форме элементы бетонных блоков здания станции.

В гидроэнергостроительстве возможны разные установки горизонтальных гидроагрегатов: прямоточные; шахтные, с расположением гидрогенератора в специальном помещении или с генератором, установленным в верховом бычке; капсульные с мультипликаторами или без них. Прямоточная компоновка характеризуется наиболее целесообразной формой проточной части. В теле плотины между коротким подводящим каналом и прямоосной конической отсасывающей трубой устанав-

ливается агрегат, в котором генератор расположен в специальном помещении; при этом ротор генератора соединен с периферийными цапфами лопастей рабочего колеса турбины.

Вода из верхнего бьефа обтекает капсулу, статор, направляющий аппарат, поступает к рабочему колесу и отводится отсасывающей трубой в нижней бьеф. Размещение ротора генератора на периферии лопастей рабочего колеса позволяет при-

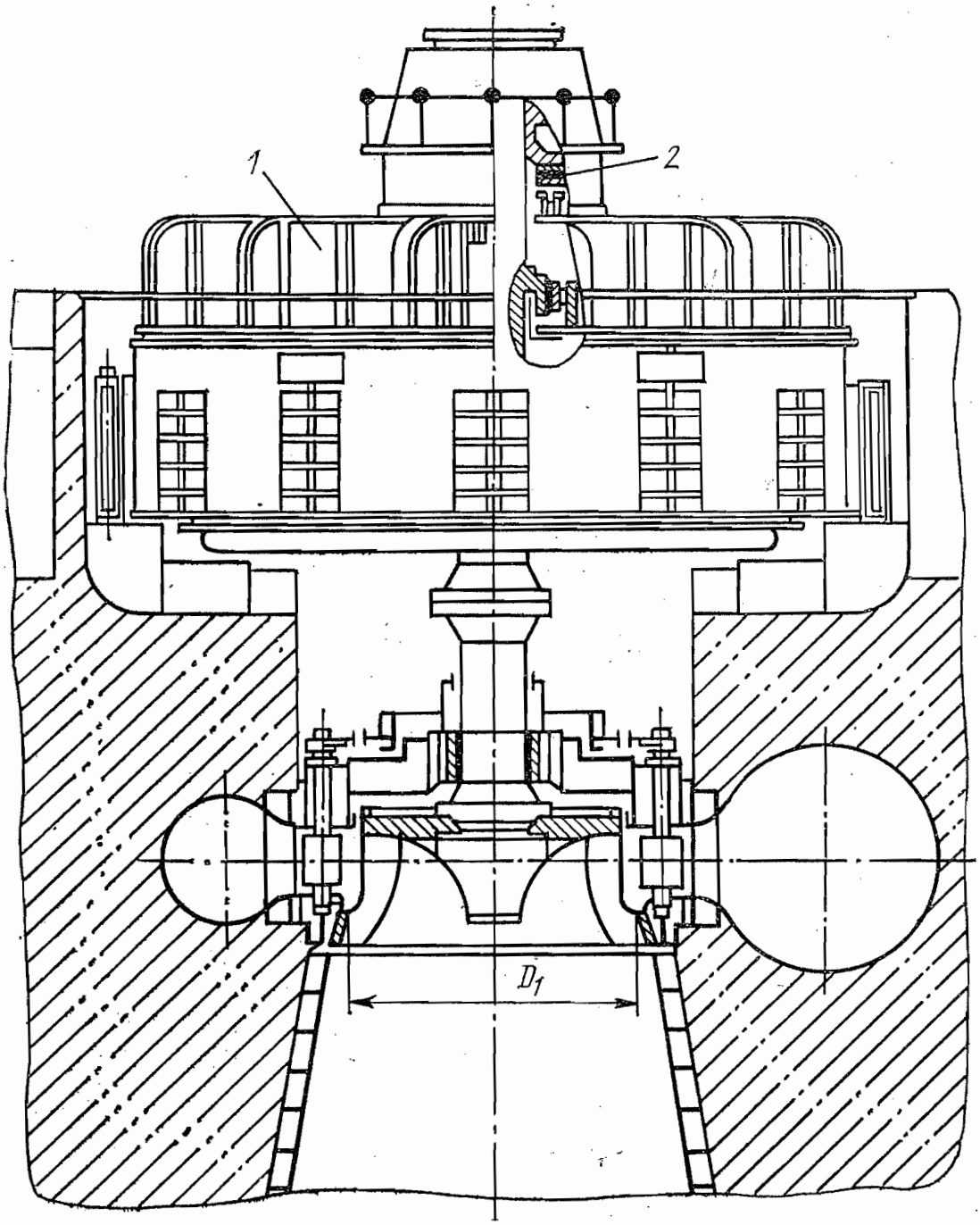


Рис. VI.3. Конструктивная схема РО турбины при $D_1 < 5{,}0$ м с генератором подвесного типа:

***1* — верхняя крестовина генератора; *2* — пята**

дать всем элементам турбины, опорным конструкциям и механизмам компактную, хорошо обтекаемую форму, улучшает технико-экономические показатели строительства ГЭС.

Однако прямоточные агрегаты не получили широкого применения из-за трудности создания надежной конструкции и уплотнения в соединении ротора генератора с периферийными цапфами лопастей рабочего колеса турбины. Не получила применения и горизонтальная установка с шахтной компоновкой, в которой вода в проточную часть турбины подводится коротким водоводом, охватывающим шахту (бычок) с расположенным в ней генератором. В настоящее время получила приме-

нение компоновка горизонтального гидроагрегата с капсулой, при которой строительство гидротехнических сооружений низконапорных ГЭС (рис. VI.6) получает оптимальное технико-экономическое решение.

В настоящее время максимальная мощность в одном гидроагрегате составляет 45 МВт при диаметре рабочего колеса $D_1 = 7{,}5$ м и напоре 12 м.

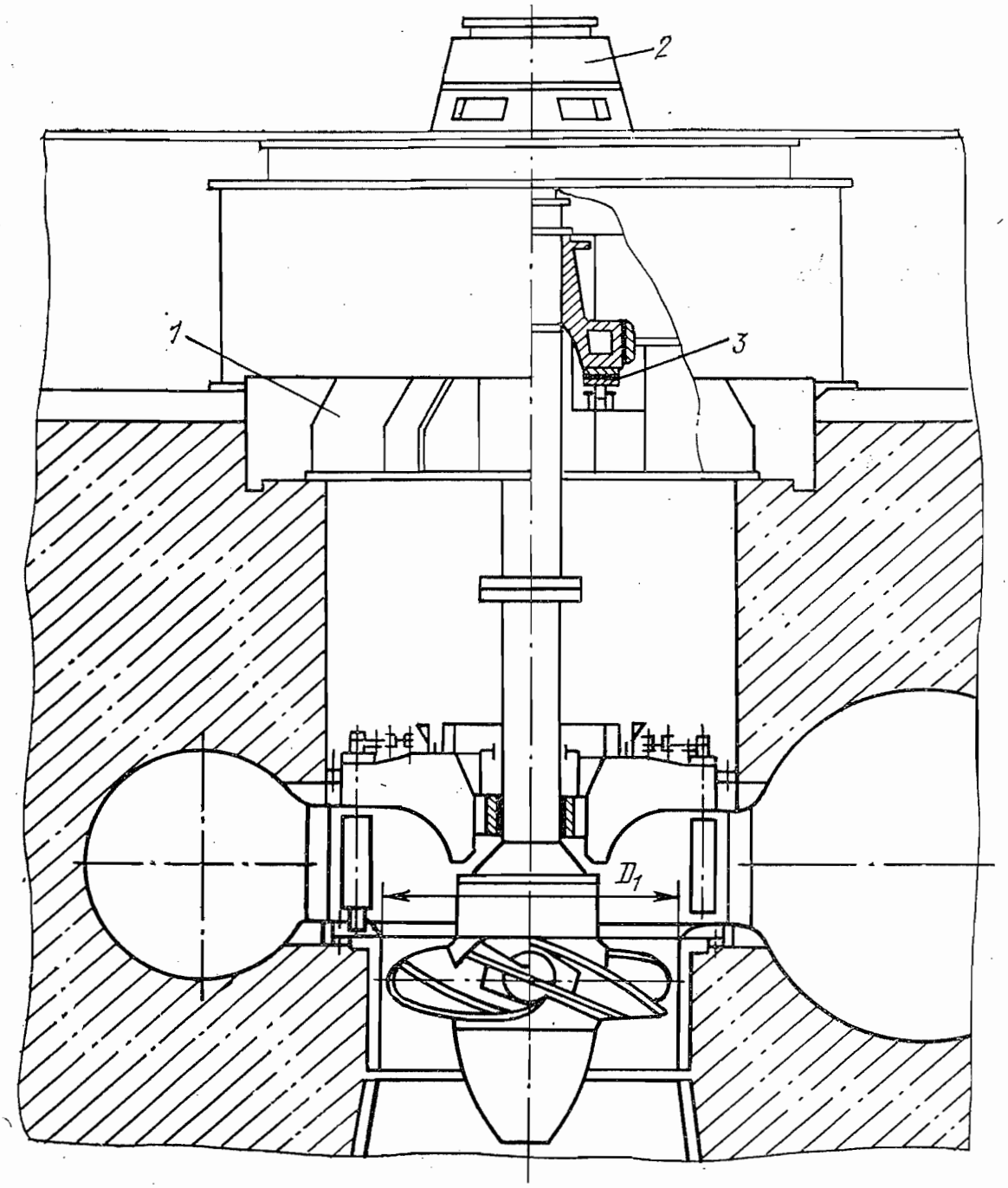


Рис. VI.4. Конструктивная схема ПЛ турбины при $D_1 < 5{,}0$ м с генератором зонтичного типа и пятой, установленной на нижней крестовине генератора:
1 — нижняя крестовина генератора; *2* — маслоприемник; *3* — пята

В капсульных гидроагрегатах применяют замкнутое принудительное воздушное (поверхностное) охлаждение генератора или водяное. Воздушное охлаждение требует установки специального компрессора и воздухоохладителя, которые размещаются в головной части капсулы или в специальном помещении. При необходимости уменьшить габаритные размеры генератора или увеличить его мощность применяют форсированное охлаждение (за счет увеличения плотности воздуха) или водяное. В настоящее время считается целесообразным применять водяное охлаждение как более прогрессивное.

В зависимости от количества, размеров гидроагрегатов и компоновки здания станции в теле плотины вал агрегата выполняется единым с двумя опорными подшипниками или раздельно вал генератора и вал турбины с тремя опорными подшипниками. При раздельных валах сервомотор рабочего колеса иногда размещают

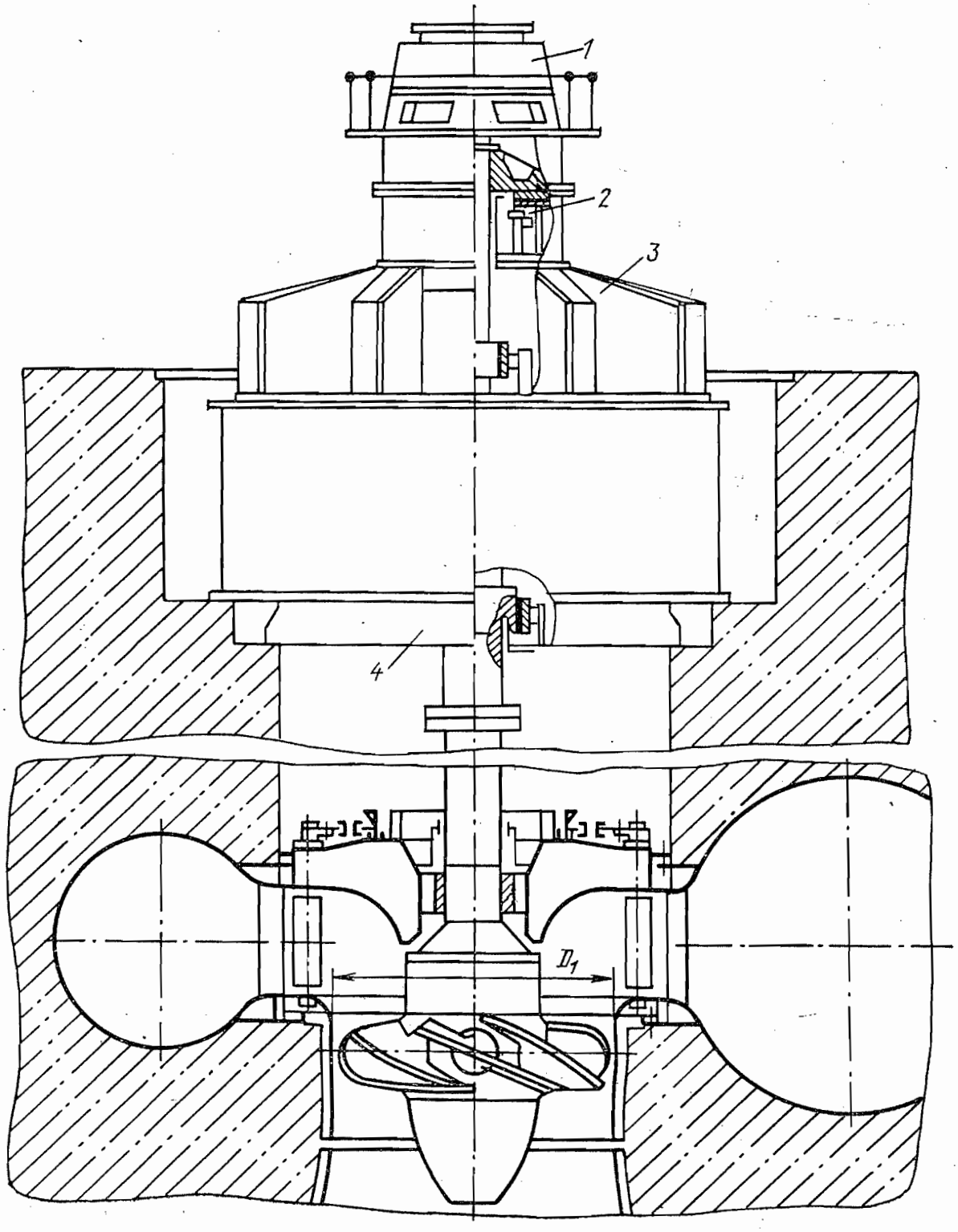


Рис. VI.5. Конструктивная схема ПЛ турбины при $D_1 < 5,0$ м с генератором подвесного типа и тремя опорными подшипниками:

1 — маслоприемник; *2* — пята; *3* и *4* — верхняя и нижняя крестовины генератора

между фланцами валов. Такая компоновка позволяет приблизить центр тяжести консольного рабочего колеса к опорному подшипнику турбины.

Поворотный механизм направляющего аппарата и сервомоторы располагают со стороны наружного кольца направляющего аппарата или непосредственно в капсуле. Статор турбины, воспринимающий осевое гидравлическое усилие, устанавливается перед направляющим аппаратом и кольцо статора крепится фундаментными болтами

к закладным балкам или к специальному фундаментному кольцу. Колонны статора располагают радиально или наклонно к оси агрегата. Обычно две колонны, верхнюю и нижнюю, выполняют полыми для прохода в капсулу за генератором. Переднюю часть капсулы закрепляют при установке статора с тремя-четырьмя колоннами. Верхнюю колонну выполняют проходной для доступа в капсулу перед генератором. В другом варианте консольную часть капсулы закрепляют растяжками и для прохода в ее переднюю часть устанавливают одну проходную колонну.

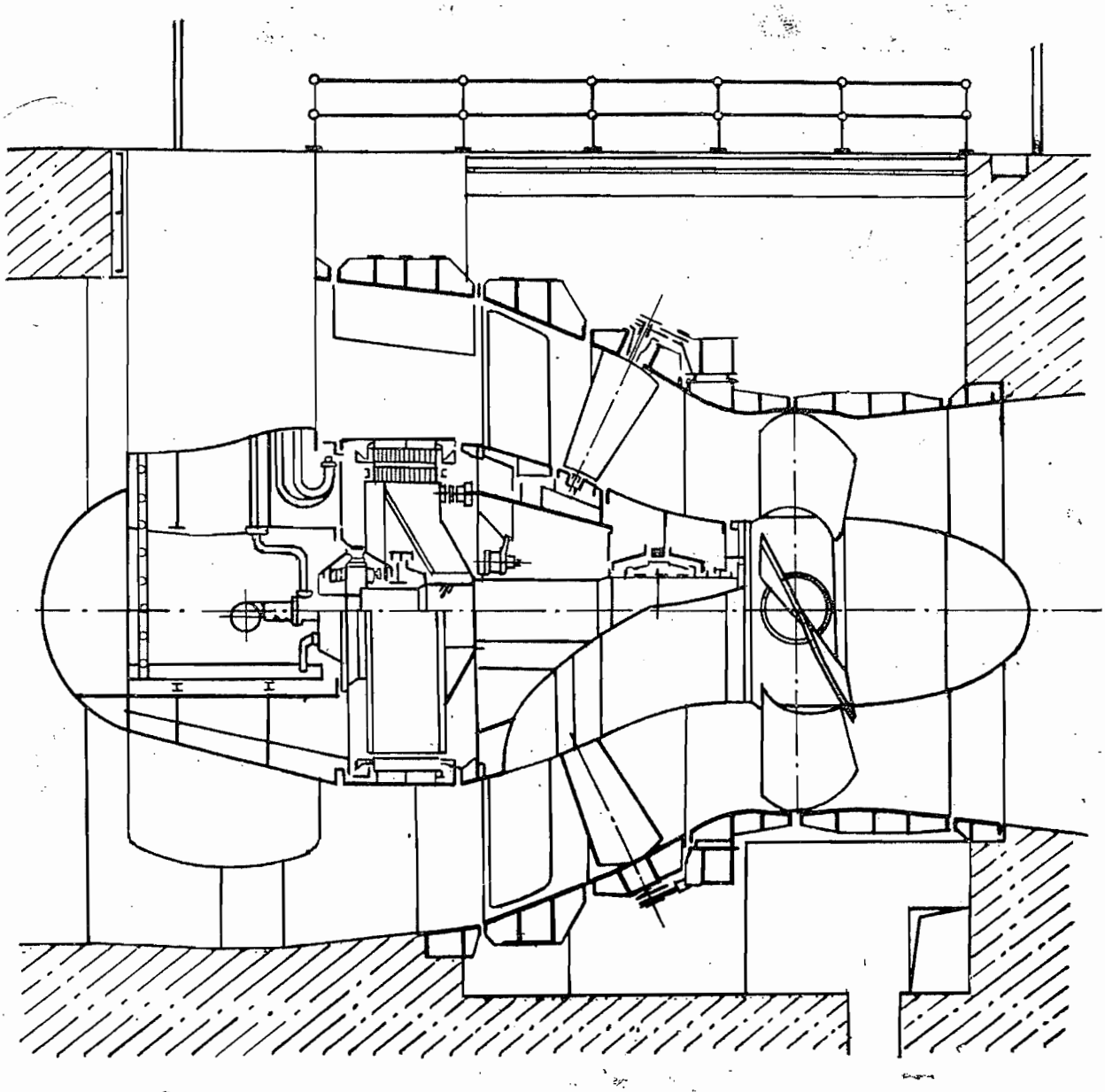


Рис. VI.6. Горизонтальный капсульный гидроагрегат

Рабочее колесо турбины устанавливают консольно, что позволяет получить лучшие энергетические характеристики. Все остальные механизмы и вспомогательное оборудование гидроагрегата устанавливают в помещениях здания станции.

Установки с пропеллерными турбинами. Пропеллерные турбины могут быть установлены как в вертикальном, так и в горизонтальном (наклонном) положениях на те же напоры, при которых применяют поворотно-лопастные или диагональные турбины. Главное условие установки пропеллерных турбин — незначительные (± 10 %) колебания напоров (от $H_р$) и мощности. Допустимые колебания напора и мощности уточняются и определяются построением энергетических характеристик для конкретной установки и типоразмера турбины.

Установка пропеллерной турбины по сравнению с поворотно-лопастной позволяет увеличить мощность на 8—12 %, коэффициент быстроходности на 12—15 %, коэффициент полезного действия на 1—1,5 %; уменьшить массу турбины на 13—15 %, снизить трудоемкость ее изготовления на 20—25 % за счет исключения меха-

низмов и деталей разворота лопастей, улучшить эксплуатационное обслуживание и надежность. Коэффициент быстроходности повышается и по Q_1', и по n_1' благодаря уменьшению втулочного отношения на 14—22 % и установке цилиндрической камеры рабочего колеса, КПД повышается за счет уменьшения объемных потерь через щели по периферии лопастей и их корневому сечению.

Следует также отметить, что при уменьшении диаметра втулки рабочего колеса и при цилиндрической камере рабочего колеса увеличивается суммарная площадь лопастей, тем самым уменьшается удельная нагрузка на них воды, что благоприятно сказывается на улучшении энергокавитационной характеристики.

Установка регуляторного, вспомогательного оборудования и затворов. При вертикальном исполнении гидроагрегата регуляторное оборудование, включающее регулятор и маслонапорную установку на отечественных электростанциях, обычно располагают на отметке пола машинного зала. Такое расположение удобнее для наблюдения и обслуживания. Вспомогательное оборудование устанавливают в турбинных помещениях в шахте турбины. За рубежом и на некоторых отечественных ГЭС регуляторное оборудование располагают на более низких отметках помещений, ближе к сервомоторам направляющего аппарата — при этом уменьшается длина трубопроводов.

В горизонтальных капсульных агрегатах регуляторное и вспомогательное оборудование устанавливают при входе в помещение турбины на разных отметках здания.

Затворы перед спиральными камерами средне- и высоконапорных турбин устанавливаются только на гидростанциях с длинными напорными трубопроводами или в случае, когда вода одним напорным трубопроводом подводится к двум или нескольким турбинам. При коротких подводящих водоводах в средненапорных турбинах более целесообразно и экономично устанавливать в головном сооружении быстродействующие щитовые затворы. Установка таких затворов определяется гидравлическими, прочностными и экономическими расчетами.

Установка с ковшовыми турбинами. Установка гидроагрегатов с ковшовой турбиной выполняется как с горизонтальным, так и с вертикальным валом. Горизонтальные гидроагрегаты выполняют с одним, двумя или тремя рабочими колесами на одном валу и с одним или двумя соплами на каждое колесо. Перед коллектором устанавливают шаровой затвор, который является оперативным и аварийным с автоматическим управлением.

В связи с увеличением мощности в одном гидроагрегате стали применять установки с вертикальным валом, что позволяет более экономично строить здание и гидротехнические сооружения в целом, повысить энергетические и технико-экономические характеристики турбины и генератора, улучшить условия эксплуатации и ремонта оборудования.

Вертикальная турбина устанавливается с одним рабочим колесом и четырьмя или шестью соплами, что позволяет получить более высокую быстроходность, т. е. иметь рабочее колесо меньшего диаметра с большей частотой вращения и, следовательно, уменьшить стоимость турбины, генератора и станции в целом. Перед коллектором, как и при компоновке с горизонтальным валом, устанавливают шаровой затвор с ранее указанными назначениями.

Регуляторное оборудование турбины располагают в турбинном помещении.

Установка гидроагрегатов на ГАЭС. В зависимости от напора, а также мощности мотор-генератора установка гидроагрегатов выполняется вертикальной или горизонтальной. В практике гидроэнергетического строительства ГАЭС применяют в основном четыре типа установок: 1) насосный и турбинный агрегаты — отдельными блоками; 2) трехмашинный агрегат; 3) обратимые (двухмашинные) агрегаты; 4) обратимые и турбинные агрегаты. При использовании первого типа установки получаются наилучшие энергетические характеристики, повышается надежность и долговечность оборудования, но при этом в два раза увеличивается длина здания станции, а следовательно, увеличиваются капитальные затраты и цикл строительства ГАЭС. Кроме того, такая компоновка агрегатов не всегда позволяет разместить гидротехнические сооружения в запланированном створе аккумулирующей станции.

При использовании трехмашинного агрегата [ротор состоит из насоса, мотора (генератора) и турбины] КПД агрегата в целом ниже, чем в первом варианте. Здание станции по высоте в полтора раза выше; более сложны подводящая и отводящая части насоса и турбины. Такая компоновка агрегата более сложна в эксплуатации и ремонте оборудования и поэтому в последнее десятилетие ее не стали применять при строи-

Таблица VI.1. Основные данные поворотно-лопастных, пропеллерных и диагональных гидротурбин

№ пп.	ГЭС и место ее установки	Типоразмер турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска первой турбины	Напор, м		
					расчетный $H_р$	максимальный H_{max}	минимальный H_{min}
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Сицзинь, Цилилун (КНР)	ПЛ20-В-800	ПОАТ ХТЗ	1960	14,3	17,7	8,0
2	Днепродзержинская, р. Днепр	ПЛ15-В-930		1961	9,85	12,5	8,4
3	Головная, р. Вахш	ПЛ50-В-550			23,3	31,2	23,3
4	Воткинская, р. Кама	ПЛ20-В-930	ПО ЛМЗ		17,5	23,5	12,5
5	Волжская имени XXII съезда КПСС, р. Волга	ПЛ30-В-930			19	27	14
6	Уч-Курганская, р. Нарын	ПЛ40-В-500			25,75	36	18,5
7	Уч-Курганская, р. Нарын (двухперовая)	ПЛ-40-В-500		1962	25,75	36	18,5
8	Ивайловградская, р. Арда (БНР)	ПЛ50-В-370	ПОАТ ХТЗ		43	48,14	37,93
9	Киевская, р. Днепр	ПЛ15-ГК-600		1963	7,7	11,8	5,6
10	Метур-Таннел, р. Кавери (Индия)	ПЛ50-В-450	ПО ЛМЗ		47	48,8	24,4

Продолжение табл. VI.1

1	2	3	4	5	6	7	8
11	Череповецкая, р. Шексна	ПЛ15-Г-550	ПО ЛМЗ	1963	10,5	15,0	8,7
12	Вилюйская I, р. Вилюй	ПЛ70-В-410	ПОАТ ХТЗ		55	68	48
13	Верхне-Туломская, р. Тулома	ПЛ70-В-410	ПО ЛМЗ		55	62	51,6
14	Саратовская, р. Волга	ПЛ15-В-1030	ПОАТ ХТЗ ПО ЛМЗ	1964 1965	9,7	14,7	6,5
15	Тхак-Ба, р. Чай (Вьетнам)	ПЛ50-В-450	ПОАТ ХТЗ	1965	30	36	20,7
16	Влоцлавек, р. Висла (ПНР)	ПЛ15-В-800		1967	8,8	12,7	5,22
17	Джердап—Железные Ворота, р. Дунай	ПЛ40-В-950	ПО ЛМЗ	1969	27,16	35,46	17,5
18	Серебрянская I, II, р. Воронья	ПЛ80-В-360			75,7	82,7	71,0
19	Клостерфосс, р. Шпен (Норвегия)	ПЛ15-ГК-450	ПОАТ ХТЗ		5,03	7,0	3,5
20	Аракс, р. Аракс (Иран, СССР)	ПЛ40-В-330			20	27	13,8
21	Каневская, р. Днепр	ПЛ15-ГК-600			7,2	14,8	4,7
22	Перепадная I, р. Ингури	ПЛ70-В-410			59	67	57

Продолжение табл. VI.1

1	2	3	4	5	6	7	8
23	Саратовская, р. Волга	ПЛ15-ГК-750	ПО ЛМЗ	1969	10,6	15	6,5
24	Усть-Хантайская, р. Хантайка	ПЛ60-В-410	СТЗ		45,8	55,5	28,0
25	Перепадная II, III, IV, р. Ингури	ПЛ15-ГК-550	ПО ЛМЗ	1970	11,18	13	11,0
26	Капчагайская, р. Или	ПЛ50-В-650	СТЗ		40,9	42,7	35
27	Вигеландс Бруг, р. Остра (Норвегия)	ПЛ40-В-330	ПОАТ ХТЗ	1971	19,5	20,75	15,25
28	Днепровская II, р. Днепр	ПЛ40-В-680		1972	34,3	38,3	30,2
29	Табка, р. Ефрат (Сирия)	ПЛ70-В-600	ПО ЛМЗ		60	69	29
30	Рижская, р. Даугава	ПЛ20-В-930	ПОАТ ХТЗ	1973	12,9	18	10,7
31	Днепровская II, р. Днепр	ПР40-В-680		1974	34,3	38,3	30,2
32	Дженпег, р. Нельсон (Канада)	ПЛ15-ГК-750	ПО ЛМЗ	1975	7,3	10,7	4,9
33	Костешты—Стынка, р. Прут	ПЛ40-В-330	ПОАТ ХТЗ		27,3	29,6	18,7

Продолжение табл. VI.1

1	2	3	4	5	6	7	8
34	Зейская, р. Зея	ДПЛ115-В-600	ПО ЛМЗ	1975	78,5	97,3	74,5
35	Линганамаки, р. Шаровати (Индия)	ПЛ40-В-360	ПОАТ ХТЗ	1976	29,5	34,76	10,36
36	Ходжикентская, р. Чирчик	ПЛ40-В-500	СТЗ		34	37,5	28,5
37	Варцихская, р. Риони	ПЛ15-В-500	ПОАТ ХТЗ		14,92	15,9	14,92
38	Кегумская, р. Даугава	ПЛ15-В-930		1977	11,64	15,0	10,5
39	Сальто Гранде, р. Уругвай (Аргентина)	ПЛ40-В-850		1978	25,3	32,5	10,6
40	Мактаквак, р. Сен-Джон (Канада)	ПЛ40-В-660	ПО ЛМЗ		63,3	36,27	23,77
41	Собрадиньо, р. Сан-Франциско (Бразилия)	ПЛ40-В-950			27,2	31,8	18
42	Нижнекамская, р. Кама	ПЛ20-В-1000			12,4	18,5	6,5
43	Чебоксарская, р. Волга	ПЛ20-В-1000		1980	12,4	18,6	6,5
44	Газалкентская, р. Чирчик	ПЛ40-В-500	СТЗ		25	29,4	21,6
45	Андижанская, р. Кара-Дарья	ДПЛ115-В-250	ПОАТ ХТЗ	1981	83	99	45

Продолжение табл. VI.1

1	2	3	4	5	6	7	8
46	Джердап II — Железные Ворота II, р. Дунай	ПЛ15-ГК-750	ПО ЛМЗ	1981	7,45	12,75	5,0
47	Тюямуюньская, р. Аму-Дарья	ПЛ20-В-5500			16,4	20	5,2
48	Днестровская, р. Днестр	ПЛ60-В-600	ПОАТ ХТЗ		40	54,5	28
49	Шамхорская, р. Кура	ПЛ60-В-735			47,5	55	37,8
50	Миатлинская, р. Сулак	ПЛ60-В-600		1983	46	59,0	39
51	Крапивинская, р. Томь	ПЛ60-В-600		1-й этап 1984	36,3	44,7	20,3
				2-й этап	46	58	
52	Шульбинская, р. Иртыш	ПЛ40-В-850		1-й этап 1983	23,5	28,3	16,5
				2-й этап	40	48,3	33
53	Даугавпилская, р. Даугава	ПЛ30-ГК-550		1985	16	23,6	10
54	Вилюйская III, р. Вилюй	ПЛ40-В-750			22,8	33,2	19,1
55	Габчиково, р. Дунай (ЧССР)	ПЛ20-В-930			16	23,4	11,81

Продолжение табл. VI.1

№ пп.	ГЭС и место ее установки	Номинальная мощность при $H_р$, МВт	Номинальная частота вращения n, об/мин	Высота отсасывания при $H_р$, м	Гидравлическое осевое усилие турбины, т	Масса турбины (закладные части+рабочие механизмы), т	Рабочее колесо				Вал турбины		
							Номинальный диаметр, м	Относительный диаметр втулки $d_{вт}$	Число лопастей	Масса, т	Наружный диаметр, м	Длина, м	Масса, т
1	2	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	Сицзинь, Цилилун (КНР)	58,6	62,5	—3	840	758	8,0	0,41	4	158,3	1,1	7,5	48
2	Днепродзержинская, р. Днепр	45,4	51,8	+1,0	845	876	9,3	0,35		187,3	1,3	5,14	33,4
3	Головная, р. Вахш	36,5	107,1	—1,0	606	370	5,5	0,5	8	90	0,9	7,3	22,8
4	Воткинская, р. Кама	107	62,5	—5,2	1466	1170	9,3	0,4	4	285	1,5	5,84	49,3
5	Волжская имени XXII съезда КПСС, р. Волга	118	68,2	—4,5	1833	1120	9,3	0,45	6	229,4	1,5	10,47	65
6	Уч-Курганская, р. Нарын	41,75	115,4	—4,5	540	326	5,0	0,5	7	81,7	0,9	7,09	29,4
7	Уч-Курганская, р. Нарын (двухперовая)	45,5	115,4	—1,9	656	311	5,0	0,45	4×2	66,8	0,9	7,33	27,5
8	Ивайловградская, р. Арда (БНР)	34,5	187,5	—4,0	523	194	3,7	0,52	8	31,5	0,64	5,51	11,9
9	Киевская, р. Днепр	17,2	85,7	—9,8	300	743	6,0	0,35	4	54,8	1,0	8,38	37,5
10	Метур-Таннел, р. Каверн (Индия)	56,7	136,4	—4,5	750	358	4,5	0,51	8	49	0,85	4,88	17,9

Продолжение табл. VI.1

1	2	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
11	Череповецкая, р. Шексна	21	93,8	—6,0	100	467,5	5,5	0,35	4	41,8	0,85	4,71	21,2
12	Вилюйская I, р. Вилюй	79,5	187,5	—16	835	356	4,1	0,547	8	50,8	1,0	4,35	14,2
13	Верхне-Туломская, р. Тулома	58,7	187,5	—5,0	806	277	4,2	0,55		46	0,8	5,17	18,15
14	Саратовская, р. Волга	59,3	50	—0,4	1040	1229 1134	10,3	0,35	4	253,4	1,3	6,86	52
15	Тхак-Ба, р. Чай (Вьетнам)	37	136,4	—3,0	480	230	4,5	0,5	8	53	0,870	7,14	15,8
16	Влоцлавек, р. Висла (ПНР)	27,8	57,7	2,0	482	598	8,0	0,35	4	124,7	1,32	7,11	31
17	Джердап—Железные ворота, р. Дунай	178	71,4	—4,5	2200	1347,5	9,5	0,45	6	361	1,6	10,0	92,2
18	Серебрянская I, II, р. Воронья	68,3	250	—8,0	675	272	3,6	0,525	4×2	41,3	0,85	5,55	18,1
19	Клостерфосс, р. Шпен (Норвегия)	5,33	85,7	—4,2	991	393	4,5	0,35	4	21	0,74	2,79	7,9
20	Аракс, р. Аракс (Иран, СССР)	11,5	187,5	—1,5	230	115	3,3	0,42	6	18,4	0,48	2,33	3,3
21	Каневская, р. Днепр	18,1	85,7	—7,5	320	690	6	0,35	4	54,8	1,0	8,38	37,5
22	Перепадная I, р. Ингури	70	187,5	—8,8	830	335	4,1	0,55	8	51,0	1,0	4,35	14,3

Продолжение табл. VI.1

1	2	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
23	Саратовская, р. Волга	47,3	75	—11,3	700	934,4	7,5	0,35	4	96,5	1,2	6,99	49,5
24	Усть-Хантайская, р. Хантайка	58,8	187,5	—15,2	780	350	4,1	0,55	8	50,6	1,02	4,38	15,0
25	Перепадная II, III, IV, р. Ингури	20,6	93,8	—5,0	210	409	5,5	0,35	4	40,2	0,85	4,71	17,0
26	Капчагайская, р. Или	111	107,1	—5,5	1450	640	6,5	0,45	4×2	130	1,2	8,15	44,6
27	Вигеландс Бруг, р. Остра (Норвегия)	13,4	187,5	—2,6	172	111,3	3,3	0,42	6	17,6	0,48	4,74	5,7
28	Днепровская II, р. Днепр	107	107,1	—4,0	1300	563	6,8	0,43	6	119,1	1,3	9,24	41,1
29	Табка, р. Ефрат (Сирия)	242	150	—6,2	1850	737	6,0	0,55	8	146,3	1,2	3,78	60,5
30	Рижская, р. Даугава	66	55,6	—0,5	1200	884	9,3	0,35	4	202,5	1,3	9,84	43,6
31	Днепровская II, р. Днепр	115	107,1	—2,8	1300	490	6,8	0,35	6	78,2	1,3	9,95	37,8
32	Дженпег, р. Нельсон (Канада)	29	62	—8,2	450	1030	7,5	0,35	4	97	1,2	7,52	51,5
33	Костешты—Стынка, р. Прут	16	187,5	—0,1	228	103,6	3,3	0,425	6	17,7	0,48	4,97	5,7

Продолжение табл. VI.1

1	2	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
34	Зейская, р. Зея	220	136,4	—5,0	2200	1100	6,0	0,6	9	245	1,4	5,82	42,3
35	Линганамаки, р. Шаровати (Индия)	28,5	200	—8,0	318	201	3,6	0,45	6	22,4	0,6	4,86	7,7
36	Ходжикентская, р. Чирчик	57	150	—4,4	662	330	5,0	0,45	6	53,8	0,85	7,28	22,3
37	Варцихская, р. Риони	23,8	115,4	—3,5	306	230	5,0	0,4	4	35,7	0,6	6,64	17,2
38	Кегумская, р. Даугава	66,0	55,6	—0,2	1215	815	9,3	0,35	4	155,5	1,3	9,89	48,4
39	Сальто Гранде, р. Уругвай (Аргентина)	138	75	—5,7	1650	1195	8,5	0,43	6	245,3	1,5	11,48	95
40	Мактаквак, р. Сен-Джон (Канада)	110	112,5	—6,86	1180	924	6,6	0,45	6	122,4	1,2	6,0	43
41	Собрадиньо, р. Сан-Франциско (Бразилия)	178	75	—5,5	2030	1388	9,5	0,447		354	1,6	10,0	83,1
42	Нижнекамская, р. Кама	80,5	57,7	—2,7	1250	1400	10	0,4	4	253	1,4	10,86	55,4
43	Чебоксарская, р. Волга	80,5	57,7	—2,7	1250	1280	10	0,4		253	1,4	10,86	55,4
44	Газалкентская, р. Чирчик	41,5	136,4	—3,5	520	330	5	0,45	6	54	0,85	7,28	23

Продолжение табл. VI.1

1	2	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
45	Андижанская, р. Кара-Дарья	36,5	333,3	—6,8	465	134,3	2,5	0,6	9	20,7	0,55	2,82	4,8
46	Джердап II — Железные Ворота II, р. Дунай	28	62,5	—7,7	565	1040	7,5	0,35	4	96	1,2	7,52	51,5
47	Тюямуюньская, р. Аму-Дарья	26	88,2	1,3	420	297	5,5	0,4		46,7	0,77	8,4	17,9
48	Днестровская, р. Днестр	119,5	125	—9,5	1430	515	6,0	0,48	7	104,7	1,3	8,7	40,0
49	Шамхорская, р. Кура	195	107,1	—8,7	1985	870	7,35	0,48		231	1,4	11,35	70,5
50	Миатлинская, р. Сулак	113	125	—5,5	1520	470	6,0	0,48		104	1,3	8,7	43,4
51	Крапивинская, р. Томь	103 130	125	—7,7 —6,8	1175 1524	473	6,0	0,48		104,7	1,3	8,7	43,4
52	Шульбинская, р. Иртыш	120 230	75 93,8	—8,3 —11,8	1445 2465	1060	8,5	0,48		300	1,6	12,3	120
53	Даугавпилская, р. Даугава	38,7	115,4	—10	415	650	5,5	0,4	4	50,2	1,0	4,2	14,5
54	Вилюйская III, р. Вилюй	92,5	88,2	—5,0	1350	745	7,5	0,43	6	180	1,22	14	65
55	Габчиково, р. Дунай (ЧССР)	91	68,2	—5,1	1350	1140	9,3	0,4	4	250	1,3	10,7	61

Продолжение табл. VI.1

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Направляющий подшипник				Направляющий аппарат					
		Материал вкладыша	Диаметр, м	Высота вкладыша, м	Масса, т	Высота лопатки b_0, м	Диаметр D_0, м	Число лопаток	Материал втулок цапф лопаток	Максимальное открытие, мм	Масса, т
1	2	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1	Сицзинь, Цилилун (КНР)	Резина	1,12	0,9	8,8	3,2	9,3	32	Древесный пластик	630	216
2	Днепродзержинская, р. Днепр		1,33	0,93	6,5	3,72	10,8			775	365
3	Головная, р. Вахш	Баббит	1,2	0,35	11,4	1,92	6,35	24		450	170
4	Воткинская, р. Кама	Резина	1,52	1,0	50,5	3,65	10,8	32	Древесный пластик, бронза	730	405
5	Волжская имени XXII съезда КПСС, р. Волга		1,52	0,84	40,2	3,5	10,8		Древесный пластик	700	360
6	Уч-Курганская, р. Нарын	Баббит	1,2	0,35	11,4	1,75	5,8	24	Древесный пластик, бронза	430	90,6
7	Уч-Курганская, р. Нарын (двухперовая)		1,2	0,35	12,9	1,75	5,8			430	90,6
8	Ивайловградская, р. Арда (НРБ)	Резина	0,65	0,5	2,0	1,3	4,3		Древесный пластик	295	57,5
9	Киевская, р. Днепр	Баббит	1,01	0,9	6,8	2,4	—			75°	157
10	Метур-Таннел, р. Каверн (Индия)		0,87	0,6	3,6	1,57	5,25		Бронза	375	80,5

Продолжение табл. VI.1

1	2	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
11	Череповецкая, р. Шексна	Баббит	0,85	0,6	12,2	2,44	—	16	Древесный пластик	75°	137
12	Вилюйская, р. Вилюй	Резина	1,02	0,6	4,2	1,44	4,75	24		400	96,5
13	Верхне-Туломская, р. Тулома		0,82	0,54	2,4	1,47	4,9			300	72,0
14	Саратовская, р. Волга		1,33	0,93	7,8	4,275	11,95	32		860	415
15	Тхак-Ба, р. Чай (Вьетнам)		0,89	0,5	5,1	1,69	5,25	24	Бронза	390	77
16	Влоцлавек, р. Висла (ПНР)		1,33	0,8	6,8	3,2	9,3	32	Древесный пластик	620	223
17	Джердап—Железные Ворота, р. Дунай	Баббит	2,0	0,45	33,6	3,56	11,0		Бронза	700	512
18	Серебрянская I, II, р. Воронья		1,15	0,3	2,7	1,26	4,2	24	Древесный пластик	250	72
19	Клостерфосс, р. Шпен (Норвегия)		0,75	—	2,25	1,8	—		Бронза	75°	70,5
20	Аракс, р. Аракс (Иран, СССР)		0,74	0,3	2,9	1,32	3,85			285	39
21	Каневская, р. Днепр		1,01	0,9	7,5	2,4	—		Древесный пластик	75°	156
22	Перепадная I, р. Ингури	Резина	1,02	0,6	2,7	1,44	4,75			300	96,5

Продолжение табл. VI.1

1	2	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
23	Саратовская, р. Волга	Баббит	1,21	0,5+ +0,5	9,4	3,375	—	16	Эпоксидный компаунд	80°	192
24	Усть-Хантайская, р. Хантайка	Резина	1,02	0,8	10	1,44	4,75	24	Древесный пластик	440	80,2
25	Перепадная II, III, IV, р. Ингури		0,85	0,3+ +0,3	6,5	2,2	—	16		—	326,0
26	Капчагайская, р. Или	Баббит	1,54	0,37	6,2	2,44	7,5	24		550	222
27	Вигеландс Бруг, р. Остра (Норвегия)		0,68	0,3	2,6	1,235	3,85		Бронза	325	39
28	Днепровская II, р. Днепр		1,32	0,9	5,1	2,55	8,5		Бронза, древесный пластик	615	230
29	Табка, р. Ефрат (Сирия)		1,2	0,35	9,4	2,1	7,3		Бронза	—	326,5
30	Рижская, р. Даугава	Резина	1,33	0,8	4,0	3,72	10,8	32	Древесный пластик	792	410
31	Днепровская, р. Днепр	Баббит	1,32	0,9	5,1	2,55	8,5	24	Бронза, древесный пластик	700	230
32	Дженпег, р. Нельсон (Канада)		1,2	0,5+ +0,5	9,4	3,0	—	16	Эпоксидный компаунд	75°	202
33	Костешты—Стынка, р. Прут		0,68	0,2	5,25	1,235	3,85	24	Бронза	280	40,4

Продолжение табл. VI.1

1	2	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
34	Зейская, р. Зея	Резина	1,42	0,8	8,3	1,5	7,7		Эпоксидный компаунд	400	240
35	Линганамаки, р. Шаровати (Индия)		0,83	0,25	6,1	1,35	4,5	24	Бронза	370	55,0
36	Ходжикентская, р. Чирчик		1,2	0,25	2,3	1,87	6,0			460	123
37	Варцихская, р. Риони		0,92	0,35	5,5	2,15	6,0		Древесный пластик	535	94,6
38	Кегумская, р. Даугава	Баббит	1,32	0,9	5,1	3,72	10,8			795	410
39	Сальто Гранде, р. Уругвай (Аргентина)		1,8	0,4	12,8	3,2	10,625	32	Бронза	750	490
40	Мактаквак, р. Сен-Джон (Канада)		1,6	0,35	12,1	2,48	7,9	24	Эпоксидный компаунд	640	286
41	Собрадиньо, р. Сан-Франциско (Бразилия)		2,0	0,45	12,9	3,56	11,0	32	Бронза	700	529,6
42	Нижнекамская, р. Кама		1,57	0,52	7,6	4,3	12,0	28	Эпоксидный компаунд	920	586,8
43	Чебоксарская, р. Волга	Резина	1,57	0,52	7,6	4,3	12,0			920	586,8
44	Газелкентская, р. Чирчик		1,21	0,49	2,78	1,87	6,0	24		460	123

Продолжение табл. VI.1

1	2	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
45	Андижанская, р. Кара-Дарья	Баббит	0,78	0,35	2,73	0,62	3,36	20	Бронза	350	35
46	Джердап II—Железные Ворота II, р. Дунай		1,2	0,5+0,5	9,4	3,0	—	16	Эпоксидный компаунд	—	201,4
47	Тюямуюньская, р. Аму-Дарья	Резина	0,77	0,25	7,2	2,365	6,6	24		610	89
48	Днестровская, р. Днестр	Баббит	1,32	0,9	5,1	2,1	7,8		Бронза, древесный пластик	690	223
49	Шамхорская, р. Кура		1,8	0,4	5,6	2,57	9,0		Эпоксидный компаунд	780	356
50	Миатлинская, р. Сулак		1,7	0,4	4,9	2,1	7,2			520	204
51	Крапивинская, р. Томь		1,7	0,4	4,9	2,1	7,2			630	204
52	Шульбинская, р. Иртыш		2,0	0,42	12,8	2,98	10,2	28		780	490
53	Даугавпилская, р. Даугава		1,01	0,9	7,4	2,2	—	24		67°	140
54	Вилюйская III, р. Вилюй		1,62	0,4	10,3	2,81	9,0			800	360
55	Габчиково, р. Дунай (ЧССР)		1,07	0,4	11,4	3,72	11,4	28		920	580

Продолжение табл. VI.1

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Сервомоторы направляющего аппарата					Статор			
		Тип и расположение	Число	Диаметр, мм	Максимальный ход, мм	Масса, т	Число колонн с зубом	Входной диаметр по колоннам, мм	Выходной диаметр по колоннам, мм	Масса, т
1	2	31	32	33	34	35	36	37	38	39
1	Сицзинь, Цилилун (КНР)	Прямоосный, в шахте	2	600	1155	3,8	17	11 990	10 400	137,2
2	Днепродзержинская, р. Днепр	Торовый, на крышке турбины с двумя плунжерами		600	1240	С регулируемым кольцом 30		13 850	12 100	192,6
3	Головная, р. Вахш	Крыльчатый	4	450	219°	0,85	14	8 730	74 800	39,8
4	Воткинская, р. Кама	Прямоосный, в шахте	2	700	1326	8,66	16	13 850	12 100	165
5	Волжская имени XXII съезда КПСС, р. Волга	Торовый, четыре плунжера	1	425	1100	29,1	17	13 850	12 200	166
6	Уч-Курганская, р. Нарын	Прямоосный, в шахте	2	500	640	2,47	12	7 700	6 750	36,66
7	Уч-Курганская, р. Нарын (двухперовая)			500	640	2,47		7 700	6 750	36,66
8	Ивайловградская, р. Арда (НРБ)	Прямоосный, на спиральной камере		500	470	2,4		5 750	5 000	16,1

Продолжение табл. VI.1

1	2	31	32	33	34	35	36	37	38	39
9	Киевская, р. Днепр	Прямоосный	2	450	1070	3,8	8	—	—	131,7
10	Метур-Таннел, р. Каверн (Индия)	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины		300	520	0,96	12	7 000	6 000	45,4
11	Череповецкая, р. Шексна	Прямоосный		500	900	2,33	8	—	—	120,5
12	Вилюйская, р. Вилюй	Прямоосный, в шахте		500	590	3,5	12	6 300	5 450	41,8
13	Верхне-Туломская, р. Тулома	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины		300	450	0,96		6 450	5 600	39,0
14	Саратовская, р. Волга	Торовые и прямоосные		650	1210	4,43	16	15 650	13 520	237
15	Тхак-Ба, р. Чай (Вьетнам)	Сдвоенный, на крышке турбины		400	495	1,5	12	7 000	6 100	25,0
16	Влоцлавек, р. Висла (ПНР)	Торовые, на крышке турбины		500	990	3,8	17	11 900	10 400	123,5
17	Джердап—Железные Ворота, р. Дунай	Прямоосный сдвоенный на крышке турбины		600	1200	9,5	12	14 150	12 450	145
18	Серебрянская I, II, р. Воронья	Прямоосный, в шахте		450	370	1,45		5 700	4 850	36
19	Клостерфосс, р. Шпен (Норвегия)	Прямоосный		350	770	2,0	8	—	—	57,0

Продолжение табл. VI.1

1	2	31	32	33	34	35	36	37	38	39
20	Аракс, р. Аракс (Иран, СССР)	Прямоосный, в шахте	2	350	450	1,2	13	5 150	4 475	12,5
21	Каневская, р. Днепр	Прямоосный		500	1070	4,4	8	—	—	131,7
22	Перепадная I, р. Ингури	Прямоосный, в шахте		500	450	2,2	12	6 300	5 450	49,5
23	Саратовская, р Волга	Прямоосный сдвоенный, на внутреннем поясе		450	780	3,7	8	—	—	232
24	Усть-Хантайская, р. Хантайка	Прямоосный, в нише шахты		500	575	2,4	12	6 300	5 450	29,4
25	Перепадная II, III, IV, р. Ингури	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины		400	820	7,0	6	—	—	120
26	Капчагайская, р. Или	Прямоосный сдвоенный, на опоре пяты		450	700	3,6	14	10 100	8 850	84,6
27	Вигеландс Бруг, р. Остра (Норвегия)	Прямоосный, в шахте	2	350	475	1,3	12	5 150	4 500	12,5
28	Днепровская II, р. Днепр	Прямоосный, на крышке турбины	4	450	925	3,5		10 650	9 400	66,86
29	Табка, р. Ефрат (Сирия)	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	500	780	3,7	24	10 000	8 550	76,9
30	Рижская, р. Даугава	Прямоосный, на крышке турбины	4	500	1200	2,5	16	13 850	12 100	154,7
31	Днепровская, р. Днепр			450	1035	3,65	12	10 650	9 400	66,86

Продолжение табл. VI.1

1	2	31	32	33	34	35	36	37	38	39
32	Дженпег, р. Нельсон (Канада)	Прямоосный сдвоенный	2	450	780	3,7	8	—	—	265
33	Костешты—Стынка, р. Прут	Прямоосный, в шахте		400	475	1,58	12	5 150	4 500	10,9
34	Зейская, р. Зея	Прямоосный сдвоенный		600	610	9,96		10 500	8 800	188
35	Линганамаки, р. Шаровати (Индия)	Прямоосный, в шахте		450	650	2,45		5 700	5 050	17,25
36	Ходжикентская, р. Чирчик	Прямоосный сдвоенный, на опоре пяты		400	585	2,9		7 750	6 800	45,1
37	Варцихская, р. Риони	Прямоосный, на крышке турбины		400	700	0,95		7 900	6 900	39,7
38	Кегумская, р. Даугава		4	500	1200	2,47	16	13 850	12 100	154,7
39	Сальто Гранде, р. Уругвай (Аргентина)			600	1200	4,6		13 310	11 750	147,9
40	Мактаквак, р. Сен-Джон (Канада)	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	500	840	6,1	12	10 400	9 000	162
41	Собрадиньо, р. Сан-Франциско (Бразилия)			600	1200	9,46		14 150	12 450	138
42	Нижнекамская, р. Кама	Прямоосный, на крышке турбины	4	450	1470	4	12	16 965	13 810	155
43	Чебоксарская, р. Волга			450	1470	4	12	16 965	13 810	155

Продолжение табл. VI.1

1	2	31	32	33	34	35	36	37	38	39
44	Газелкентская, р. Чирчик	Прямоосный сдвоенный, на опоре пяты	2	400	585	2,9	12	7 750	6 800	45,1
45	Андижанская, р. Кара-Дарья	Прямоосный, в шахте		400	550	1,53	10	4 800	4 050	13,6
46	Джердап II—Железные Ворота II, р. Дунай	Прямоосный сдвоенный		450	780	3,7	8	—	—	227
47	Тюямуюньская, р. Аму-Дарья	Прямоосный, на крышке турбины	4	250	850	1,1	12	9 220	7 600	56,2
48	Днестровская, р. Днестр			500	1100	2,04		10 100	8 800	64,5
49	Шамхорская, р. Кура			550	1200	3,2		11 700	10 280	108,2
50	Миатлинская, р. Сулак			500	850	1,88		9 500	8 300	43,3
51	Крапивинская, р. Томь			500	950	1,9		9 500	8 300	41,3
52	Шульбинская, р. Иртыш			700	1150	8,1	14	13 300	11 650	145
53	Даугавпилская, р. Даугава	Прямоосный	2	550	900	5,5	8	—	—	132
54	Вилюйская III, р. Вилюй	Прямоосный, на крышке турбины	4	450	1200	3,1	12	11 700	10 280	108
55	Габчиково, р. Дунай (ЧССР)			600	1350	5,0	14	14 650	12 900	153

Продолжение табл. VI.1

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Спиральная камера				Отсасывающая труба			Система регулирования		
		Исполнение	Угол охвата в плане, ..°	$v_{ср}$ во входном сечении, м/с	Максимальная ширина в плане, мм	Высота, м	Длина, м	$v_{ср}$ в выходном сечении, м/с	Регулятор	Маслонапорная установка	
										Тип	Давление масла, МПа
1	2	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
1	Сицзинь, Цилилун (КНР)	Бетонная таврового сечения	180	3	21 500	15,32	33,2	2,8	РК-200	МНУ 20	2,5
2	Днепродзержинская, р. Днепр	Бетонная таврового сечения с плоским потолком	180	2,8	23 500	17,8	37,2	2,9	ЭГРК-150	МНУ 34	4,0
3	Головная, р. Вахш	Бетонная таврового сечения	192	4,3	14 000	10,53	22,4	2,63	ЭГРК-100	МНУ 5,6	4,0
4	Воткинская, р. Кама	Бетонная таврового сечения с плоским потолком	180	3,71	23 500	17,8	38,1	3,3	ЭГРК-150	МНУ 30А	2,5
5	Волжская имени XXII съезда КПСС, р. Волга	Бетонная таврового сечения	135	4,24	25 000	20,83	45,15	2,8	ЭГРК-150	МНУ 20А	4,0
6	Уч-Курганская, р. Нарын	Бетонная таврового сечения с плоским потолком	225	4,56	17 000	11,79	21,5	2,2	РК-150	МНУ 10	2,5
7	Уч-Курганская, р. Нарын (двухперовая)		225	4,56	17 000	11,79	21,5	2,2	РК-150	МНУ 10	2,5

Продолжение табл. VI.1

1	2	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
8	Ивайловградская, р. Арда (НРБ)	Металлическая круглого сечения, масса 59,6 т	345	5,8	12 830	7,1	14,8	2,5	РК-100	МНУ 8	2,5
9	Киевская, р. Днепр	С прямоточным подводом	—	3,6	11 500	—	27,0	2,1	ЭГРК-150	МНУ 12,5 на два агрегата	4,0
10	Метур-Таннел, р. Каверн (Индия)	Металлическая круглого сечения, масса 100,5 т	346	4,66	16 200	10,35	23,0	1,96	РКМ-100	МНУ 8	2,5
11	Череповецкая, р. Шексна	С прямоточным подводом	—	4,0	10 800	—	22,5	2,2	ЭГРК-100	МНУ 12,5 на два агрегата	2,5
12	Вилюйская, р. Вилюй	Металлическая круглого сечения, масса 160 т	345	6,43	15 830	19,3	48,0	2,1	ЭГРК-100	МНУ 12,5	4,0
13	Верхне-Туломская, р. Тулома	То же, масса 68,6 т	345	5,6	14 600	11,11	25,0	1,97	ЭГРК-100	МНУ 5,6	4,0
14	Саратовская, р. Волга	Бетонная таврового сечения	136	2,0	40 000	23,2	39,0	2,1	ЭГРКМ-150	МНУ 25	4,0
15	Тхак-Ба, р. Чай (Вьетнам)	Бетонная таврового сечения	345	5	13 350	10,35	20,25	2,4	РКМ-150	МНУ 5,6	2,5
16	Влоцлавек, р. Висла (ПНР)	Бетонная таврового сечения с плоским потолком	180	2,8	22 000	17,6	32,0	2,7	ЭГРКМ-150	МНУ 12,5	4,0

Продолжение табл. VI.1

1	2	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
17	Джердап—Железные Ворота, р. Дунай	Бетонная таврового сечения	225	4,4	27 500	25,65	42,0	2,7	ЭГРМ-250	МНУ 36	4,0
18	Серебрянская I, II, р. Воронья	Металлическая круглого сечения, масса 50,9 т	345	6,94	12 400	8,28	14,4	2,9	ЭГРК-100	МНУ 5,6	4,0
19	Клостерфосс, р. Шпен (Норвегия)	С прямоточным подводом	—	2,9	9 000	—	20,25	1,8	РКМ-100	МНУ 5,6	4,0
20	Аракс, р. Аракс (Иран, СССР)	Бетонная таврового сечения с плоским потолком	225	3,4	9 010	7,52	14,85	1,8	РКМ-100	МНУ 2,5	4,0
21	Каневская, р. Днепр	С прямоточным подводом	—	2,5	12 000	—	27,0	2,8	РКМ-150	МНУ 25	4,0
22	Перепадная I, р. Ингури	Металлическая круглого сечения, масса 101 т	345	5,8	14 600	9,43	18,45	2,2	ЭГРКМ-100	МНУ 5,6	4,0
23	Саратовская, р. Волга	С прямоточным подводом	—	3,6	11 500	—	35,5	2,7	ЭГРКМ-150	МНУ 30	4,0
24	Усть-Хантайская, р. Хантайка	Металлическая	342	5,8	15 800	9,27	52,2	2,7	ЭГРК-100	МНУ 56-1/40	4,0
25	Перепадная II, III, IV, р. Ингури	С прямоточным подводом	—	—	14 700	—	22,5	2,1	ЭГРК-100	МНУ 2,5А	4,0
26	Капчагайская, р. Или	Бетонная	300	2,7	19 000	14,9	29,4	1,7	ЭГРК-М1502	МНУ 16-2/40	4,0

Продолжение табл. VI.1

1	2	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
27	Вигеландс Бруг, р. Остра (Норвегия)	Бетонная таврового сечения	225	3,65	9 000	8,48	14,85	2,3	РКМ-100	МНУ 4А	4,0
28	Днепровская II, р. Днепр		187,5	3,64	18 250	14,95	29,25	2,35	ЭГР-2М-150	МНУ 16	4,0
29	Табка, р. Ефрат (Сирия)		270	5,1	16 500	13,8	33,86	2,9	ЭГРК-2М-200-3	МНУ 20М-2/40	4,0
30	Рижская, р. Даугава	Бетонная таврового сечения с плоским потолком	180	3,07	23 500	17,8	37,2	3,0	ЭГРК-2М-150	МНУ 20-2	4,0
31	Днепровская, р. Днепр	Бетонная таврового сечения	1875	3,64	18 250	14,95	29,25	2,7	ЭГР-2М-150	МНУ 16	4,0
32	Дженпег, р. Нельсон (Канада)	С прямоточным подводом	—	—	—	—	34,03	2,3	ЭГРК-1Т-150-5	МНУ 30М-2/40-60	4,0
33	Костешты—Стынка, р. Прут	Бетонная таврового сечения	345	3,1	12 050	7,6	14,85	2,0	РКМ-100	МНУ 4-1/40	4,0
34	Зейская, р. Зея	Металлическая круглого сечения	345	11,4	11 610	13,8	24,0	3,0	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 20М-2/40	4,0
35	Линганамаки, р. Шаровати (Индия)		345	5,5	13 660	9,7	14,4	23,4	ЭГРК-1Т-100-4	МНУ 8-1	4,0

Продолжение табл. VI.1

1	2	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
36	Ходжикентская, р. Чирчик	Бетонная таврового сечения	225	4,6	1 400	12,4	24	1,6	ЭГРКМ-150-2	МНУ 8-1/40	4,0
37	Варцихская, р. Риони		189	3,34	13 200	12,15	22,5	2,4	Колонка управления ПОК 100	МНУ 5,6	4,0
38	Кегумская, р. Даугава		180	2,8	23 500	17,81	37,2	3	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 20-2/40	4,0
39	Сальто Гранде, р. Уругвай (Аргентина)		187,5	3,93	23 500	24,4	32,25	2,6	ЭГРК-1Т-200-6	МНУ 36К-2/40Т	4,0
40	Мактаквак, р. Сен-Джон (Канада)	Металлическая круглого сечения	330	5,9	22 500	16,36	24,84	2,54	Фирмы «Вудворд»	МНУ 18С	4,0
41	Собрадиньо, р. Сан-Франциско (Бразилия)	Бетонная таврового	225	4,31	25 000	25,6	42,0	2,63	ЭГРК-1Т-200-6	МНУ 36К-20/40-60	4,0
42	Нижнекамская, р. Кама		210	4,34	27 000	24,3	40,5	3,0	ЭГРК-1Т-200-6	МНУ 30-2/40-3	4,0
43	Чебоксарская, р. Волга		210	4,34	27 000	24,3	40,5	3,0	ЭГРК-1Т-200-6	МНУ 30-2/40	4,0
44	Газалкентская, р. Чирчик		225	4,6	14 000	12,4	24	1,6	ЭГРК-1Т-2,4 150-4	МНУ 8-1/40	4,0
45	Андижанская, р. Кара-Дарья	Металлическая круглого сечения	345	7,15	9 560	5,75	12,0	2,6	ЭГРК-1Т-100-4	МНУ 2,5-1/40	4,0

Продолжение табл. VI.1

1	2	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
46	Джердап II—Железные Ворота II, р. Дунай	С прямоточным подводом	—	—	—	—	34,0	2,6	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 16-1/40-3	4,0
47	Тюямуюньская, р. Аму-Дарья	Бетонная таврового сечения	180	3,06	14 900	13,38	22	2,3	ЭГРК-1Т-100-4	МНУ 8	4,0
48	Днестровская, р. Днестр		225	4,6	17 250	13,8	29	2,85	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 20-2/40	4,0
49	Шамхорская, р. Кура		270	5,5	20 700	15,49	31,5	2,98	ЭГКР-1Т-150-4	МНУ 30-2/40-3	4,0
50	Миатлинская, р. Сулак		270	6,0	17 100	13,8	26,0	3,0	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 20-2/40	4,0
51	Крапивинская, р. Томь		225	5,6	17 250	13,8	29,0	2,7	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 20-2/40	4,0
52	Шульбинская, р. Иртыш		225	5,5	26 000	22,95	33,3	1,83	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 36-2/40	4,0
53	Даугавпилская, р. Даугава	С прямоточным подводом	—	3,3	11 000	—	24,15	2,8	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 16-2/40	4,0
54	Вилюйская III, р. Вилюй	Бетонная таврового сечения	187,5	3,23	20 000	20,87	38,0	2,75	ЭГРК-1Т-150-4	МНУ 20-2/40	4,0
55	Габчиково, р. Дунай (ЧССР)		180	3,45	24 000	22,4	41,0	2,7	ЭГРК-1Т-200-6	МНУ 36-2/40	4,0

Таблица VI.2. Основные данные радиально-осевых и обратимых гидротурбин

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Типоразмер турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска первой турбины	Напор, м			Номинальная мощность при $H_р$, МВт	Номинальная частота вращения n, об/мин
					$H_р$	H_{max}	H_{min}		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Братская, р. Ангара	РО115-В-550	ПО ЛМЗ	1960	96	106	92	230	125
2	Красноярская, р. Енисей	РО115-В-750		1964	93	100,5	76	508	93,8
3	Плявиньская, р. Даугава	РО45-В-600	ПОАТ ХТЗ		34	40	29	85	88,3
4	Бхакра, р. Саледж (Индия)	РО170-В-410	ПО ЛМЗ		121,9	158,5	79,9	127	187,5
5	Наглу, р. Кабул (НРА)	РО75-В-225	ПОАТ ХТЗ	1965	61	75	42	23,5	250
6	Асуанская, р. Нил (АРЕ)	РО75-В-630	ПО ЛМЗ	1966	57,5	74	35	180	100
7	Киевская ГАЭС, р. Днепр	РОНТ18-В-465	ПОАТ ХТЗ	1969	65/69,5	74/70,5	50,5/63,5	40/34,6	166,7
8	Киевская, р. Днепр	РО75-В-300		1970	65	70,5	63	43	166,7
9	Чарвакская, р. Чирчик	РО170-В-410	ПО ЛМЗ	1969	118,5	148,6	90	155	187,5
10	Чиркейская, р. Сулак	РО230-В-450	ПОАТ ХТЗ	1970	170	207	156	256	200

Продолжение табл. VI.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
11	Ингури, р. Кура	РО400-В-450	ПОАТ ХТЗ	1970	325	404	280	265	250
12	Нурекская, р. Вахш	РО310-В-475		1971	223	275	207	310	200
13	Балимела, р. Силеру (Индия)	РО310-В-280	ПО ЛМЗ		257	289,4	257	62	375
14	Лоуэер Силеру, р. Силеру	РО230-В-285		1973	193,6	202,7	173,9	119	300
15	Усть-Илимская, р. Ангара	РО115-В-550			85	90	84	245	125
16	Токтогульская, р. Нарын	РО230-В-535		1974	140	183	100	307	166,7
17	Капивара, р. Парана (Бразилия)	РО75-В-605			50	50	35	163	100
18	Майка, р. Колумбия (Канада)	РО230-В-658		1975	170,7	182,9	131,1	444	128,6
19	Шамбская, р. Воротан	РО310-В-225	ПОАТ ХТЗ	1974	271,5	314,6	257,7	88,2	500
20	Вилюйская II, р. Вилюй	РО75-В-450		1975	55	67	51	88	136,4
21	Сигалда, р. Тунгнаа (Исландия)	РО75-В-315			70,7	74	56	51,7	200

Продолжение табл. VI.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
22	Докан, р. Тигр (Ирак)	РО115-В-330	ПО ЛМЗ	1976	82	95	50	81,8	200
23	Саяно-Шушенская, р. Енисей	РО230-В-677		1977	194	220	175	650	142,8
24	Саит I, р. Пис-Ривер (Канада)	РО45-В-800		1978	39,62	42,67	36,58	179	66,7
25	Пурнари, р. Арактос (Греция)	РО75-В-425	ПОАТ ХТЗ	1980	68	79	48,5	103	150
26	Курпсайская, р. Нарын	РО115-В-500			91,5	101	90,5	206	136,4
27	Жинвали, р. Арагви	РО170-В-180		1982	128	155,9	108	33,5	428,6
28	Жинвали, р. Арагви	РО170-В-180			128	155,9	108	33,5	428,6
29	Зеленчуки, р. Зеленчуки	РО230-В-224		—	234	241,2	231	82	428,6
30	Зеленчуки, р. Зеленчуки	РО230-В-224			234	241,2	231	82	428,6
31	Байпазинская, р. Вахш	РО75-В-620		1984	54	60,0	41	153	100
32	Ирганайская, р. Сулак	РО250-В-425		—	168	201,7	147	205	200
33	Загорская ГАЭС, р. Кунья	РОНТ115-В-630	ПО ЛМЗ	1984	100/105	111	91	205/217	150

Продолжение табл. VI.2

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Высота отсасывания при $H_р$, м	Гидравлическое осевое усилие турбины, т	Масса турбины (закладные части+рабочие механизмы)	Рабочее колесо			Вал		
					Номинальный диаметр, м	Число лопастей	Масса, т	Наружный диаметр, м	Длина, м	Масса, т
1	2	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1	Братская, р. Ангара	0,0	555	580	5,5	14	103,4	1,5	3,89	32,7
2	Красноярская, р. Енисей	—2,8	1250	1350	7,5		245,4	2,3	7,7	100
3	Плявиньская, р. Даугава	2,75	380	535	6,0	15	122,7	1,3	6,3	31,8
4	Бхакра, р. Саледж (Индия)	0	575	337	4,1	14	37,5	0,99	3,56	17,5
5	Наглу, р. Кабул (НРА)	—1,0	109	109	2,4		8,0	0,6	2,5	3,62
6	Асуанская, р. Нил (АРЕ)	—0,5	1070	728	6,3		129,2	1,5	6,87	60,7
7	Киевская ГАЭС, р. Днепр	—4,3	200	210	4,65	6	40	0,8	2,875	8,1
8	Киевская, р. Днепр	3,2	130	137,5	3,0	14	17,73	0,8	2,88	6,7
9	Чарвакская, р. Чирчик	0,0	540	320,6	4,1	15	37,5	1,0	4,7	24,3
10	Чиркейская, р. Сулак	—6,0	750	660	4,5	17	51,66	1,4	5,45	28,5

Продолжение табл. VI.2

1	2	11	12	13	14	15	16	17	18	19
11	Ингури, р. Кура	—7,8	670	460	4,5	13	70,3	1,4	4,69	26
12	Нурекская, р. Вахш	—9,3	940	590	4,75	15	67,1	1,4	4,395	30,4
13	Балимела, р. Силеру (Индия)	—2,0	240	194	2,8	19	10,9	0,65	4,41	9,7
14	Лоуэер Силеру, р. Силеру (Индия)	—6,0	350	278,8	2,85		15,6	0,8	4,3	18
15	Усть-Илимская, р. Ангара	—4,0	800	587	5,5	16	71,68	1,2	8,78	60,6
16	Токтогульская, р. Нарын	—5,0	1000	695	5,35		69,17	1,5	6,1	53,6
17	Капивара, р. Парана (Бразилия)	—4,0	850	1280	6,05	14	105,85	1,2	7,54	50,3
18	Майка, р. Колумбия (Канада)	—3,0	675	1400	6,58	16	160	1,8	8,87	98,9
19	Шамбская, р. Воротан	—6,85	265	235	2,25	15	8,12	0,6	4,63	8,2
20	Вилюйская II, р. Вилюй	0,65	480	440	4,5	16	47,17	1,1	4,25	15,6
21	Сигалда, р. Тунгнаа (Исландия)	1,0	220	227	3,15		22	0,8	4,3	9,5

Продолжение табл. VI.2

1	2	11	12	13	14	15	16	17	18	19
22	Докан, р. Тигр (Ирак)	—2,6	300	238,7	3,3	16	20,1	0,87	5,94	21,6
23	Саяно-Шушенская, р. Енисей	—7,5	1400	1211	6,77		153,7	1,945	7,17	95,7
24	Саит I, р. Пис-Ривер (Канада)	—1,0	900	1708	8,0	14	205,5	1,6	9,56	79
25	Пурнари, р. Арактос (Греция)	—1,0	448	414	4,25		44,0	1,0	5,98	30,2
26	Курпсайская, р. Нарын	—4,0	750	613	5,156	16	62,5	1,4	9,28	47,3
27	Жинвали, р. Арагви	—8,45	103,7	116,5	1,8	14	22,75	0,615	3,83	6,29
28	Жинвали, р. Арагви	—8,45	103,7	81	1,8		4,5	0,5	3,47	3,81
29	Зеленчуки, р. Зеленчуки	—8,5	200	132	2,24	16	8,0	0,6	5,34	9,95
30	Зеленчуки, р. Зеленчуки	—8,5	200	119	2,24		8,0	0,6	5,34	9,95
31	Байпазинская, р. Вахш	—0,4	650	640	6,2	14	115	1,4	6,6	40,5
32	Ирганайская, р. Сулак	—4,9	650	410	4,25	16	45	1,12	4,8	23,3
33	Загорская ГАЭС, р. Кунья	—15	620	984	6,3	8	112	1,4	7,65	58,3

Продолжение табл. VI.2

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Направляющий подшипник			Направляющий аппарат					
		Материал вкладыша	Диаметр, м	Масса, т	Высота лопатки b_0, м	Диаметр D_0, м	Число лопаток	Материал втулок цапф лопаток	Максимальное открытие, мм	Масса, т
1	2	20	21	22	23	24	25	26	27	28
1	Братская, р. Ангара	Резина	1,52	8,45	1,1	6,4	24	Древесный пластик	430	155,5
2	Красноярская, р. Енисей		2,39	15,0	1,88	8,7			600	387,0
3	Плявиньская, р. Даугава		1,33	4,4	2,1	7,1			530	188,4
4	Бхакра, р. Саледж (Индия)	Баббит	1,0	6,76	0,82	4,75		Бронза	305	85,8
5	Наглу, р. Кабул (НРА)	Резина	0,617	1,6	0,56	2,65	16	Древесный пластик	260	19,5
6	Асуанская, р. Нил (АРЕ)	Баббит	1,9	7,85	1,89	7,3	24	Бронза	560	221,2
7	Киевская ГАЭС, р. Днепр	Резина	0,82	2,2	0,68	5,4	16	Древесный пластик	405	66,7
8	Киевская, р. Днепр		0,82	1,6	0,75	3,5	24		225	32
9	Чарвакская, р. Чирчик		1,02	2,4	0,82	4,75			315	85,9
10	Чиркейская, р. Сулак	Баббит	1,8	11,9	0,72	5,4		Бронза	375	115

Продолжение табл. VI.2

1	2	20	21	22	23	24	25	26	27	28
11	Ингури, р. Кура	Баббит	1,8	11,9	0,45	5,4	24	Бронза	260	155,7
12	Нурекская, р. Вахш		1,8	11,9	0,57	5,8			330	142,5
13	Балимела, р. Силеру (Индия)		0,95	2,5	0,28	3,3			155	37,4
14	Лоуэер Силеру, р. Силеру		1,1	2,7	0,45	3,4			205	52
15	Усть-Илимская, р. Ангара	Резина	1,57	8,1	1,79	6,87	20	Эпоксидный компаунд	507	172
16	Токтогульская, р. Нарын	Баббит	1,95	20,5	1,06	6,3		Бронза	470	203
17	Капивара, р. Парана (Бразилия)		1,6	15,0	2,12	7,3	24		550	328
18	Майка, р. Колумбия (Канада)		2,1	21,0	1,03	7,9	20	Эпоксидный компаунд	500	248
19	Шамбская, р. Воротан		0,88	3,6	0,27	2,75	16	Бронза	265	48,2
20	Вилюйская II, р. Вилюй		1,115	6,5	1,57	5,65	24	Древесный пластик	385	108,3
21	Сигалда, р. Тунгнаа (Исландия)		1,15	6,8	1,02	3,93	20	Тефлон	285	55,5

Продолжение табл. VI.2

1	2	20	21	22	23	24	25	26	27	28
22	Докан, р. Тигр (Ирак)	Баббит	1,2	6,9	1,07	4,12	20	Эпоксидный компаунд	280	60,5
23	Саяно-Шушенская, р. Енисей	Резина	1,97	11,5	1,17	7,9			520	352
24	Саит I, р. Пис-Ривер (Канада)	Баббит	2,1	20,5	2,54	9,7	24		712	419
25	Пурнари, р. Арактос (Греция)		1,02	2,9	1,27	5,3		Тефлон	340	95,0
26	Курпсайская, р. Нарын		1,8	5,16	1,63	6,25	20	Эпоксидный компаунд	450	161,2
27	Жинвали, р. Арагви		0,79	3,6	0,36	2,35	16	Бронза	240	23,9
28	Жинвали, р. Арагви		0,52	2,98	0,36	2,35			240	20,5
29	Зеленчуки, р. Зеленчуки		0,83	4,0	0,36	2,69	20	Эпоксидный компаунд	160	40
30	Зеленчуки, р. Зеленчуки		0,83	4,0	0,36	2,69			160	32
31	Байпазинская, р. Вахш		1,8	17,6	2,1	7,56	24		510	195
32	Ирганайская, р. Сулак		1,52	14,0	0,75	5,1	20		320	95
33	Загорская ГАЭС, р. Кунья		1,8	14,2	1,1	7,5			535	339

Продолжение табл. VI.2

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Сервомоторы направляющего аппарата				
		Тип и расположение	Число	Диаметр, мм	Максимальный ход, мм	Масса, т
1	2	29	30	31	32	33
1	Братская, р. Ангара	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	560	570	3,67
2	Красноярская, р. Енисей	Прямоосный сдвоенный, на опоре пяты		750 650	730	8,84
3	Плявиньская, р. Даугава	Торовый и дополнительно два прямоосных		500	530	3,5
4	Бхакра, р. Саледж (Индия)	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины		400	415	2,2
5	Наглу, р. Кабул (НРА)	Прямоосный, в шахте турбины		400	285	1,2
6	Асуанская, р. Нил (АРЕ)	Прямоосный сдвоенный, на опоре пяты		500	780	5,4
7	Киевская ГАЭС, р. Днепр	Прямоосный, в шахте турбины		450	375	1,9
8	Киевская, р. Днепр			350	350	1,4
9	Чарвакская, р. Чирчик	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины		400	450	2,4

Продолжение табл. VI.2

1	2	29	30	31	32	33
10	Чиркейская, р. Сулак	Прямоосный, в шахте	2	700	540	5,1
11	Ингури, р. Кура			700	440	6,6
12	Нурекская, р. Вахш			750	510	7,2
13	Балимела, р. Силеру (Индия)	Прямоосный, на спиральной камере		300	316	0,66
14	Лоуэр Силеру, р. Силеру (Индия)			400	470	2,5
15	Усть-Илимская, р. Ангара	Прямоосный, на крышке турбины	4	500	665	2,0
16	Токтогульская, р. Нарын	Прямоосный, в шахте	2	900	625	9,82
17	Капивара, р. Парана (Бразилия)	Прямоосный сдвоенный, на опоре пяты		500	840	4,97
18	Майка, р. Колумбия (Канада)	Прямоосный, с опорой на статор	4	700	605	5,87
19	Шамбская, р. Воротан	Прямоосный в шахте	2	400	400	1,55
20	Вилюйская II, р. Вилюй			600	575	4,6
21	Сигалда, р. Тунгнаа (Исландия)			450	425	2,2

Продолжение табл. VI.2

1	2	29	30	31	32	33
22	Докан, р. Тигр (Ирак)	Прямоосный, вне шахты турбины	2	550	330	2,9
23	Саяно-Шушенская, р. Енисей	Прямоосный индивидуальный	20	400	310	1,39
24	Саит I, р. Пис-Ривер (Канада)	Прямоосный, на крышке турбины	4	600	1005	3,93
25	Пурнари, р. Арактос (Греция)	Прямоосный, в шахте	2	600	500	4,65
26	Курпсайская, р. Нарын			700	625	9,2
27	Жинвали, р. Арагви	Прямоосный, на спиральной камере		350	240	1,3
28	Жинвали, р. Арагви			350	275	1,3
29	Зеленчуки I, р. Зеленчуки			400	350	1,6
30	Зеленчуки, р. Зеленчуки			400	350	1,6
31	Байпазинская, р. Вахш	Прямоосный, на крышке турбины	4	500	800	3,26
32	Ирганайская, р. Сулак	Прямоосные, в шахте	2	700	500	9,0
33	Загорская ГАЭС, р. Кунья	Прямоосный индивидуальный	20	400	310	1,4

Продолжение табл. VI.2

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Статор				Спиральная камера			
		Число колонн с зубом, шт.	Входной диаметр по колоннам, мм	Выходной диаметр по колоннам, мм	Масса, т	Исполнение	Угол охвата в плане, ... °	$v_{ср}$ во входном сечении, м/с	Максимальная ширина в плане, мм
1	2	34	35	36	37	38	39	40	41
1	Братская, р. Ангара	12	8 400	7 300	66,7	Металлическая круглого сечения	345	6,6	18 000
2	Красноярская, р. Енисей		11 800	10 000	180		345	9,9	26 000
3	Плявиньская, р. Даугава		9 350	8 150	57,2	Бетонная таврового сечения	270	4,3	16 850
4	Бхакра, р. Саледж (Индия)		6 760	5 450	31,1	Металлическая круглого сечения	345	7,8	13 500
5	Наглу, р. Кабул (НРА)	8	3 750	3 200	10,1		345	6,4	8 000
6	Асуанская, р. Нил (АРЕ)	12	10 125	8 550	109,0	Бетонная таврового сечения	285	6,7	18 800
7	Киевская ГАЭС, р. Днепр	12	7 040	6 210	27,0	Металлическая круглого сечения	345	7,7	12 200
8	Киевская, р. Днепр		4 700	4 000	18,2		345	6,0	10 000
9	Чарвакская, р. Чирчик		6 800	5 450	57,7		345	10,9	12 600

Продолжение табл. VI.2

1	2	34	35	36	37	38	39	40	41
10	Чиркейская, р. Сулак	12	7 350	6 150	52,5	Смешанной конструкции, сталежелезобетонная	345	10,1	14 800
11	Ингури, р. Кура		6 940	6 100	72,6		360	12,8	11 200
12	Нурекская, р. Вахш		8 620	6 750	107,9	Смешанная конструкция сталежелезобетонная	345	10,0	15 580
13	Балимела, р. Силеру (Индия)		4 344	3 820	63,0	Металлическая круглого сечения заодно со статором	360	11,2	7 600
14	Лоуэр Силеру, р. Силеру (Индия)		4 755	3 940	36,7		351	13,0	9570
15	Усть-Илимская, р. Ангара	18	9 500	7 846	102,8	Металлическая круглого сечения	351	9,2	19 599
16	Токтогульская, р. Нарын	20	7 830	7 168	131,9		351	11,5	16 800
17	Капивара, р. Парана (Бразилия)	24	10 000	8 400	172,3		345	6,6	24 800
18	Майка, р. Колумбия (Канада)	19	11 700	9 100	236		342	9,8	20 000
19	Шамбская, р. Воротан	12	4 450	3 600	60,2		345	10,7	8 000
20	Вилюйская II, р. Вилюй		7 450	6 550	51,6		342,5	6,4	16 515
21	Сигалда, р. Тунгнаа (Исландия)	18	Переменный 5260	4 560	34,5		351	6,8	11 000

Продолжение табл. VI.2

1	2	34	35	36	37	38	39	40	41
22	Докан, р. Тигр (Ирак)	18	5 300	4 740	44,5	Металлическая круглого сечения	351	10,4	11 540
23	Саяно-Шушенская, р. Енисей	19	11 800	9 100	252,6	Смешанная конструкция сталежелезобетонная	342	12,4	20 700
24	Саит I, р. Пис-Ривер (Канада)	22	13 350	10 900	264	Металлическая круглого сечения	351	6,57	27 720
25	Пурнари, р. Арактос (Греция)	12	6 900	5 900	66,0		345	7,98	14 615
26	Курпсайская, р. Нарын	10	8 570	7,470	72		345	8,67	18 230
27	Жинвали, р. Арагви	8	3 300	2 700	34,3	Металлическая круглого сечения заодно со статором	345	8,8	6 030
28	Жинвали, р. Арагви		3 300	2 700	31,0		345	8,8	6 030
29	Зеленчуки I, р. Зеленчуки	10	4 250	3 400	28		350	11,35	7 470
30	Зеленчуки, р. Зеленчуки		4 050	3 200	18,26		350	11,35	7 300
31	Байпазинская, р. Вахш	12	10 100	8 600	94,0		345	6,4	22 350
32	Ирганайская, р. Сулак	19	Переменный 6 900	5 875	54,0		342	10,0	13 330
33	Загорская ГАЭС, р. Кунья		9 800	8 350	193	Металлическая круглого сечения	351	10,6	17 800

Продолжение табл. VI.2

№ пп.	ГЭС, место ее установки	Отсасывающая труба			Регулятор	Маслонапорная установка	
		Высота, м	Длина, м	$v_{ср}$ в выходном сечении, м/с		Тип	Давление масла, МПа
1	2	42	43	44	45	46	47
1	Братская, р. Ангара	14,3	22,0	3,0	ЭРГ-150	МНУ 12,5	2,5
2	Красноярская, р. Енисей	19,5	30,0	3,47	ЭГРМ-150-3	МНУ 20-2	4,0
3	Плявиньская, р. Даугава	13,8	24,0	3,2	ЭГР-100	МНУ 5,6	4,0
4	Бхакра, р. Саледж (Индия)	9,99	17,7	2,1	ЭГР-100-3	МНУ 5,6	4,0
5	Наглу, р. Кабул (НРА)	6,13	12,3	2,5	Р-100	МНУ 1,6-1	2,5
6	Асуанская, р. Нил (АРЕ)	21,3	25,0	2,84	ЭГР-150-3	МНУ 12,5	4,0
7	Киевская ГАЭС, р. Днепр	8,06	13,5	2,2	РМ-100	МНУ 4	4,0
8	Киевская, р. Днепр	8,4	13,5	2,5	РМ-100	МНУ 4	4,0
9	Чарвакская, р. Чирчик	9,99	20,8	2,5	ЭГР-100-3	МНУ 5,6	4,0

Продолжение табл. VI.2

1	2	42	43	44	45	46	47
10	Чиркейская, р. Сулак	19,2 11,6	41,5 20,25	2,3 2,5	ЭГР2М-100	МНУ 8	4,0
11	Ингури, р. Кура	14,45	22,0	2,9	ЭГР2М-100	МНУ 20	4,0
12	Нурекская, р. Вахш	11,5	23,3	2,4	ЭГР2М-100	МНУ 20	4,0
13	Балимела, р. Силеру (Индия)	6,16	17,5	1,7	ЭГР-2М-100-4	МНУ 1,6-1	4,0
14	Лоуэр Силеру, р. Силеру (Индия)	7,34	22,2	2,0	ЭГР-2М-100-4	МНУ 4А	4,0
15	Усть-Илимская, р. Ангара	14,6	24,75	3,0	ЭГРМ-150-10	МНУ 12,5-1	4,0
16	Токтогульская, р. Нарын	1297 1996	29,5 51,5	2,8	ЭГР-2М-150-4	МНУ 20К-1	4,0
17	Капивара, р. Парана (Бразилия)	15,84	33,45	2,6	ЭГР-2М-150-4	МНУ 15С-1	4,0
18	Майка, р. Колумбия (Канада)	18,38	56,38	2,0	Фирма «Вудворд»	МНУ 18С-2/40-2	4,0
19	Шамбская, р. Воротан	5,85	11,0	2,69	ЭГР-2М-100-4	МНУ 5,6-1	4,0
20	Вилюйская II, р. Вилюй	11,63	23,5	2,0	ЭГР-1Т-100-4	МНУ 5,6-1	4,0
21	Сигалда, р. Тунгнаа (Исландия)	8,0	17,8	2,2	ЭГР-1Т-100-4	МНУ 3,6	4,0

Продолжение табл. VI.2

1	2	42	43	44	45	46	47
22	Докан, р. Тигр (Ирак)	10,96	18,3	2,4	ЭГР-1Т-100-4	МНУ 5,6-1	4,0
23	Саяно-Шушенская, р. Енисей	16,9	27,3	2,8	ЭГР-2И-10-7	МНУ 25-2	6,3
24	Саит I, р. Пис-Ривер (Канада)	20,0	31,3	2,3	Фирма «Вудворд»	МНУ 18С-2	4,0
25	Пурнари, р. Арактос (Греция)	11,09	20,0	1,95	ЭГР-1Т-100-5	МНУ 6,3-1	4,0
26	Курпсайская, р. Нарын	13,3	22,55	2,89	ЭГР-1Т-150-4	МНУ 10-1	4,0
27	Жинвали, р. Арагви	8,955	22,7	1,8	ЭГРК-1Т-100-4	МНУ 8-1	4,0
28	Жинвали, р. Арагви	8,955	22,7	1,8	ЭГР-1Т-100-4	МНУ 4-1	4,0
29	Зеленчуки I, р. Зеленчуки	6,2	10,1	2,37	ЭГР-1Т-100-4	МНУ 8-1	4,0
30	Зеленчуки, р. Зеленчуки	6,2	10,1	2,37	ЭГР-1Т-100-4	МНУ 6,3-1	4,0
31	Байпазинская, р. Вахш	16,1	26,3	1,9	ЭГР-2И1-150-4	МНУ 30/2	4,0
32	Ирганайская, р. Сулак	10,8	21,8	1,7	ЭГР-1Т-159-4	МНУ 8-1	4,0
33	Загорская ГАЭС, р. Кунья	15,6	25,0	2,1	ЭГР-2И-01-10-8	МНУ 20-2	6,3

Примечание. Турбины поз. 10 и 16 по компоновке двухрядные; турбина поз. 27 — опытная с рабочим колесом, которое в аварийных и оперативных режимах является и запорным органом; турбина поз. 30 — опытная с кольцевым затвором.

Таблица VI.3. Основные параметры насос-турбин зарубежных фирм для ГАЭС

№ пп.	ГАЭС, страна-заказчик	Фирма-изготовитель	Год выпуска	Число агрегатов	Напор, м	Расход, м³/с	Мощность, МВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр рабочего колеса D_1, м
1	Икехара-II, Япония	«Хитачи»	1966	2	132 / 129,5	—	110 / 110	150	6,08
2	Нагано, Япония		1967		111 / 107,5	—	120 / 113	150	6,01
3	Бленхайм-Гильбса, США		1969 / 1971	4	358 / 339	—	287 / 300	257	6,06
4	Ладингтон, США		1972	6	113,6 / 107,7	314 / —	323 / 343	112,5	8,34
5	Кастайк, США			6	381 / 328	—	263 / 261	257	5,89
6	Нумаппара, Япония		1973	3	528 / 500	50 / —	250 / 230	375	5,0
7	Биар Свэмп, США		1974	2	225 / 243	125 / —	333 / 298	225	—
8	Охира, Япония		1976		548 / 512	48 / —	275 / 256	400	4,84
9	Окукийстсу, Япония		1977	—	512 / 490	54 / —	— / 260	375	—
10	Окуйошино, Япония		1978	—	539 / 526	39,4 / —	— / 207	514	—
11	Матано, Япония		1984	—	569 / 529	56 / —	— / 309	400	—
12	Тензан, Япония			—	604 / 560	54 / —	— / 308	400	—
13	Кисенияма, Япония	«Тошиба—Хитачи»	1968	2	230 / 220	—	240 / 240	225	5,69
14	Байна Башта, Югославия	«Тошиба»	1976	—	600 / 544	50 / —	299 / 310	428,6	4,73
15	Тамахара, Япония		1982	—	559 / 524	52,5 / —	310 / 335	429	—

Продолжение табл. VI.3

№ пп.	ГАЭС, страна-заказчик	Фирма-изготовитель	Год выпуска	Число агрегатов	Напор, м	Расход, м³/с	Мощность, МВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр рабочего колеса D_1, м
16	Хонкава, Япония	«Мицубиси»	1982	—	557 / 550	55 / —	320 / 315	400	—
17	Том Сок, США	«Аллис-Чалмерс»	1983	2	239 / 253	—	200 / 250	200	6,45
18	Корнуол, США		1966	6	312 / 320	—	270	257	—
19	Кэбин Крик, США			2	— / 364	—	106 / 162	360	—
20	Ярде Крик, США		1965	3	233 / 232	—	142 / 130	240	—
21	Коо, Бельгия		1970	6	277 / 273	—	140 / 125	300	—
22	Бос Коунти, США		1982		335 / 329	—	350 / 457	257,1	6,3
23	Сувиана, Брасимоне	«Гидроарт»	1970	2	— / 377,7	—	— / 169	375	—
24	Тапоро, Япония		1971	3	— / 311,4	—	— / 88	500	—
25	Чаплина, Югославия		1973	2	— / 237	—	— / 271	300	—
26	Чиотас Пиастра, Италия		1974—1975	6	— / 1046,5	—	— / 147,4	600	—
27	Идело, Испания		1976		— / 1224,12	—	— / 122,2	600	—
28	Калайан, Япония		1977	2	— / 286,5	—	— / 158,2	300	—
29	Круахан, Англия	«КМВ—Бовинг»	1965		358 / 343	—	117,6 / 102,2	500	3,2
30	Вилларино, Испания		1969	4	404 / 382	—	125 / 135	600	—
31	Фойерс, Англия		1974	2	183 / 168	—	150	273	—

Продолжение табл. VI.3

№ пп.	ГАЭС, страна-заказчик	Фирма-изготовитель	Год выпуска	Число агрегатов	Напор, м	Расход, м³/с	Мощность, МВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр рабочего колеса D_1, м
32	Динорвик, Англия	«Бовинг»	1978 1983	6	523 535	—	281 313	500	—
33	Окутараджи, Япония	«Такасаго месчинери вок»	1975	4	424 406	56,8 —	277 310	300	5,68
34	Круахан, Англия	«Инглиш Электрик Зульцер»	1965	2	366 343	—	100	600	2,74
35	Лох Слой, Англия	«Инглиш Электрик»	Проект	4	— 276	—	— 300	—	—
36	Бук Кросс, Англия			2	— 185	—	— 300	—	—
37	Сенека, США	«Ньюпорт Ньюс»			208 228	—	238 175	—	—
38	Мадди Ран, США	«Болдуин—Лима»	1967	8	100 108	—	128 112	180	—

Примечание. В числителе дроби приведены данные для насоса, в знаменателе — для турбины.

тельстве ГАЭС. В настоящее время широкое применение на аккумулирующих электростанциях нашли установки обратимых (двухмашинных) агрегатов. По энергетическим характеристикам, удобству в эксплуатации и надежности такие установки близки к первому варианту, но при этом значительно сокращаются цикл и капитальные затраты на строительство здания, водоводов, устанавливаемого энергетического и вспомогательного оборудования. Схемы установок обратимых агрегатов аналогичны схемам для обычных ГЭС. В зависимости от напора и компоновки подводящей части перед спиральной камерой (водоводом) устанавливают дисковые или шаровые затворы, а в головном сооружении — быстродействующие щитовые затворы.

Габаритные размеры, масса и конструктивные данные важнейших узлов большинства гидротурбин, изготовленных отечественными заводами, приведены в табл. VI.1 и VI.2. Основные параметры некоторых насос-турбин зарубежных фирм для ГАЭС приведены в табл. VI.3.

VI.2. КОНСТРУКЦИИ НЕКОТОРЫХ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ТУРБИН

Гидротурбины Нижнекамской ГЭС. На Нижнекамской ГЭС установлены вертикальные поворотно-лопастные гидротурбины ПЛ20/811-В-1000, изготовленные ПО ЛМЗ. Турбины соединены непосредственно с генераторами зонтичного типа трехфазного тока номинальной мощностью 91 800/78 000 кВА/кВт. Работа турбин в генераторном режиме предусмотрена для напоров 6,5—18,5 м, предусмотрена также работа агрегата в режиме синхронного компенсатора. Расстояние между осями агрегатов

составляет 29 м. Управление турбиной осуществляется с помощью автоматического регулятора ЭГРК-1Т-200-6 и маслонапорной установки МНУ30-2/40-3. Автоматический контроль состояния узлов турбины осуществляется электропанелью КА. Основное оборудование установлено в здании ГЭС руслового типа, входящем в состав сооружений, создающих напор. Подвод воды к турбине из верхнего бьефа осуществляется по короткому бетонному водоводу через бетонную спиральную камеру с углом охвата 210°, трапецеидальной формой сечений и бычком шириной 2,5 м. На входных участках водовода нет быстропадающих щитов, а предусмотрены лишь пазы для ремонтных

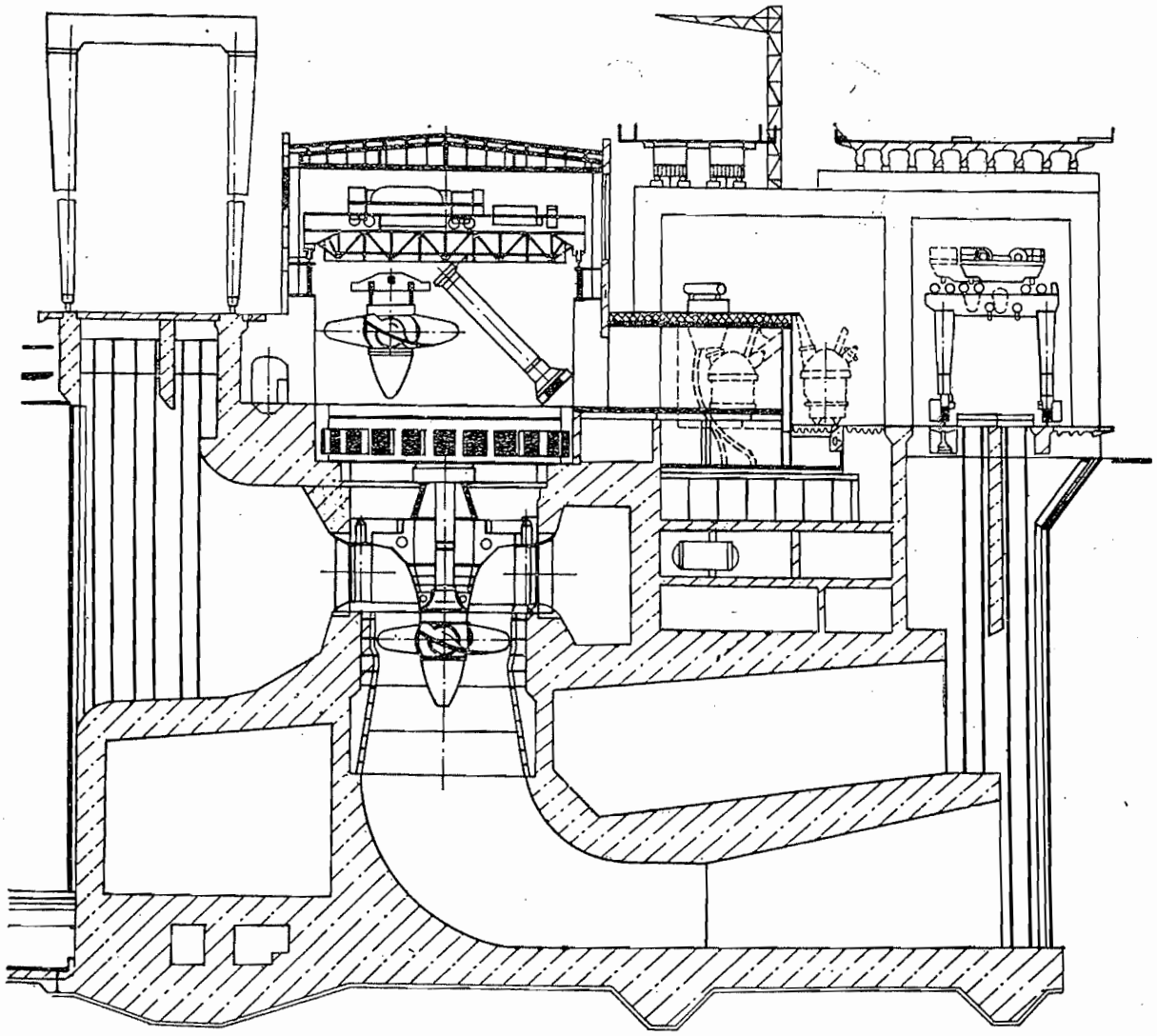


Рис. VI.7. Установка турбины Нижнекамской ГЭС

затворов, устанавливаемых с помощью козлового крана. От турбины вода отводится изогнутой отсасывающей трубой высотой $h = 2{,}43D_1$, длиной 40 500 мм и разделительным бычком шириной 2,5 м, установленным в выходном диффузоре (рис. VI.7 и рис. VI.8).

Конус отсасывающей трубы имеет двухъярусную металлическую облицовку высотой 6,2 м. Камера рабочего колеса выполнена в виде четырехъярусной металлической конструкции с применением двухслойной стали (на трех нижних ярусах, без механической обработки). Статор турбины включает 12 колонн, объединенных сверху сварным верхним поясом. Внизу колонны опираются непосредственно на фундаментные плиты. Проточная часть в зоне установки этих плит формируется облицовкой низа спиральной камеры, состоящей из отдельных листов, сваренных с колоннами и между собой.

Ротор турбины, состоящий из рабочего колеса, вала и штанг, соединен верхним фланцем вала со ступицей ротора генератора посредством призонных и обычных болтов. Ротор гидроагрегата направляется двумя подшипниками, из них один относятся к генератору. Подпятник располагается на специальной опоре, опирающейся на крышку турбины. Направляющий подшипник выполнен с десятью обрезиненными

сегментами и смазывается водой. Основная подача воды для питания подшипника осуществляется водоводом техводоснабжения ГЭС, резервная — из спиральной камеры.

В турбине применен направляющий аппарат с 28 направляющими лопатками высотой $0{,}43D_1$. Детали направляющего аппарата: опора подпятника, регулирующее

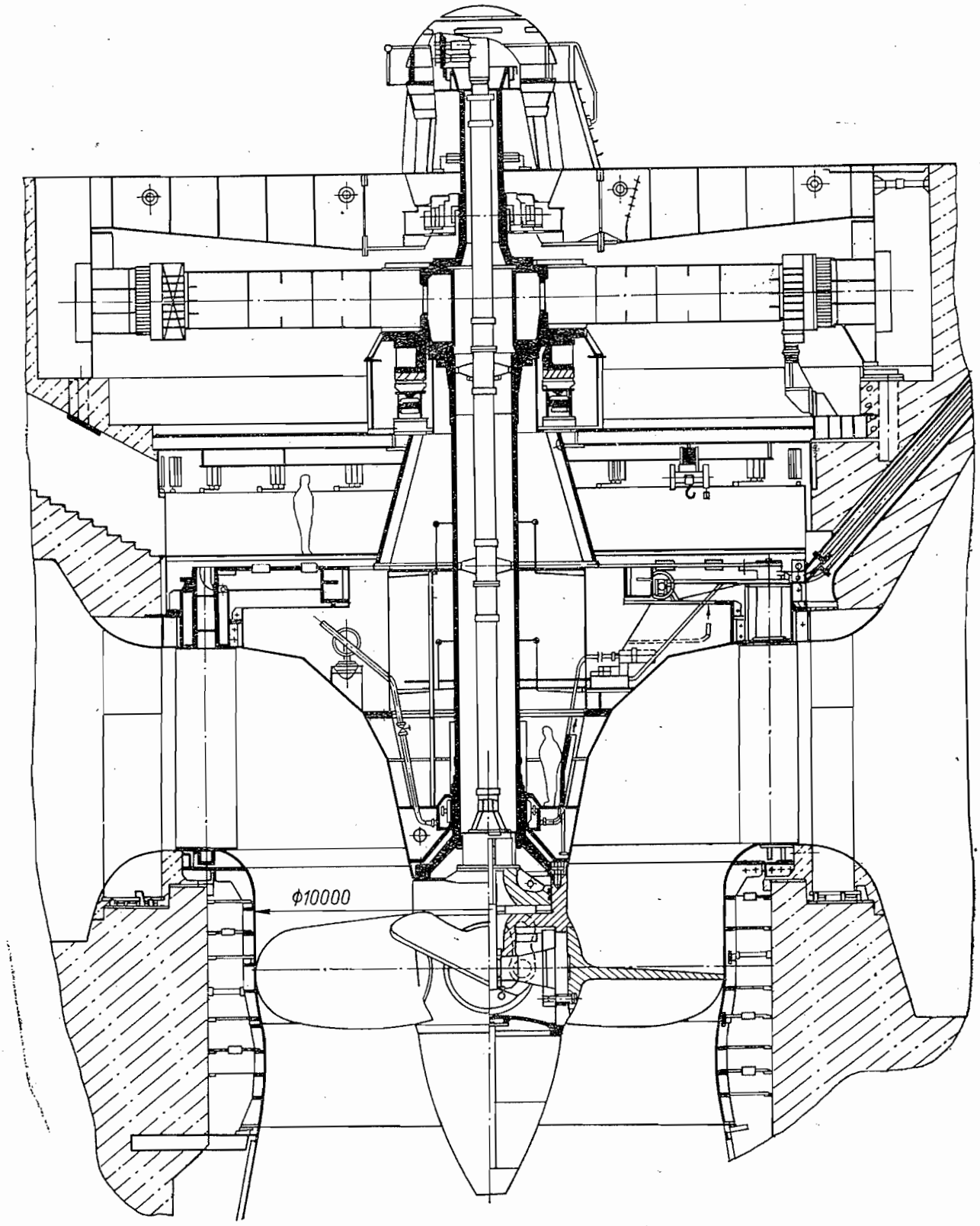


Рис. VI.8. Турбина Нижнекамской ГЭС

кольцо, крышка турбины, верхнее и нижнее кольца выполнены в виде сварных конструкций из листового проката. Направляющие лопатки — сварные, из листового проката, с коваными цапфами, облицованными в местах опор листовой коррозионностойкой сталью. Подшипники лопаток выполнены с антифрикционным неметаллическим слоем, не требующим смазки. Для уменьшения протечек через закрытый

направляющий аппарат поверхности касания смежных лопаток и торцы профильной части уплотняются резиновыми шнурами. В качестве предохранительных устройств применены срезные пальцы, состояние которых контролируется электрическими датчиками. Поворот лопаток направляющего аппарата осуществляется четырьмя прямоосными сервомоторами одинарного действия диаметром 450 мм.

Рабочее колесо турбины имеет четыре лопасти, закрепленные в корпусе с помощью отъемных цапф и рычагов. Для перестановки лопастей применен механизм бескрестовинного типа. Все подвижные соединения в рабочем колесе работают на бронзовых втулках, а внутренняя область колеса полностью заполнена маслом. Вал турбины сварнокованый с наружным диаметром 1400 мм и длиной 10,875 м. В зоне установки турбинного подшипника имеется приварная облицовка из коррозионностойкой стали. На верхнем торце ротора установлен маслоприемник сварной конструкции, связывающий штанги рабочего колеса с масляным трубопроводом от золотника регулятора и сливным трубопроводом с баком МНУ.

Турбина снабжена вспомогательными устройствами и механизмами, к числу которых относятся: водяной и воздушный трубопроводы с необходимой арматурой, обеспечивающие питание водой направляющего подшипника, откачку воды из крышки турбины и отжатие воды из камеры рабочего колеса при переходе в режим синхронного компенсатора (СК); масляный трубопровод системы регулирования, соединяющий отдельные элементы системы; обратные связи сервомоторов направляющего аппарата и рабочего колеса в виде тросовых передач с роликами и командоаппаратом; установка блоков автоматики с контрольными щитами измерительных приборов, воздушного питания, расхода воды через турбину, уровней отжатия воды в режиме СК, освещения и электропроводки; установка монорельса грузоподъемностью 2 т в шахте турбины; лекажный агрегат, клапаны срыва вакуума и центробежные насосы откачки протечек из крышки турбины; освещение и электропроводка в шахту турбины.

Все гидротурбинное оборудование располагается в здании ГЭС в местах, соответствующих назначениям того или иного узла. Регуляторное оборудование (МНУ и ЭГРК) располагается непосредственно на отметке машинного зала. Дополнительным аварийным средством остановки ротора турбины является аварийный золотник, подающий под давлением масло в сервомоторы направляющего аппарата, минуя главный золотник регулятора.

Гидротурбины Саратовской ГЭС. В здании русловой станции установлены 21 вертикальная и две опытные горизонтальные поворотно-лопастные турбины, которые по размерам, расходу воды и мощности при низких напорах являются крупнейшими в отечественной и зарубежной практике.

Вертикальная поворотно-лопастная гидротурбина (рис. VI.9) мощностью 59,3 МВт при расчетном напоре 9,7 м служит приводом зонтичного генератора трехфазного тока мощностью 57,2 МВт. При минимальном напоре 6,5 м обеспечивается мощность 28,7 МВт. Номинальная частота вращения турбины 50 об/мин. Разгонная частота вращения не превышает 110 об/мин (при сохранении комбинаторной зависимости). Турбины изготовлены ПО ЛМЗ и ПОАТ ХТЗ. Подпятник генератора установлен на опоре, опирающейся непосредственно на крышку турбины. Подвод воды к турбине осуществляется бетонной спиральной камерой трапецеидального сечения с приподнятым потолком. Угол охвата спиральной камеры в плане равен 136°. Такая конструкция спиральной камеры позволила разместить между агрегатами водосбросы, тем самым сократить сливной фронт плотины. Вода от турбины отводится бетонной изогнутой отсасывающей трубой высотой $2{,}2516D_1$ и длиной $3{,}785D_1$. Для предотвращения фильтрации воды и размыва бетона верхний и нижний конусы спиральной камеры, а также конус отсасывающей трубы облицованы тонкими стальными листами.

Рабочее колесо турбины типа ПЛ15/661 $D_1 = 10{,}3$ м имеет четыре поворотные лопасти, отлитые из коррозионно-стойкой стали. Диаметр втулки рабочего колеса по сфере равен 3,6 м, что составляет $0{,}35D_1$. Поворот осуществляется кривошипно-шатунным механизмом, расположенным внутри корпуса рабочего колеса и приводимым в движение сервомотором. Поршень отделяет полость открытия от полости закрытия лопастей. При ходе лопастей на закрытие под давлением масла находится вся внутренняя полость корпуса под поршнем. Для предотвращения попадания воды в корпус рабочего колеса и утечек из него масла на периферии фланцев лопастей установлены съемные наружные уплотнения.

Вал турбины сварноковано-литой; нижний фланец вала служит крышкой рабочего колеса. Внутри полых валов турбины и генератора расположены трубчатые штанги, по которым подается масло под давлением от маслонапорной установки через

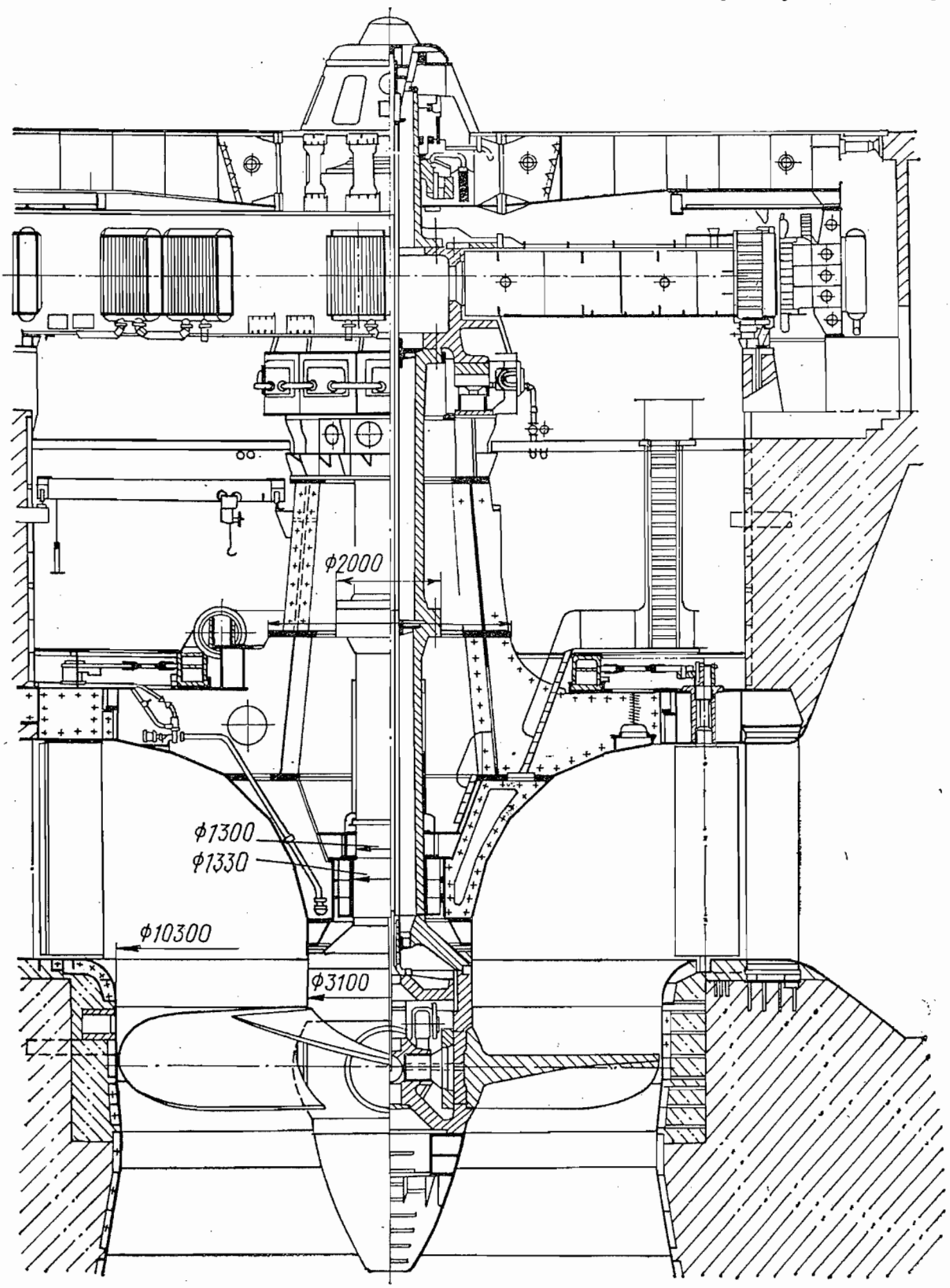


Рис. VI.9. Турбина Саратовской ГЭС

главный золотник регулятора и маслоприемник к полостям сервомотора рабочего колеса. Маслоприемник размещен над ротором генератора на верхней крестовине.

Направляющий аппарат состоит из 32 направляющих лопаток симметричного профиля, механизма поворота со срезными предохранительными пальцами, регулирующего кольца, крышки турбины и конуса.

Все кольцевые детали выполнены сварными и разъемными из частей, скрепляемых болтами. В гидротурбинах, поставленных ПОАТ ХТЗ, поворот направляющих лопаток осуществляется двумя сервомоторами торового типа (диаметр поршня 700 мм), неподвижные плунжеры которых закреплены на крышке турбины, а подвижные цилиндры скреплены с регулирующим кольцом. Регулирующее кольцо связано серьгами с рычагами лопаток. Для возможной выемки любой из направляющих лопаток в кольце статора имеются фигурные вырезы, которые сверху перекрываются фигурными фланцами корпусов верхних подшипников, а снизу привариваемыми фигурными заглушками. Для уменьшения протечек воды через закрытый направляющий аппарат на лопатках, в местах их соприкосновения, на верхнем и нижнем кольцах направляющего аппарата установлены профильные резиновые уплотнительные шнуры.

Направляющий подшипник турбины выполнен с обрезиненным вкладышем; смазывание и охлаждение подшипника производится водой через фильтр из трубопровода технического водоснабжения ГЭС. Резервирование воды для смазывания осуществляется от второго такого же трубопровода. В зоне установки направляющего подшипника вал турбины облицован листами из коррозионно-стойкой стали.

Статор турбины, воспринимающий осевое давление воды, массу ротора агрегата и частично массу железобетонных конструкций здания ГЭС, состоит из сварного кольца статора, которое одновременно является и верхним кольцом направляющего аппарата, и присоединенных к нему болтами шестнадцати сварно-литых профилированных колонн. Камера рабочего колеса — сварная, выполненная из двухслойной стали без механической обработки. Омываемая водой поверхность камеры рабочего колеса выполнена из коррозионно-стойкой стали. Такая конструкция камеры рабочего колеса была впервые применена на всех турбинах ГЭС. В настоящее время такое конструктивное решение камеры рабочих колес применяется при изготовлении всех крупных поворотно-лопастных турбин.

Регулирование гидротурбины осуществляется электрогидравлическим регулятором типа ЭГРК-150. Питание системы регулирования маслом под давлением производится от маслонапорной установки типа МНУ 25-40. Противоаварийная защита агрегата осуществляется механизмом ограничения открытия регулятора в случае падения давления масла в МНУ и прекращения подачи воды на смазывание направляющего подшипника турбины. Противоразгонная защита осуществляется регулятором скорости, обеспечивающим переход агрегата на холостой ход и устойчивую работу при номинальной частоте вращения, а в случае выхода из строя регулятора — золотником аварийного закрытия. Для закрытия направляющего аппарата в случае падения давления масла в МНУ агрегата предусмотрено резервирование от соседней МНУ через золотник резервирования.

Гидротурбина Вилюйской ГЭС I. На Вилюйской ГЭС I в СССР впервые установлены изготовленные ПОАТ ХТЗ высоконапорные поворотно-лопастные гидротурбины ПЛ70/5а-В-410. Здание станции — подземное. Турбина служит приводом подвесного генератора. Номинальная мощность турбины 79,5 МВт обеспечивается при напорах от 55 м (расчетного) до 68 м (максимального); частота вращения — 187,5 об/мин (рис. VI.10).

Регулирование турбины осуществляется электрогидравлическим регулятором типа ЭГРК-100. Система регулирования обеспечивается маслом под давлением от маслонапорной установки типа МНУ 12,5-4,0. Противоразгонная защита осуществляется регулятором скорости, а в случае выхода регулятора из строя и повышения частоты вращения до 115 % от номинальной — золотником аварийного закрытия. При повышении частоты вращения агрегата свыше 155 % от номинальной подается импульс на закрытие дискового затвора, установленного перед спиральной камерой.

Подвод воды к турбине осуществляется через металлический трубопровод и спиральную камеру круглого сечения с углом охвата в плане 345°. На входных участках водоводов имеются ремонтные щитовые затворы, устанавливаемые с помощью козлового крана. Вода от турбины отводится бетонной изогнутой отсасывающей трубой с коленом торообразного типа, круглые сечения которого переходят в диффузор с овальными сечениями. Высота трубы составляет $4{,}7D_1$, длина — $11{,}7D_1$. Для предотвращения фильтрации воды и размыва бетона конус отсасывающей трубы облицован стальными листами.

Статор турбины состоит из верхнего и нижнего поясов, соединенных между собой 12 литыми профилированными колоннами.

Рабочее колесо турбины типа ПЛ5а-В-410 диаметром $D_1 = 4{,}1$ м имеет восемь поворотных лопастей, отлитых из коррозионно-стойкой стали заодно с цапфами. Втулочное отношение — 0,547. Поворот лопастей осуществляется механизмом, расположенным внутри корпуса рабочего колеса и приводимым в движение дифференциальным поршнем сервомотора, соединенным со штоком. Шток соединен с маслопроводящими штангами, проходящими сквозь полый вал турбины к маслоприемнику. Между фланцами лопастей и корпусом рабочего колеса установлены съемные наружные уплотнения. Конструкция уплотнения позволяет производить смену манжет и частичную разборку уплотнения без демонтажа лопасти.

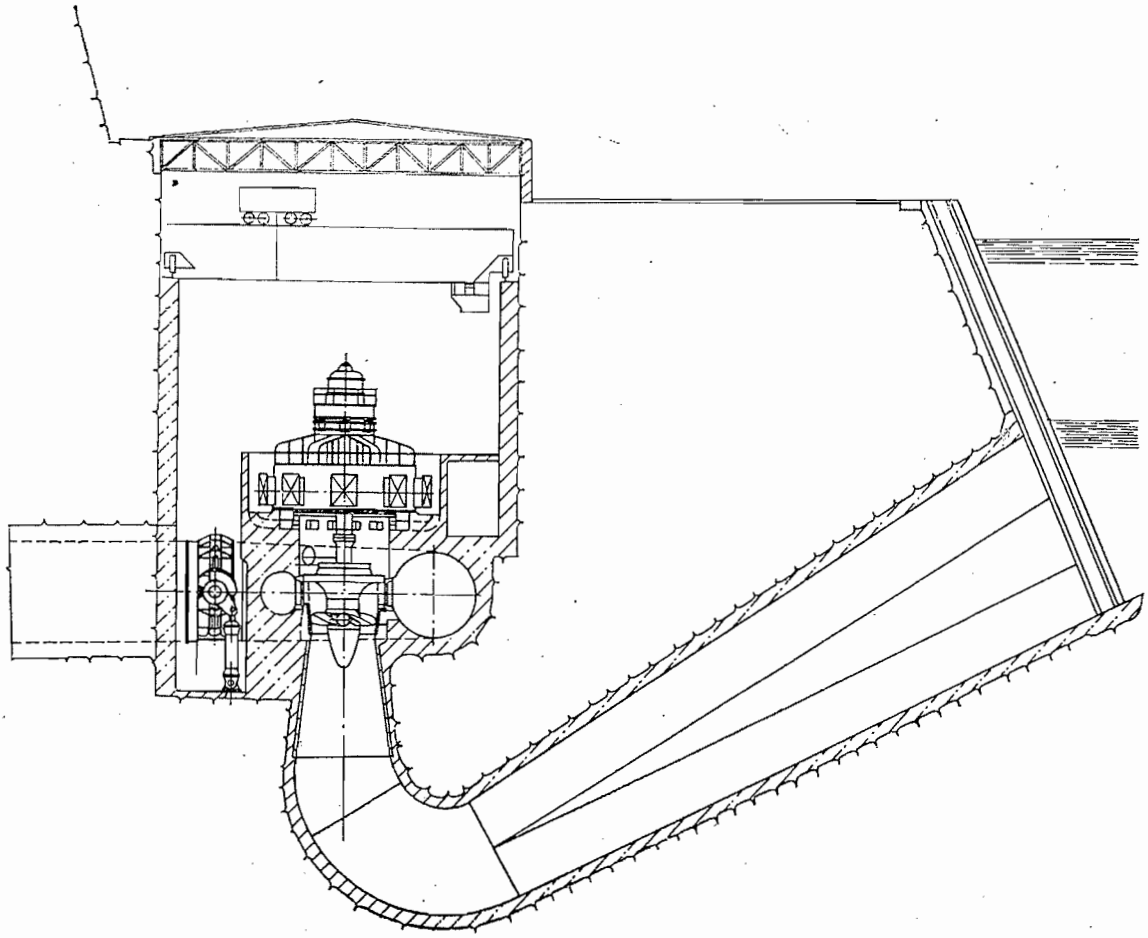


Рис. VI.10. Разрез машинного зала Вилюйской ГЭС

Вал турбины—сварно-кованый, нижний фланец вала служит крышкой рабочего колеса. Наружный диаметр вала 1000 мм. Внутри полых валов турбины и генератора проходят трубчатые штанги, по которым подается масло под давлением от маслонапорной установки через главный золотник регулятора к сервомотору рабочего колеса. Маслоприемник частично расположен внутри вала генератора, что сократило осевую протяженность гидроагрегата.

Направляющий аппарат состоит из нижнего кольца, крышки турбины, выполненной заодно с верхним кольцом направляющего аппарата, регулирующего кольца, 24 лопаток асимметричного профиля и механизма поворота лопаток. Поворот направляющих лопаток осуществляется двумя цилиндрическими сервомоторами (с диаметром поршня 500 мм), соединенными тягами с регулирующим кольцом, которое связано серьгами с рычагами лопаток.

Выемка лопаток направляющего аппарата возможна при поднятой крышке турбины. Направляющий подшипник выполнен с обрезиненным вкладышем. Смазывание и охлаждение подшипника производится водой с подачей ее из спиральной камеры через водяной фильтр, резерв — от трубопровода технического водоснабжения станции. Подшипник снабжен торцевым уплотнением. В зоне установки направляющего подшипника вал турбины облицован листами из коррозионно-стойкой стали.

Гидротурбины ГЭС Сальто Гранде. ГЭС Сальто Гранде установленной мощностью 1800 МВт (Аргентина, Уругвай) — плотинного типа, построена на пограничн-

ной реке Уругвай. Здания станции расположены на правом и левом берегах реки, связанных железобетонной плотиной с водосбросами. В зданиях станции на Аргентинской и Уругвайской сторонах установлено по семь поворотно-лопастных вертикальных турбин типа ПЛ40/587а-850 (рис. VI.11), созданных ПОАТ ХТЗ.

Фланец вала турбины непосредственно соединяется болтами со ступицей ротора генератора. Ротор гидроагрегата имеет два опорных подшипника; генераторный подшипник установлен над ротором генератора, турбинный подшипник расположен

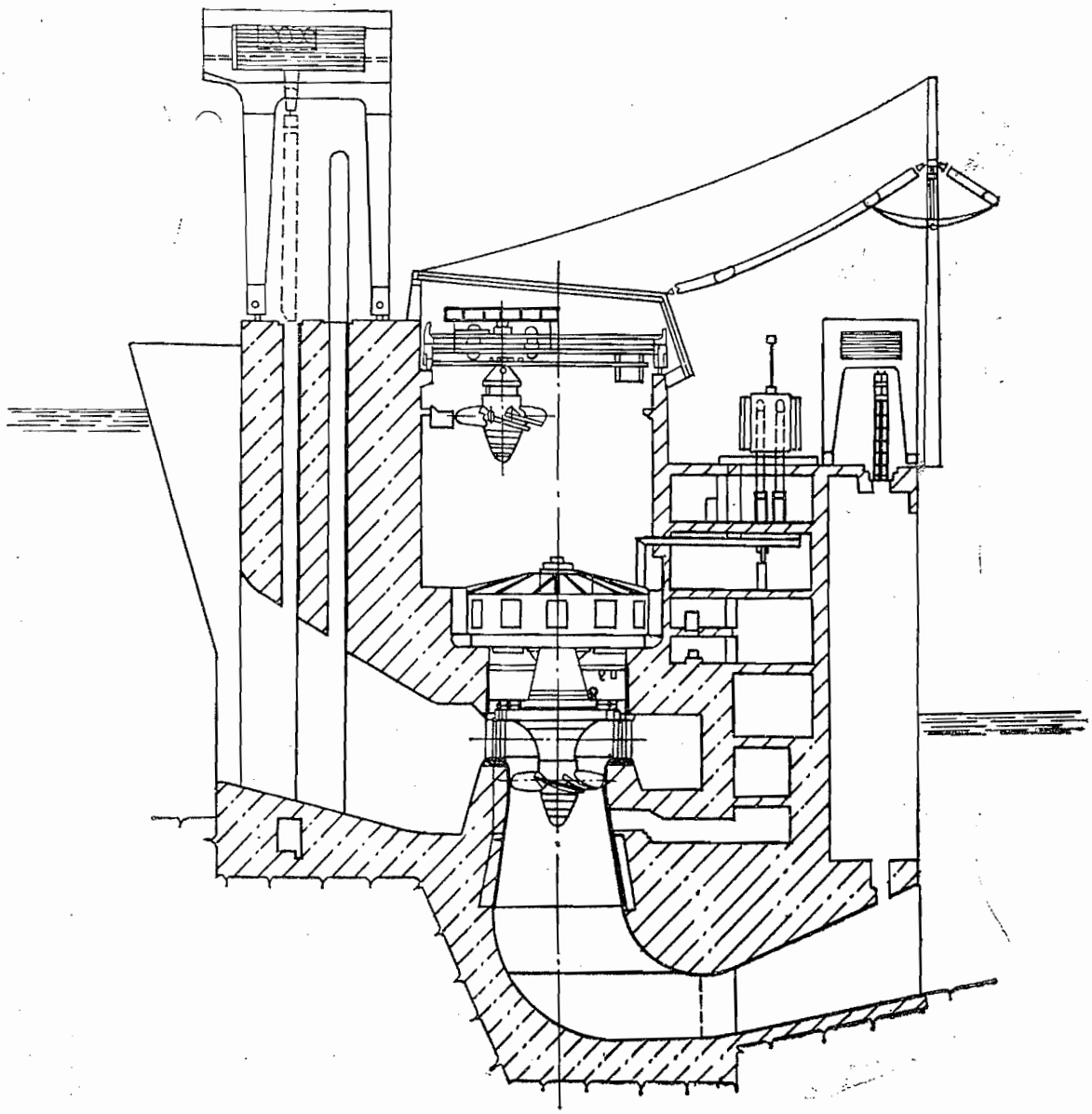


Рис. VI.11. Поперечный разрез ГЭС Сальто Гранде (Аргентина)

в конусе крышки турбины. Генератор с частотой 50 Гц зонтичного типа, пята установлена на опоре, расположенной на крышке турбины. Номинальная мощность турбины 138 МВт обеспечивается при напорах от 25,3 до 32,5 м. Номинальная частота вращения ротора гидроагрегата 75 об/мин. Управление турбиной осуществляется автоматическим электрогидравлическим регулятором типа ЭГРК-1Т-200-6. Система регулирования обеспечивается маслом под давлением от маслонапорной установки (МНУ) типа 36К-2/40Т с рабочим давлением масла 4 МПа. Противоразгонная защита осуществляется регулятором, при повышении частоты вращения до 115 % от номинальной ($n_н$) — золотником аварийного закрытия. При повышении частоты вращения свыше 155 % от $n_н$ подается импульс на закрытие быстродействующих щитовых затворов, которые установлены в водозаборе головного сооружения. Подвод воды к турбине осуществляется через бетонный водовод и спиральную камеру прямоугольного таврового сечения с углом охвата 187,5°. Вода от рабочего колеса турбины отводится изогнутой отсасывающей трубой высотой $h = 2{,}87D_1$ и длиной $L = 3{,}8D_1$. Для предотвращения фильтрации воды и размыва бетона конус отсасывающей трубы

и частично конус и потолок спиральной камеры облицованы металлическими листами. Статор турбины — сварно-литой, состоит из верхнего и нижнего поясов, соединенных между собой 16 литыми профилированными колоннами электросваркой.

Камера РК выполнена сварной из специальной коррозионно-стойкой листовой стали. Рабочее колесо типа ПЛ40/587а-850 с диаметром $D_1 = 8{,}5$ м и шестью лопастями, отлитыми из коррозионно-стойкой стали. Поворотный механизм — крестовинного типа. Втулочное отношение 0,54 по сфере. Корпус рабочего колеса по оси и выше имеет по сфере защитную поверхность от щелевой кавитации, выполненную электронаплавкой электродами из коррозионно-стойкой стали.

Уплотнение фланцев лопастей наружное, съемное, позволяющее производить смену манжет.

Вал гидроагрегата единый — сварно-кованый, нижний фланец одновременно служит крышкой корпуса рабочего колеса. Наружный диаметр вала 1500 мм, внутри полого вала проходят трубчатые штанги, по которым подается масло под давлением от МНУ через главный золотник в маслоприемник к сервомотору рабочего колеса.

Направляющий аппарат состоит из верхнего и нижнего колец, крышки турбины, регулирующего кольца с поворотным механизмом и 32 направляющих лопаток симметричного профиля. Предусмотрена выемка лопаток направляющего аппарата. Направляющие подшипники цапф лопаток бронзовые, смазываются солидолом. Поворот направляющих лопаток осуществляется четырьмя сервомоторами, расположенными на крышке турбины. Направляющие подшипники агрегата сегментные на баббитовой основе, самосмазывающиеся, масляные.

Гидротурбины горизонтальные капсульных агрегатов для ГЭС Джердап II — Железные Ворота II. Горизонтальная капсульная турбина непосредственно соединена с малогабаритным гидрогенератором трехфазного тока мощностью 27 МВт. Подвод воды к проточной части осуществляется через водоприемник прямоугольного сечения высотой 16 м и шириной 14,5 м. Отвод воды от турбины осуществлен через отсасывающую трубу длиной 34 м с круглым сечением выхода, имеющим диаметр 14,5 м. Турбина предназначена для эксплуатации в диапазоне напоров 5—12,7 м, мощность 28 000 кВт при номинальной частоте вращения ротора 62,5 об/мин. Турбина и генератор помещаются в капсуле, имеющей максимальный диаметр 9 м и опирающейся на бычок шириной 4 м. Статор турбины имеет четыре радиальные колонны. В турбине применен направляющий аппарат конического типа с углом наклона осей направляющих лопаток к оси агрегата 60°, с высотой лопаток $b_0 = 0{,}4D_1$ и числом $z_0 = 16$. Камера рабочего колеса сферическая, выполнена в виде сварной конструкции с горизонтальным фланцевым разъемом, что обеспечивает монтаж и демонтаж рабочего колеса при съеме верхней части камеры. На рис. VI.12 показан разрез по агрегату, турбины изготовлены ПО ЛМЗ. Наружное кольцо направляющего аппарата капсульной турбины выполнено из листовой углеродистой стали в виде сварной конструкции из восьми секторов. Внутреннее кольцо сварно-литое из четырех частей. Механизм поворота направляющих лопаток размещается во внутреннем кольце. Ротор гидроагрегата опирается на три радиальных подшипника, два из которых относятся к генератору. Подшипник турбины рассчитан на нагрузку до 200 т. Основной несущей конструкцией агрегата является статор турбины, изготовленный из частей, собираемых и свариваемых при монтаже.

Управление турбиной полностью автоматизировано и производится электрогидравлическим регулятором ЭГРК-2И-150-4 и маслонапорной установкой МНУ 16-1/40. Маслонапорная установка расположена на отметке машинного зала, там же располагается регулятор и колонка автоматики. Вход в агрегат и выход из него, так же как и подвод необходимых коммуникаций, осуществляются через проходную колонну, соединяющую машинный зал с головной частью капсулы. Предусмотрена возможность работы турбины с номинальной частотой вращения при напорах, меньших минимального, без выработки мощности, а только с пропуском воды. Подача масла к сервомоторам направляющего аппарата осуществляется через вертикальную колонну статора.

Внешние контуры проточной части образованы бетонным тоннелем, внешним и наружным кольцами статора и направляющего аппарата, фундаментным кольцом, камерой рабочего колеса и стенками отсасывающей трубы. Внутренний контур проточной части формируется капсулой, внутренними кольцами статора и направляющего аппарата, опорным конусом и корпусом рабочего колеса. В проточной части

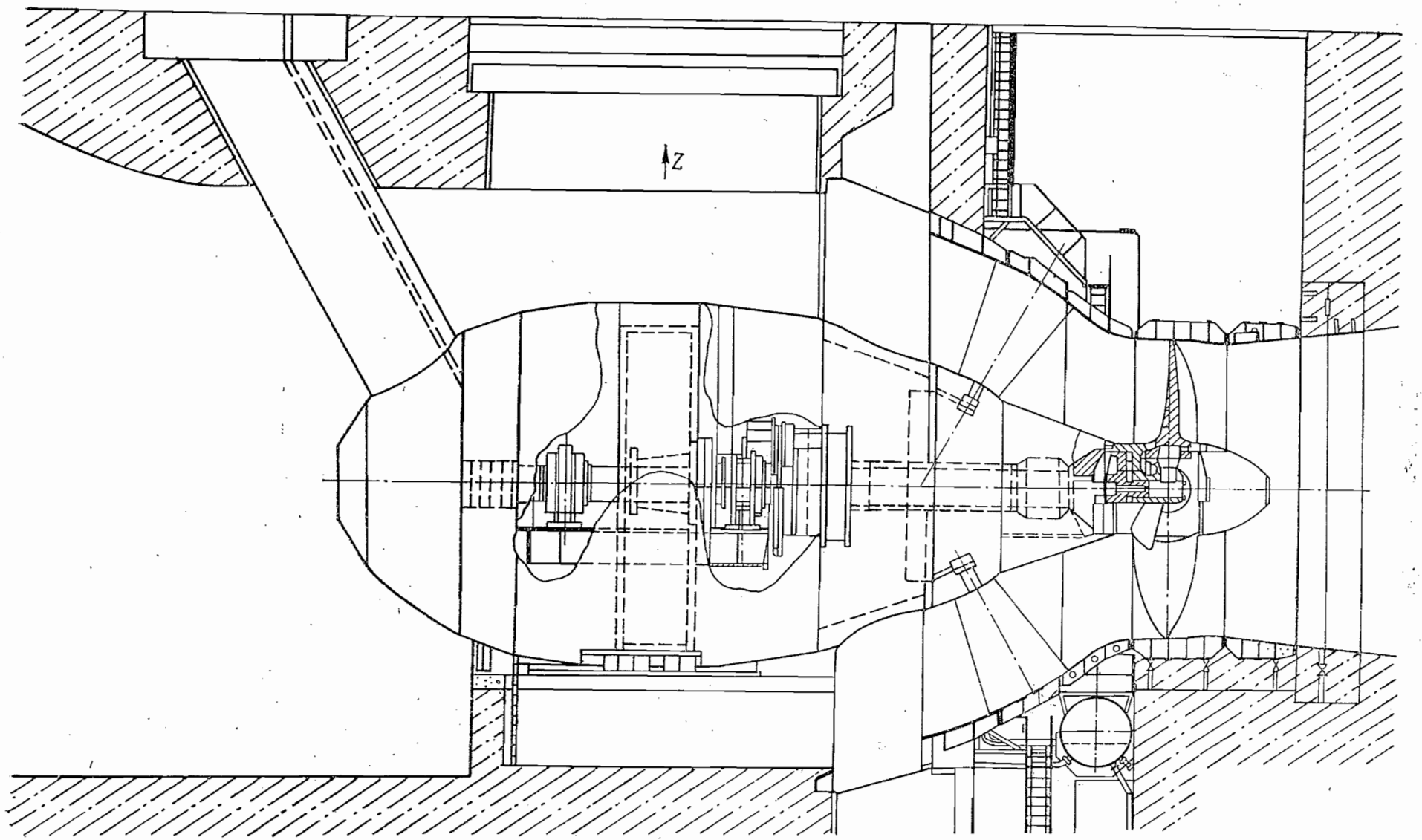


Рис. VI. 12. Горизонтальный капсульный гидроагрегат ГЭС Джердап II (Югославия) — Железные Ворота II (Румыния)

турбины расположены проходная колонна и опорный бычок капсулы, а также колонны статора.

Все шарниры механизма поворота, а также опорные планки регулирующего кольца и втулки цапф направляющих лопаток выполнены с применением эпоксидных композиций, не требующих смазывания. Направляющие лопатки имеют по три опоры, из которых одна на наружном кольце, а две — во внутреннем. Цапфы лопаток защищены от коррозии облицовками из коррозионно-стойкой стали. Все соединения неподвижных частей уплотнены резиновыми шнурами, цапфы направляющих лопаток уплотнены резиновыми манжетами. Механизм поворота направляющих лопаток приводится в движение усилием двух сдвоенных прямоосных сервомоторов, закрепленных на плитах внутреннего пояса статора.

Подшипник турбины — двухрядный сегментный, с баббитовой заливкой, смазочный материал — жидкое масло.

Защита внутренней полости капсулы от проникновения воды со стороны рабочего колеса осуществляется специальным уплотнением. Все основные узлы капсулы выполнены сварными из стального проката. Для обеспечения прочности и жесткости все элементы оболочки изнутри оребрены. Капсула состоит из пяти поясов, соединяемых между собой фланцами с болтовыми соединениями. При этом каждый пояс состоит из частей, число которых определено условиями транспортирования и сборки. Бетонный бычок капсулы облицован листами из углеродистой стали. Один из поясов имеет сверху фланец, соединяемый с фланцем проходной колонны, через которую обеспечивается проход внутрь капсулы.

Для защиты от образования конденсата внутренняя поверхность капсулы, включая ребра, покрыта теплоизоляцией. В капсуле предусмотрены площадки, лестницы и люки, обеспечивающие нормальное обслуживание турбины в процессе эксплуатации. Для обеспечения безопасности работ внутри капсулы (в случае ревизий или ремонтов) предусмотрен стопор ротора, размещенный на внутреннем поясе статора турбины.

Вал турбины—сварно-кованый диаметром 1200 мм имеет два фланца для соединения с рабочим колесом и валом генератора. Питание маслом сервомотора рабочего колеса осуществляется через проходящие внутри вала штанги и маслоприемник, который соединен трубопроводами с золотником регулятора. Маслоприемник соединен с фланцем водоприемника (который обеспечивает подачу охлаждающей воды к ротору генератора), расположенным на конце вала генератора.

Четырехлопастное рабочее колесо диаметром 7,5 м состоит из стального литого корпуса, размещенных в нем поршня сервомотора, деталей бескрестовинного механизма поворота лопастей. Лопасти выполнены отъемными и закреплены в корпусе с помощью цапф и рычагов. Вокруг фланцев лопастей установлены съемные уплотнения, состоящие из профильных манжет из маслостойкой резины.

VI.3. КОНСТРУКЦИИ НЕКОТОРЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Гидротурбины Нурекской ГЭС. Высоконапорная радиально-осевая гидравлическая турбина типа РО310/957-В-475 (рис. VI.13) мощностью 310 МВт непосредственно соединяется с генератором трехфазного тока подвесного типа. Подпятник агрегата, воспринимающий осевое гидравлическое усилие и массу вращающихся частей, установлен на верхней крестовине генератора. Турбины изготовлены ПОАТ ХТЗ. Подвод воды к турбине осуществляется спиральной камерой круглого сечения с углом охвата в плане 345°. Стальная облицовка спиральной камеры, состоящая из вальцованных обечаек, воспринимает нагрузку совместно с арматурой окружающего железобетонного блока.

Вода от турбины отводится отсасывающей трубой с коленом высотой $2{,}42D_1$ и длиной $5{,}75D_1$.

Статор, воспринимающий часть нагрузки от массы турбины, генератора, частично блока здания станции и переменные нагрузки, связанные с давлением воды, разгружен от изгибающих моментов. Статор выполнен сварно-литым. Полуколонны отлиты заодно с частями верхних и нижних поясов статора и сварены между собой, образуя шесть секторов, которые скрепляются болтами.

Рабочее колесо с 17 лопастями выполняется сварно-литым из коррозионно- и кавитационно-стойкой стали 10Х12НДЛ. Ступица, обод и лопасти — литые. К сту-

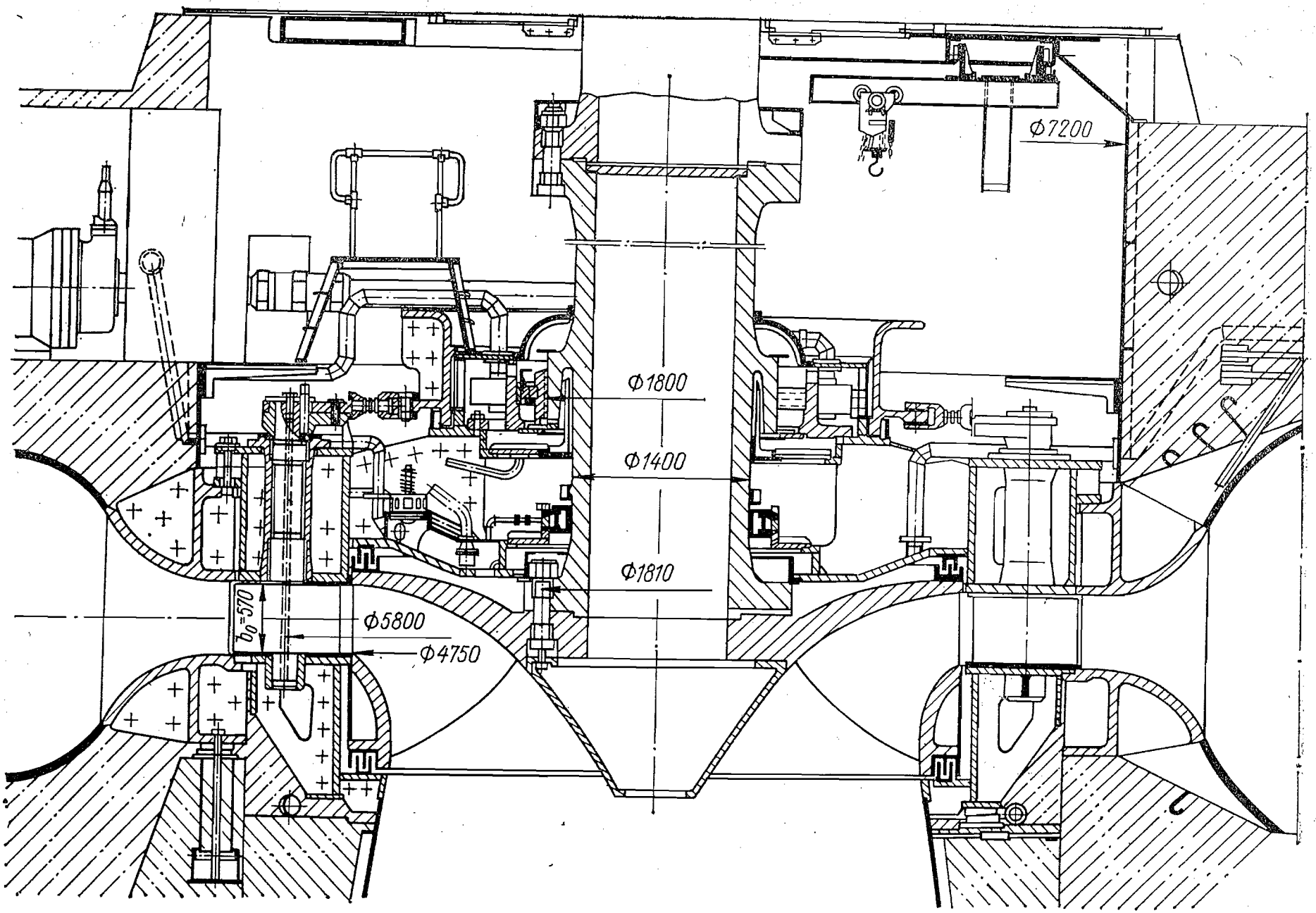


Рис. VI.13. Разрез турбины Нурекской ГЭС

пице и ободу крепятся уплотнительные кольца, образующие с уплотнительными кольцами направляющего аппарата лабиринтные уплотнения. Оба уплотнения одного диаметра.

На время пускового периода, когда напоры на ГЭС составляли от 90 до 175 м, три первые турбины были оснащены временными рабочими колесами диаметром $D_1 = 4$ м, которые при максимальном напоре 175 м обеспечивали максимальную мощность 240 МВт. Это позволило в период строительства ГЭС при низких напорах нормально эксплуатировать гидротурбинное оборудование и выработать миллиарды киловатт-часов электроэнергии.

Вал гидротурбины цельнокованый, полый. Верхний фланец вала гидротурбины соединяется с валом генератора, нижний — с рабочим колесом.

Направляющий аппарат состоит из 24 лопаток асимметричного профиля, крышки турбины, регулирующего и нижнего колец, механизма поворота лопаток и других деталей. Поворот лопаток осуществляется двумя прямоосными сервомоторами диаметром 750 мм, соединенными посредством тяг с регулирующим кольцом, которое связано серьгами с рычагами лопаток. Один из сервомоторов снабжен стопорным устройством, позволяющим удерживать направляющий аппарат под напором воды в закрытом положении при снятом давлении масла в системе регулирования.

Крышка турбины — сварная, состоит из двух частей, выполнена заодно с верхним кольцом направляющего аппарата. В крышке турбины размещены четыре клапана срыва вакуума, электродное реле, лючки для замера зазоров в верхнем уплотнении и другие детали. Смазывание цапф лопаток направляющего аппарата производится от автоматической станции густой смазки САГ-150.

Направляющий подшипник — сегментный, самоустанавливающийся, на масляной смазке. Радиальную нагрузку воспринимают 12 сегментов с баббитовым покрытием. Регулирование зазора между сегментами и валом осуществляется клиновым центрирующим устройством. Тепловой контроль масла и сегментов осуществляется термометрами сопротивления и термосигнализаторами.

Турбина снабжена всеми необходимыми вспомогательными устройствами: водяными, масляными и воздушными трубопроводами, эжектором для удаления протечек воды из крышки турбины, лекажным агрегатом для сбора протечек масла из системы регулирования турбины и управления затвором, площадками, ограждениями, измерительными приборами и др.

Регулирование гидроагрегата осуществляется регулятором типа ЭГРМ-100, обеспечивающим автоматическое управление турбиной. Питание системы регулирования производится от маслонапорной установки типа МНУ 20-2/40, общей для турбины и шарового затвора диаметром 4200 мм. Аварийная остановка агрегата производится закрытием направляющего аппарата, осуществляемым воздействием реле защиты на регулятор скорости, или золотником аварийного закрытия с подачей импульса на закрытие шарового затвора. Противоаварийная защита служит для остановки агрегата во всех случаях, опасных для эксплуатации. Импульс на остановку агрегата поступает от соответствующих датчиков к механизму ограничения открытия регулятора, которым направляющий аппарат турбин закрывается. Если в течение 20—25 с направляющий аппарат не закроется, через реле времени подается импульс на его закрытие через аварийный золотник.

Для перевозки рабочего колеса используется специальный железнодорожный транспортер.

Гидротурбины Ингурской ГЭС. Ингурская ГЭС оборудована впервые созданными в СССР радиально-осевыми турбинами установленной мощностью 265 МВт при максимальном напоре 410 м. Из них 226 м создается железобетонной арочной плотиной, остальные 184 м — деривацией. Здание станции — подземное. Общая установленная мощность ГЭС — 1300 МВт (рис. VI.14). Высоконапорная гидравлическая турбина типа РО400/960а-В-450 непосредственно соединяется с генератором трехфазного тока подвесного типа (рис. VI.15). Подпятник агрегата установлен на верхней крестовине генератора. Турбины изготовлены ПОАТ ХТЗ. Подвод воды к турбине осуществляется спиральной камерой круглого сечения с углом охвата в плане 360°. Металлическая облицовка спирали воспринимает нагрузку совместно с арматурой окружающего железобетонного блока. От турбины вода отводится изогнутой отсасывающей трубой с цилиндрическим коленом диаметром 4500 мм и отводящим коническим диффузором, переходящим в туннель.

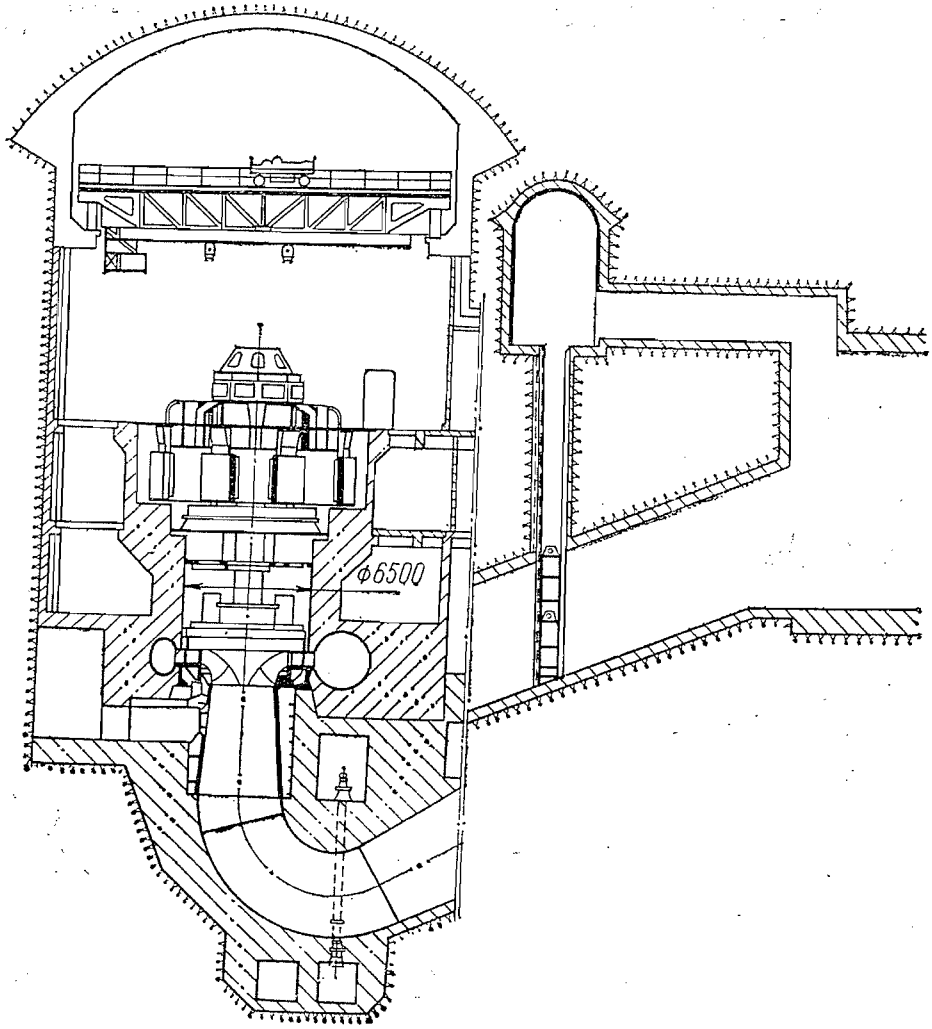


Рис. VI.14. Поперечный разрез здания станции Ингурской ГЭС

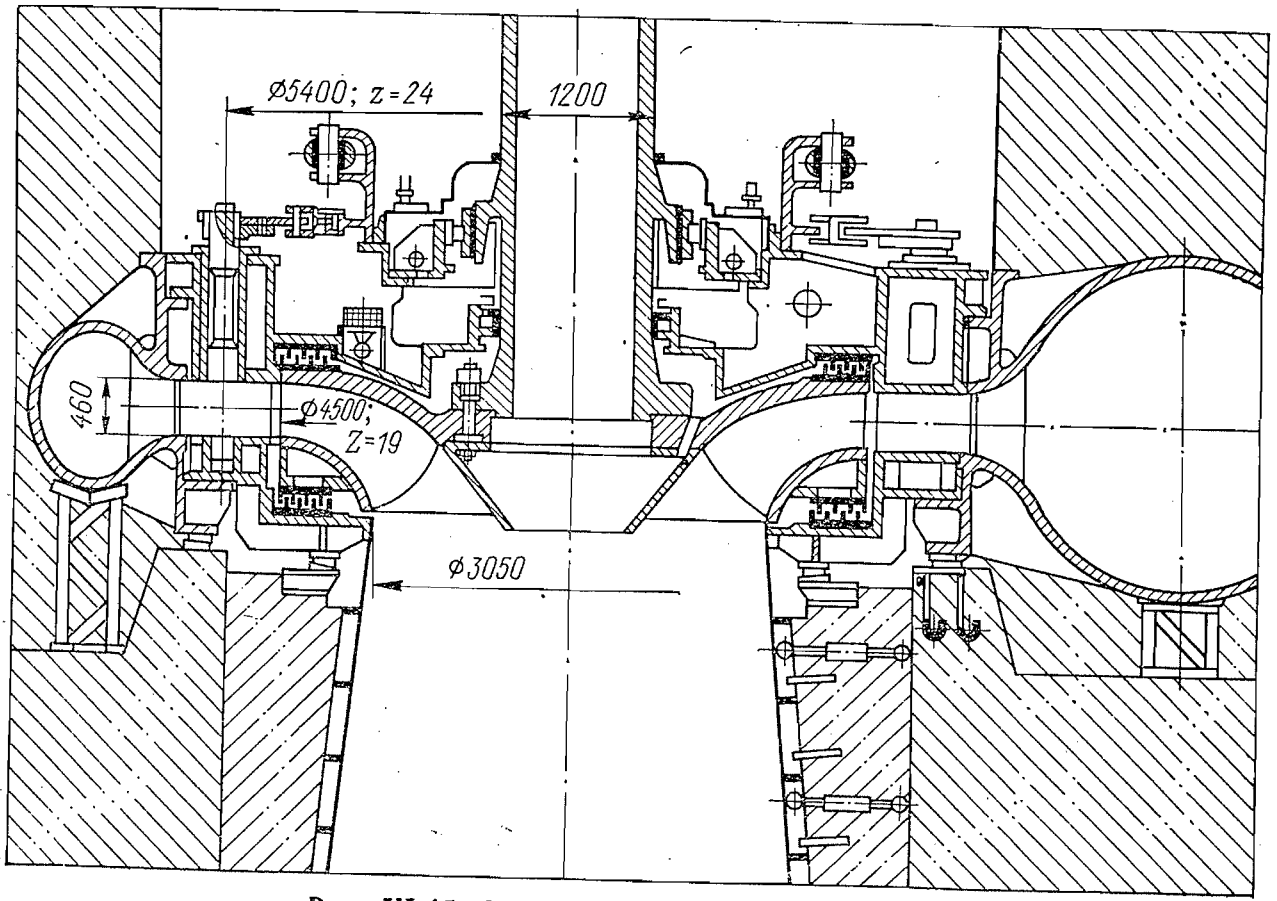


Рис. VI.15. Разрез турбины Ингурской ГЭС

Статор гидротурбины сварно-литого исполнения. Полуколонны отлиты заодно с частями верхних и нижних поясов и сварены в четыре сектора статора, соединенных между собой болтами. Рабочее колесо с 13 лопастями выполнено из кавитационно-стойкой стали марки 10Х12НДЛ. Ступица, обод и лопасти — литые. К ступице и ободу крепятся уплотнительные кольца, образующие с уплотнительными кольцами направляющего аппарата лабиринтные уплотнения. Оба уплотнения одного диаметра. Вал турбины — цельнокованый, полый.

Направляющий аппарат состоит из 24 направляющих лопаток, крышки турбины, регулирующего кольца, механизма поворота лопаток, нижнего и фундаментного колец и других деталей. Направляющие лопатки асимметричного профиля выполнены из кавитационно-стойкой стали марки 10Х12НДЛ. Поворот лопаток направляющего аппарата осуществляется двумя прямоосными сервомоторами диаметром 0,7 м, связанными посредством тяг с регулирующим кольцом. Крышка турбины выполнена заодно с верхним кольцом направляющего аппарата и крепится к статору турбины. Смазывание втулок направляющего аппарата осуществляется от автоматической станции густой смазки САГ-150.

Направляющий подшипник — сегментный, самоустанавливающийся, вкладыш его состоит из 12 сегментов с баббитовой заливкой. Смазывание подшипника производится маслом. Тепловой контроль масла и сегментов осуществляется термометрами сопротивления и термосигнализаторами. Уплотнение вала торцевое.

Турбина снабжена всеми необходимыми вспомогательными устройствами: водяными, масляными и воздушными трубопроводами, эжектором для удаления протечек воды из крышки турбины, лскажным агрегатом для сбора протечек масла из системы регулирования турбины и управления затвором, площадками, лестницами, ограждениями, измерительными приборами и другим оборудованием. Гидроагрегат снабжен регулятором ЭГРМ-100, который совместно с вспомогательным оборудованием обеспечивает автоматическое управление турбиной. Питание системы регулирования производится от маслонапорной установки МНУ 20-2/40, общей для турбины и шарового затвора диаметром 3 м. Аварийная остановка и действие аварийной защиты те же, что и в турбинах Нурекской ГЭС с тем отличием, что если направляющий аппарат не закрывается регулятором, то импульс на аварийный золотник подается не через 20—25 с, а через 12—15 с.

Для перевозки рабочего колеса используется специальный железнодорожный транспортер.

Гидротурбины Чиркейской ГЭС. Гидроэлектростанция построена на реке Сулак в узком труднодоступном Чиркейском ущелье с почти вертикальными склонами глубиной более 200 м, шириной в нижней части 12—15 м, в верхней — 350 м. Плотина ГЭС — железобетонная, арочная. Здание станции приплотинное, в котором впервые в практике гидроэнергетического строительства агрегаты установлены в два ряда (с двухъярусным расположением отсасывающих труб (рис. VI.16 и VI.17). Такая компоновка позволила сократить объем бетонных и наиболее трудоемких скальных работ, уменьшить длину здания станции и тем самым сократить срок строительства ГЭС.

Высоконапорная радиально-осевая гидравлическая турбина типа РО230/989-В-450 мощностью 256 МВт при напоре 170 м непосредственно соединяется с генератором трехфазного тока подвесного типа. Турбины изготовлены ПОАТ ХТЗ (рис. VI.18). Подпятник агрегата установлен на верхней крестовине генератора. Подвод воды к турбине осуществляется спиральной камерой круглого сечения с углом охвата в плане 345°. Стальная облицовка спиральной камеры, состоящая из вальцованых обечаек, воспринимает нагрузку совместно с арматурой окружающего железобетонного блока. Статор сварной конструкции (как и у турбины Ингурской ГЭС) разгружен от изгибающих моментов.

В связи с двухъярусным расположением отсасывающие трубы имеют разные высоту и длину. Первый ярус (гидротурбины № 2 и 4) имеет высоту $h = 4{,}26D_1$, длину $L = 9{,}23D_1$; второй ярус (гидротурбины № 1 и 3) — $h = 2{,}8D_1$, $L = 4{,}5D_1$.

Рабочее колесо гидротурбины с 17 лопастями выполнено сварно-литым из коррозионно- и кавитационно-стойкой стали марки 10Х12НДЛ. Ступица, обод и лопасти литые. На теле ступицы и обода выполнены уплотнительные пояски с канавками, которые с уплотнительными кольцами направляющего аппарата образуют щелевые уплотнения. Оба уплотнения одного диаметра. Вал гидротурбины — цельнокованый, полый.

Направляющий аппарат состоит из нижнего — фундаментного — кольца, крышки турбины, регулирующего кольца, 24 лопаток асимметричного профиля, механизма их поворота и других деталей. Поворот лопаток осуществляется двумя прямоосными сервомоторами диаметром 700 мм, соединенными посредством тяг с регулирующим кольцом. Один из сервомоторов снабжен стопорным устройством, позволяющим удерживать направляющий аппарат под напором воды в закрытом положении при снятом давлении масла в системе регулирования.

Крышка турбины сварная из двух частей, выполнена заодно с верхним кольцом направляющего аппаратч. Направляющий подшипник — сегментный, самоустанавливающийся, на масляной смазке. Радиальную нагрузку воспринимают 12 сегментов

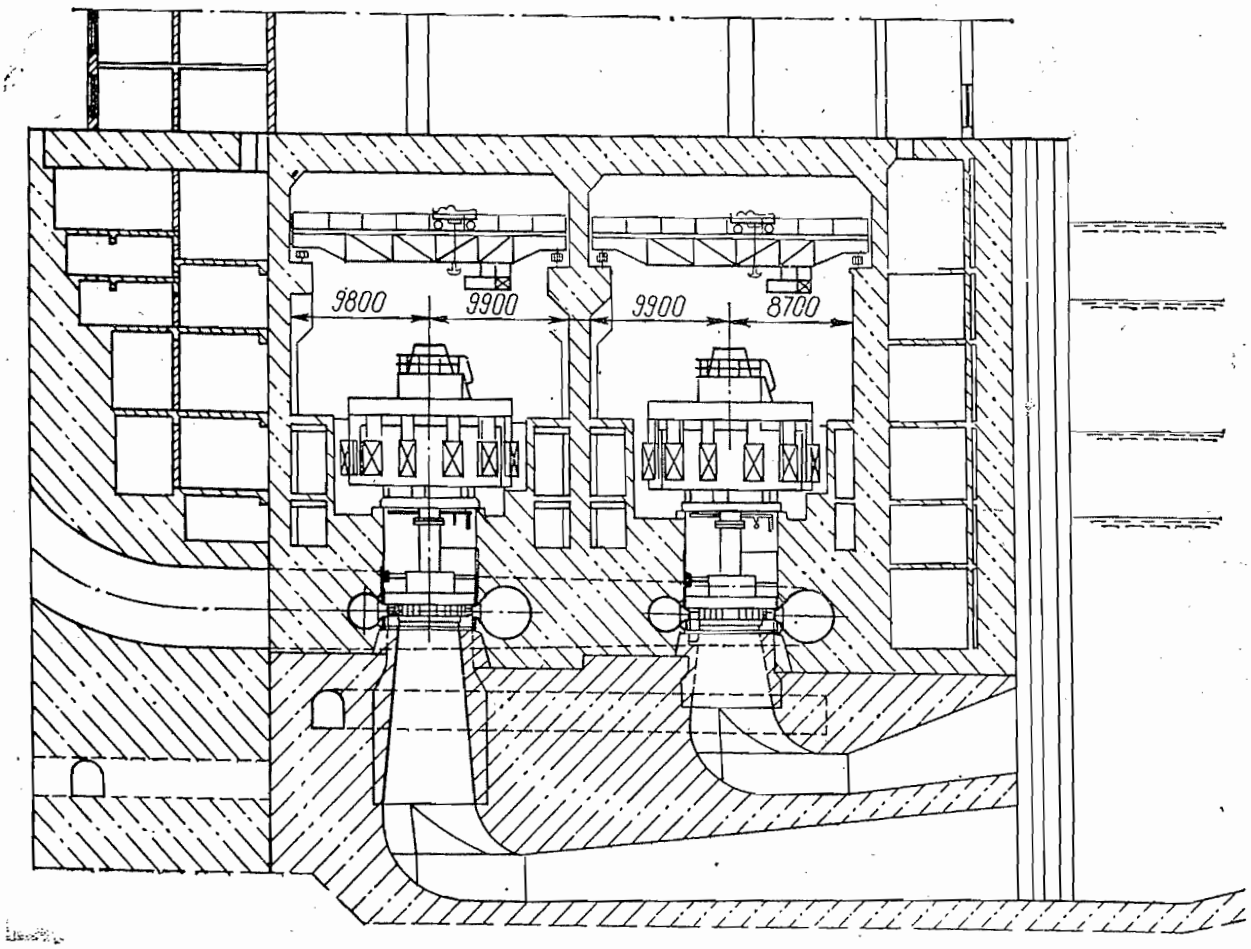


Рис. VI.16. Поперечный разрез здания Чиркейской ГЭС

с баббитовым покрытием. Регулирование зазора между сегментами и валом осуществляется клиновым центрирующим устройством. Регулирование гидроагрегата осуществляется регулятором типа ЭГР-2М-100, обеспечивающим автоматическое управление турбиной. Питание системы регулирования производится от маслонапорной установки типа МНУ 8-1/40, которая установлена в машинном зале гидроэлектростанции. Аварийная остановка и действие аварийной защиты те же, что и в турбинах Нурекской ГЭС.

Для перевозки рабочего колеса используется специальный транспортер.

Гидротурбины Саяно-Шушенской ГЭС. Установленная мощность ГЭС 6,4 млн. кВт. Среднегодовая выработка 23,3 млрд. кВт·ч. На рис. VI.19 показан поперечный разрез здания ГЭС. Здание ГЭС длиной 288 м приплотинного типа криволинейного очертания в плане непосредственно примыкает к станционной части плотины и состоит из десяти агрегатных секций шириной 23,8 м и монтажной площадки.

Саяно-Шушенская ГЭС оснащена изготовленными ПО ЛМЗ турбинами мощностью по 650 МВт (рис. VI.20). При напорах 212 м и выше турбины обеспечивают мощность 730 МВт. Созданное оборудование предусматривает эксплуатацию первых двух агрегатов уже при напорах 60 м, что достигнуто применением временных рабочих колес. Замена временных рабочих колес постоянными предусмотрена при достижении напора 120 м. Все гидротурбинное оборудование для Саяно-Шушенской ГЭС разработано

с учетом последних достижений советского и мирового гидротурбостроения на основании больших исследовательских, проектных и опытных работ. В частности, впервые в СССР был разработан граненый статор переменной высоты без механической обра-

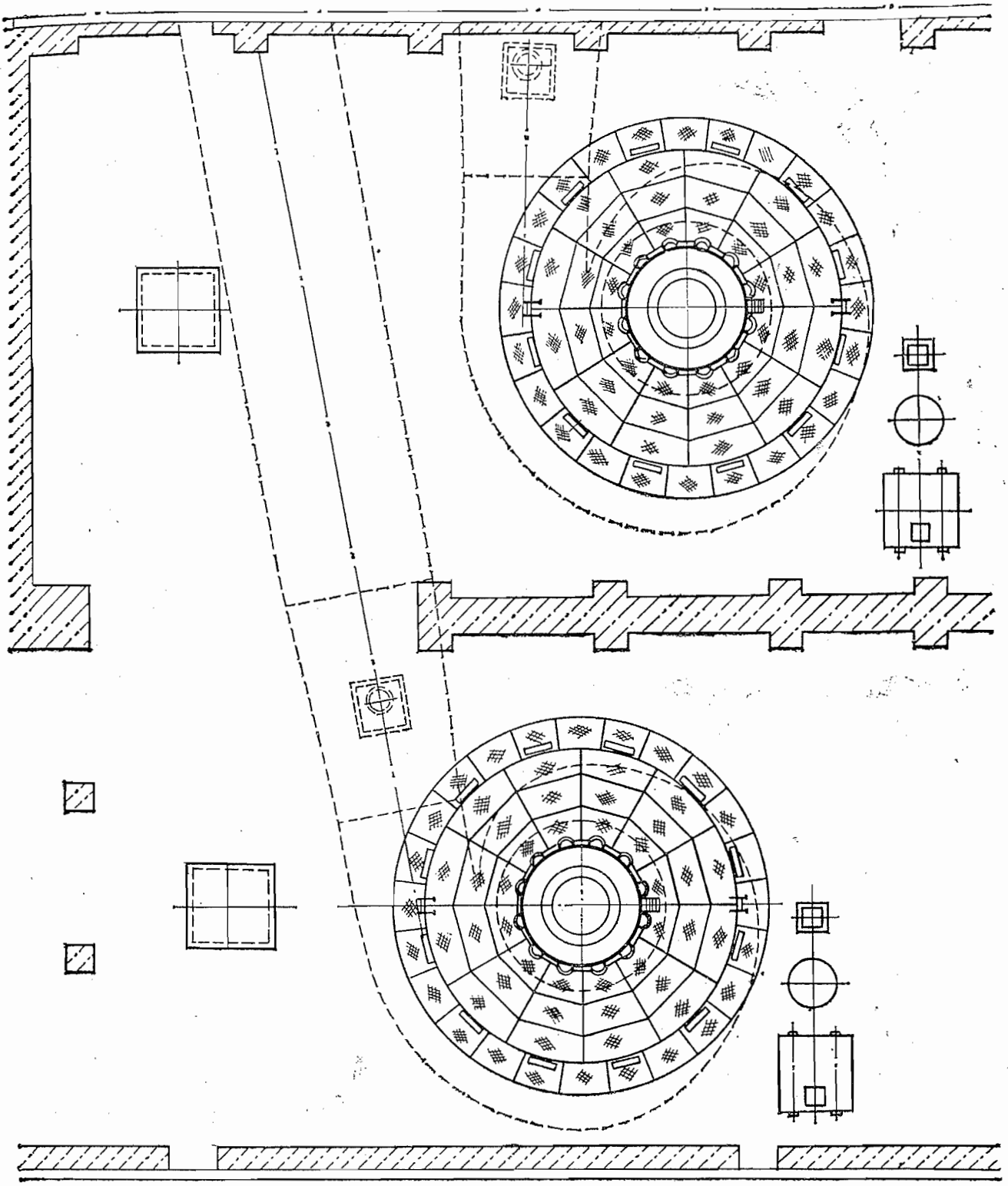


Рис. VI.17. План машинного зала Чиркейской ГЭС

ботки. Создана из низколегированной стали сталежелезобетонная конструкция спиральной камеры, где металлическая оболочка работает совместно с железобетонным блоком. Направляющий аппарат турбины выполнен с индивидуальным приводом каждой направляющей лопатки. Направляющий подшипник — сегментного типа, с резиновым вкладышем, смазывается и охлаждается водой.

Для агрегатов Саяно-Шушенской ГЭС создана новая система управления и регулирования, включающая электрогидравлический регулятор ЭРГ-2И-10-7 из

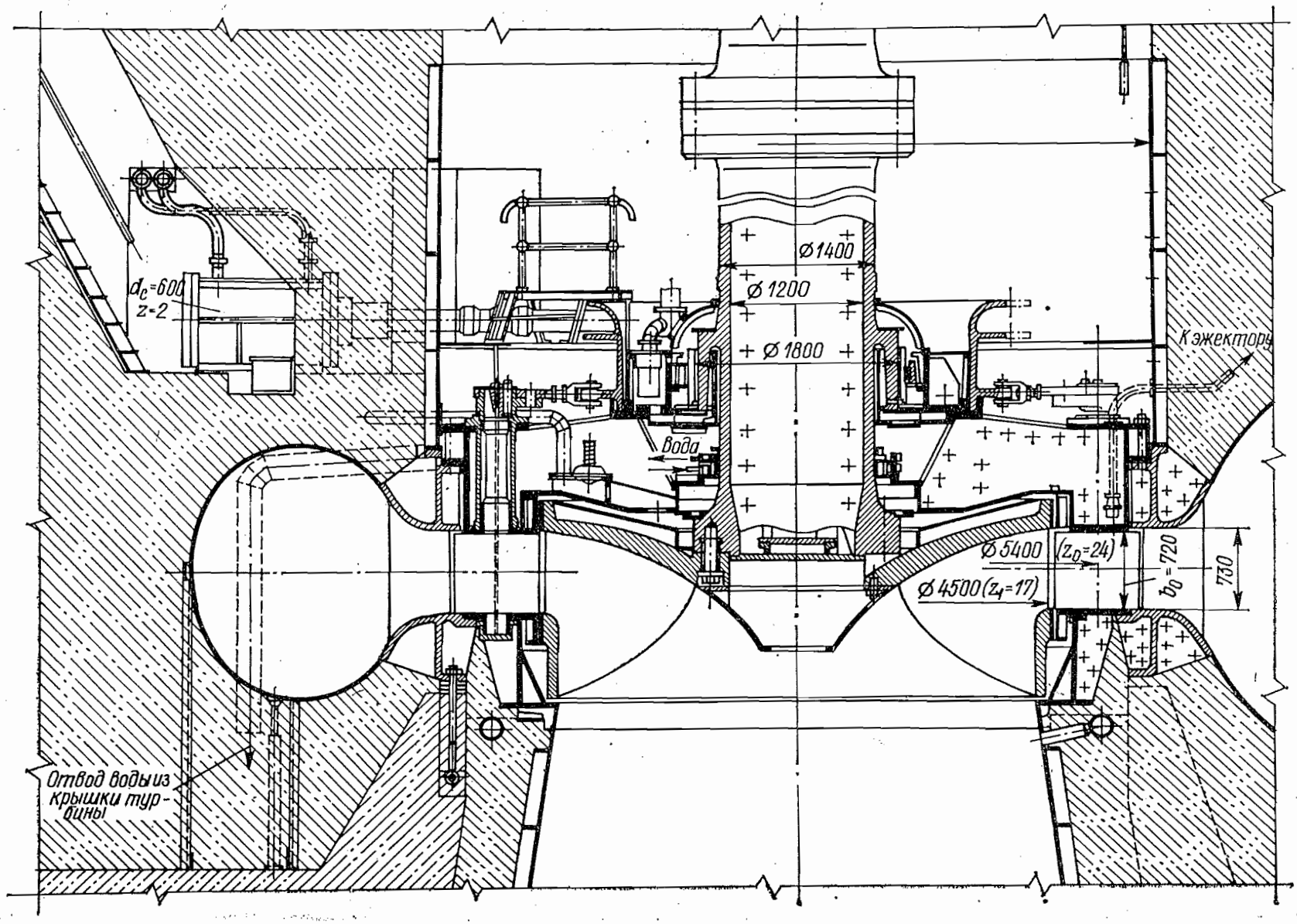


Рис. VI.18. Разрез турбины Чиркейской ГЭС

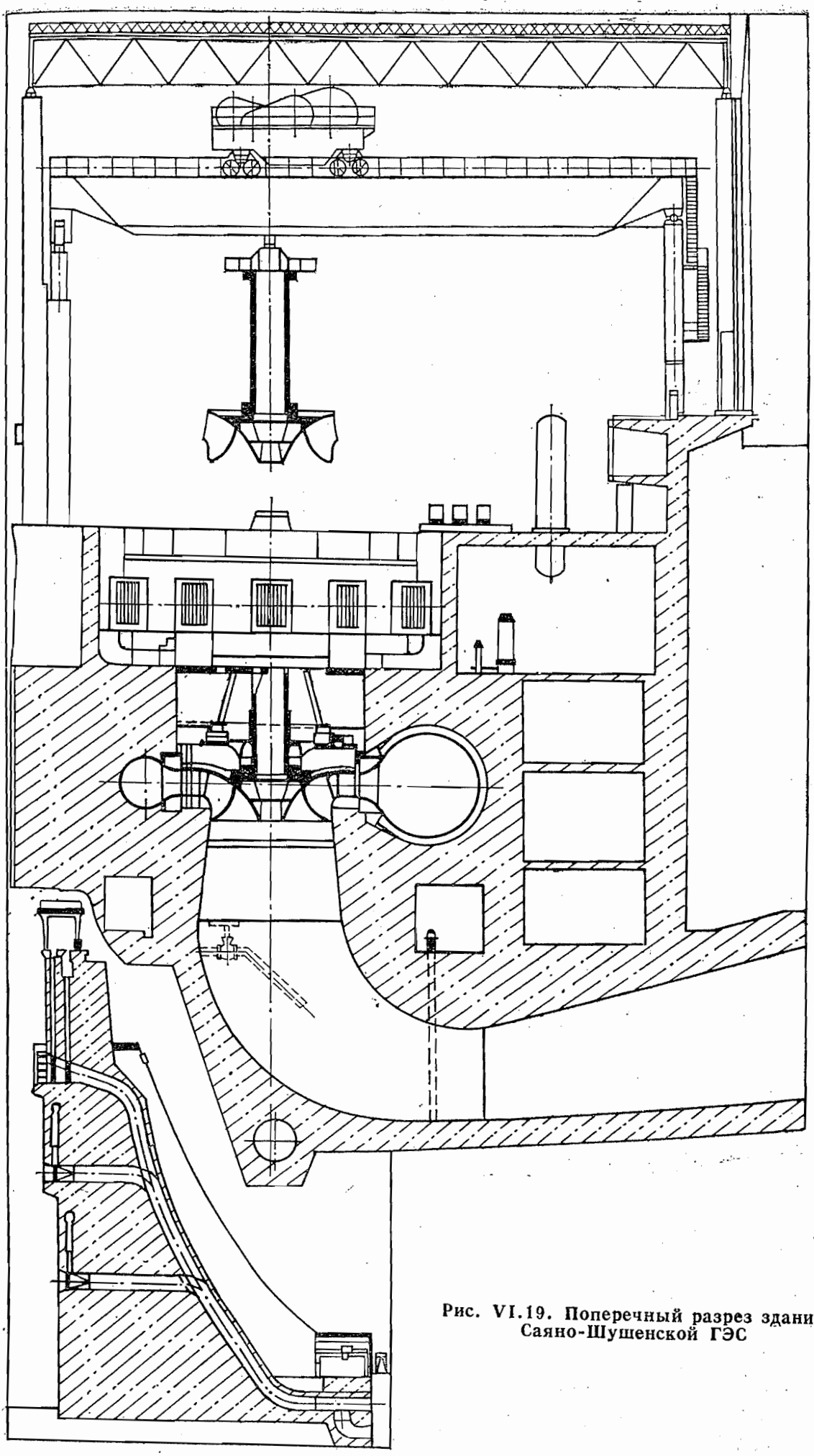


Рис. VI.19. Поперечный разрез здания Саяно-Шушенской ГЭС

двух частей. Первая часть включает в себя панель электрооборудования и гидромеханическую колонку системы управления сервомоторами, вторая — маслонапорную установку МНУ 25-2/63-3 и колонку автоматики, обеспечивающую управление всеми элементами автоматики и их контроль. Система управления индивидуальными сервомоторами включает золотники, связанные между собой сихронизирующей передачей, систему кинематических передач обратной связи и задающий промежуточный сервомотор. Маслонапорная установка состоит из двухкотельного аккумулятора объемом 25 м³ и маслонасосного агрегата с тремя вертикальными винтовыми насосами с подачей 9 л/с.

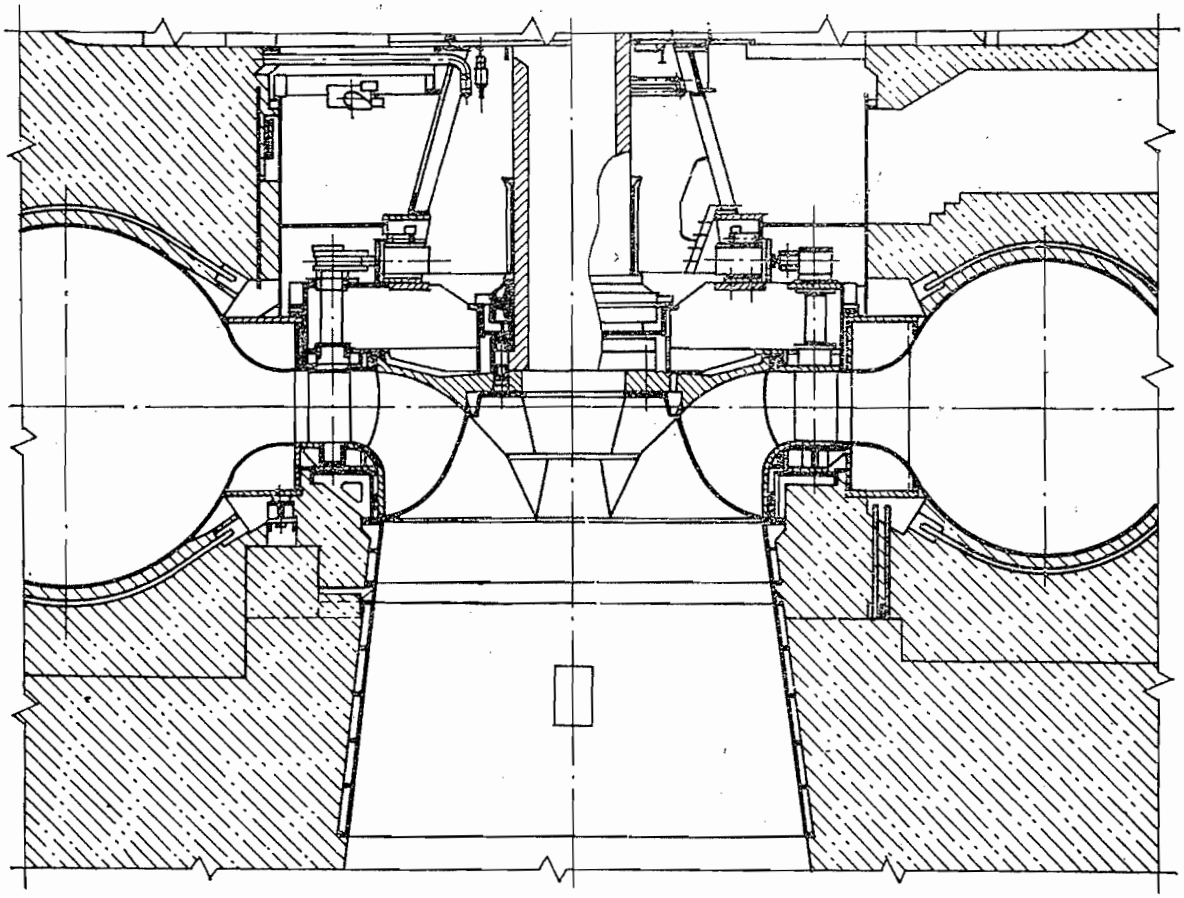


Рис. VI.20. Разрез турбины Саяно-Шушенской ГЭС

Турбина — правого вращения, соединена непосредственно с генератором трехфазного тока зонтичного типа. Проточная часть турбины образована спиральной камерой круглого сечения с углом охвата 342°, рабочим колесом РО230/833 для постоянной работы и РО140/820а — для временной работы, направляющим аппаратом с 20 направляющими лопатками асимметричного профиля, изогнутой отсасывающей трубой высотой 16,915 и длиной 27,3 м. Прекращение доступа воды к турбине осуществляется опусканием плоского затвора на водоприемнике трубопровода с индивидуальным механизмом управления.

Предусмотрена работа агрегата в режиме синхронного компенсатора — отжатие воды из камеры рабочего колеса производится сжатым воздухом. Для облегчения условий работы агрегата при частичных нагрузках предусмотрен автоматический впуск воздуха через вал агрегата под рабочее колесо.

Удаление протечек с крышки турбины осуществлено самосливом в дренажную систему ГЭС. Для закрытия направляющего аппарата при отказе регулятора предусмотрен золотник аварийного закрытия с соленоидным клапаном.

Для измерения расхода воды через турбину предусмотрены расходомерные устройства. В шахте турбины имеются средства малой механизации для монтажа и ремонта. Механизмы автоматизации агрегата обеспечивают поддержание в готовности к пуску всех элементов турбины, регулятора, МНУ, вспомогательных устройств. Также обеспечиваются дистанционный пуск, нормальная работа, нормальная и аварийная остановки, дистанционный перевод в режим СК и обратно в генераторный.

VI.4. ГИДРОТУРБИНА-ТУРБОЗАТВОР ЖИНВАЛИ ГЭС

Одна из четырех изготовленных ПОАТ ХТЗ радиально-осевых турбин, установленных на станции, благодаря новым конструктивным решениям выполняет не только функцию двигателя, но и затвора, обеспечивая в оперативных режимах и аварийных

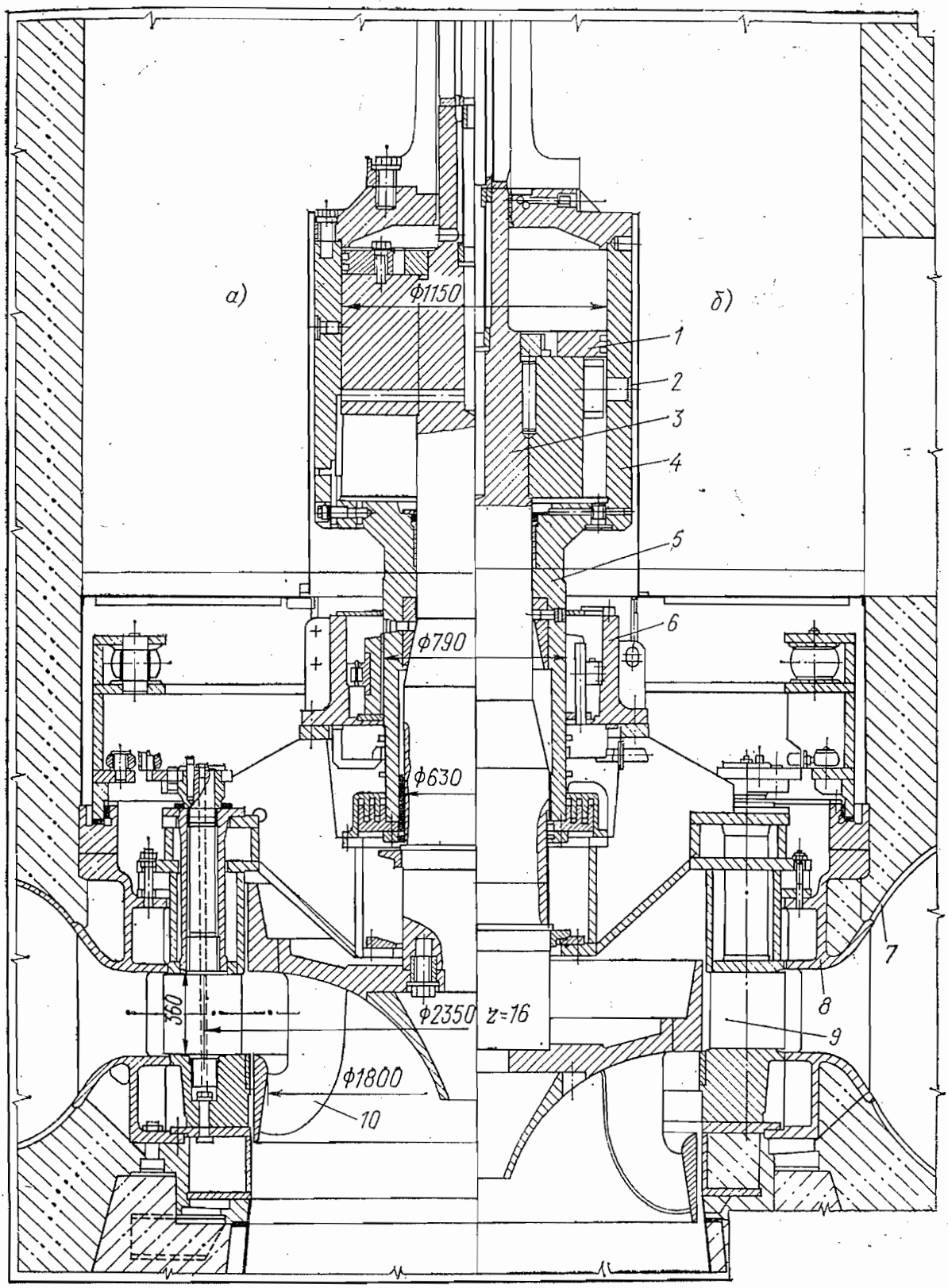


Рис. VI.21. Турбина-затвор Жинвали ГЭС: *а* **— турбинный режим;** *б* **— режим затвора;** *1* **— поршень сервомотора;** *2* **— шпонка;** *3* **— внутренний вал;** *4* **— сервомотор;** *5* **— наружный вал;** *6* **— направляющий подшипник;** *7* **— спиральная камера;** *8* **— статор;** *9* **— направляющий аппарат;** *10* **— рабочее колесо**

ситуациях прекращение доступа воды в отводящую часть. Такая турбина установлена на ГЭС впервые в гидроэнергетической практике и является опытно-промышленным образцом. Турбина-турбозатвор выполнена в вертикальном варианте и служит при-

водом генератора трехфазного тока. Номинальная мощность турбины 33 500 кВт достигается в зоне напоров от 128 м (расчетного) до 155,9 м (максимального). На рис. VI.21 показана турбина в открытом и закрытом положениях.

В связи с двойным назначением в конструкцию ротора турбины внесены существенные изменения: появились несвойственные радиально-осевой турбине механизмы, в том числе маслоприемник, штанги, аппаратура и др.

Основное конструктивное отличие турбозатвора от обычной радиально-осевой гидротурбины состоит в том, что рабочее колесо имеет возможность перемещаться вниз. Для этого вал турбины выполнен из двух частей и в месте их разъема размещен сервомотор ротора турбины, обеспечивающий перемещение рабочего колеса. Ступица рабочего колеса выполнена большего диаметра, чем обод, а высота ступицы больше высоты b_0 направляющего аппарата. Рабочее колесо в нижнем положении опирается ступицей на нижнее кольцо, при этом развитой по высоте периферийной частью она перекрывает проходное сечение b_0 направляющего аппарата.

VI.5. ДИАГОНАЛЬНЫЕ ТУРБИНЫ ЗЕЙСКОЙ ГЭС

Агрегат состоит из вертикальной поворотно-лопастной турбины диагонального типа, изготовленной ПО ЛМЗ, непосредственно соединенной с генератором трехфазного тока зонтичного типа. Водоприемники турбинных водоводов снабжены быстропадающими щитами. На рис. VI.22 показан разрез здания ГЭС.

Вода через водоводы подводится в металлическую спиральную камеру круглого сечения с углом охвата 345°, диаметр входного патрубка 7,1 м. Облицовка камеры выполнена из стали 10ХСНД. Верхняя часть поверхности спиральной камеры отделена от вышерасположенного бетона изолирующей упругой прокладкой. В спирали предусмотрены лаз для прохода в нее, водоприемник забора воды для нужд технического водоснабжения и отверстие для установки клапана опорожнения.

Турбина (рис. VI.23) предназначена для работы агрегата как в генераторном режиме, так и в режиме синхронного компенсатора. Гидротурбинное оборудование создано для напоров от 97,3 до 74,5 м. Пусковой напор 40 м. Мощность при расчетном напоре — 220 МВт. Частота вращения ротора номинальная — 136,4 об/мин.

Внешняя граница проточной части турбины формируется камерой рабочего колеса, верхняя часть которой выполнена в виде сварной конструкции из коррозионно-стойкой стали и механически обработана по сфере. Нижняя, коническая часть камеры выполнена без механической обработки из двухслойной стали. К камере присоединен воздушный трубопровод, позволяющий подавать атмосферный воздух под рабочее колесо. Отвод воды из турбины осуществляется отсасывающей трубой высотой 12 150 мм и длиной 21 150 мм. Начальный конус отсасывающей трубы выполнен с металлической облицовкой. В нижней части колеса трубы установлен сливной клапан диаметром 400 мм с гидромеханическим приводом. На выходе из отсасывающих труб предусмотрены пазы для установки ремонтных затворов.

Турбина имеет обычный радиальный направляющий аппарат с относительной высотой $\bar{b}_0 = 0{,}4D_1$ при 24 направляющих лопатках. Опоры направляющих лопаток выполнены с применением антифрикционного материала, не требующего смазывания. В механизме привода направляющих лопаток в качестве предохранительного устройства предусмотрены срезные пальцы. Усилие для поворота лопаток создается двумя сдвоенными сервомоторами диаметром 600 мм, закрепленными на опоре подпятника, расположенной на крышке турбины. Рабочее колесо турбины имеет девять лопастей, оси которых наклонены к горизонтальной плоскости под углом 45°. Лопасти закреплены в корпусе посредством отъемных цапф, рычагов и гаек. Усилие для перестановки лопастей создается сдвоенным сервомотором, расположенным в центральной части корпуса.

Фланцы лопастей снабжены манжетными двусторонними уплотнениями. Рабочее колесо своей крышкой соединено с валом турбины, внутри которого расположены штанги, подводящие масло к сервомотору рабочего колеса. Верхний конец вала соединен со ступицей ротора генератора. На верхней крестовине генератора расположен маслоприемник, обеспечивающий подачу масла из неподвижных трубопроводов от золотника регулятора к вращающимся штангам рабочего колеса. Ротор генератора имеет две радиальные опоры, одна из которых относится к турбине, а другая — к генератору. Турбинный подшипник имеет резиновый вкладыш, смазываемый и охлаждаемый водой, которая подается по трубопроводу из проточ-

ной части. Резервная подача воды предусмотрена от трубопровода технического водоснабжения. Вал турбины диаметром 1,4 м в зоне подшипника облицован коррозионно-стойкой сталью.

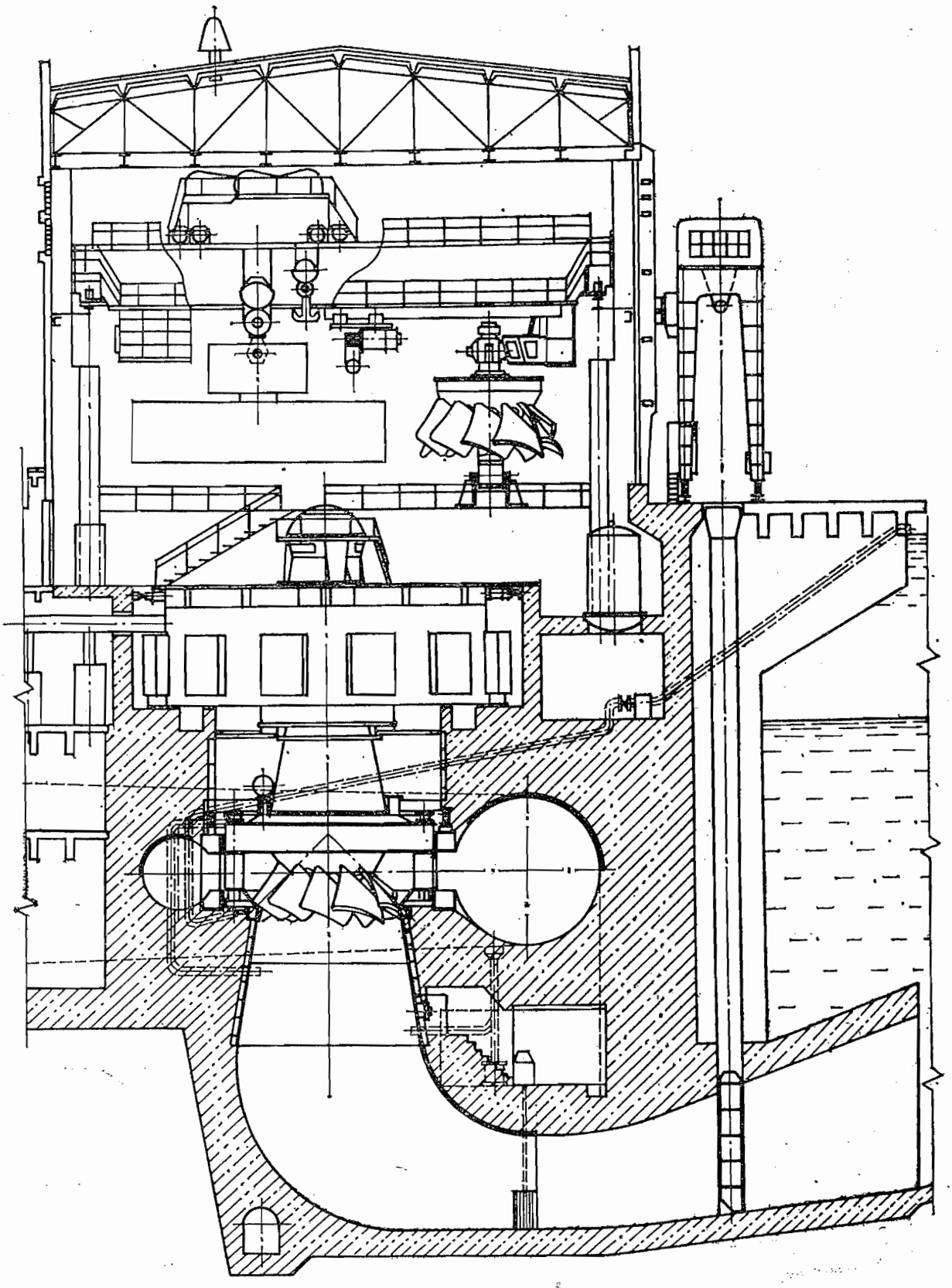


Рис. VI.22. Поперечный разрез здания Зейской ГЭС

Управление турбиной осуществляется регулятором ЭГРК-1Т-150-4 и маслонапорной установкой МНУ 20М-2/40. Кроме обычной аппаратуры турбины Зейской ГЭС снабжены дополнительно прибором для контроля зазора лопасть—камера.

Показания этого прибора выведены на щит управления агрегатом. Пуск и остановка агрегата, распределение нагрузки между агрегатами осуществляются дистанционно с пульта управления. Одновременно предусмотрена возможность ручного управления. Аварийная автоматическая остановка турбины может быть осуществлена

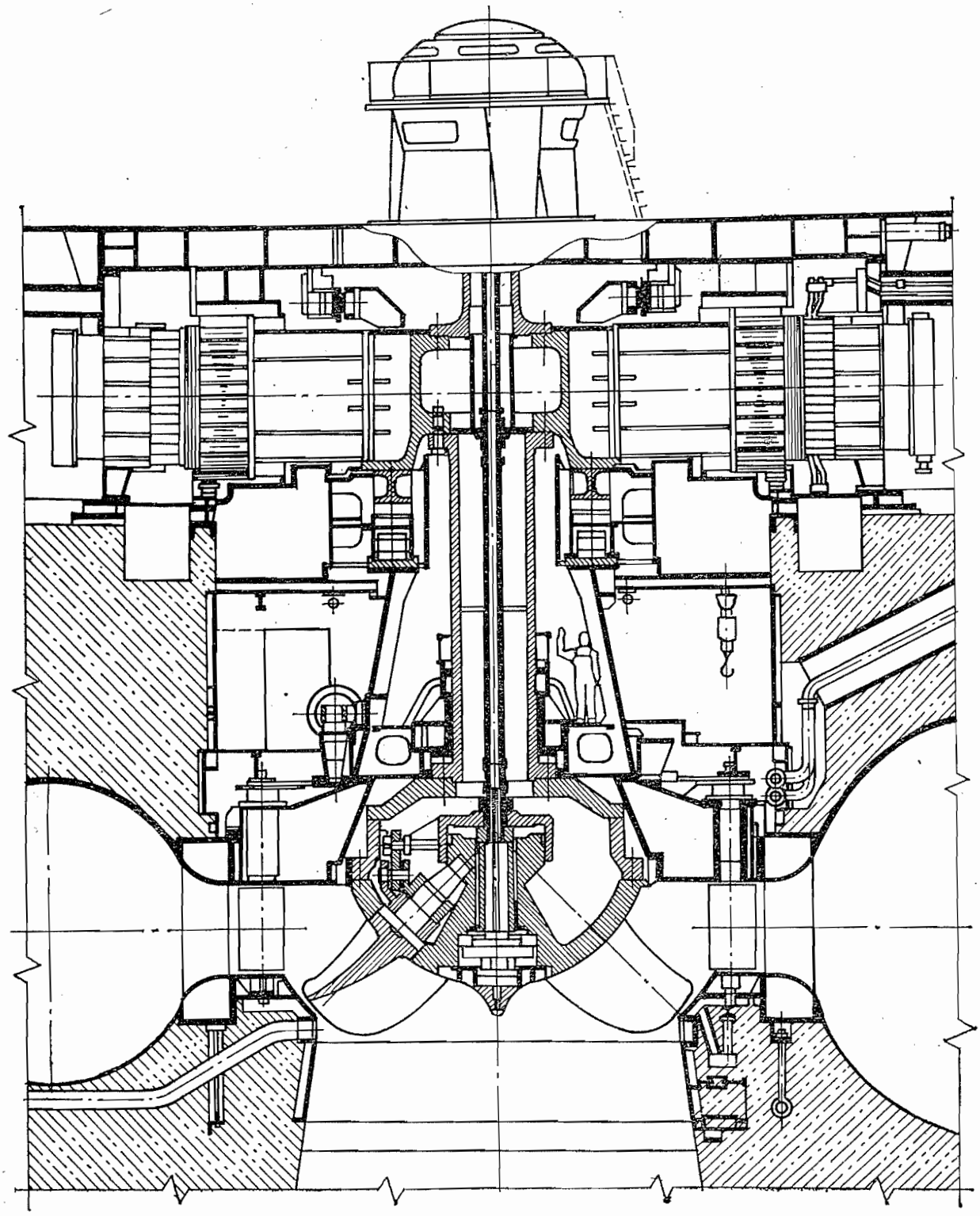


Рис. VI.23. Разрез агрегата Зейской ГЭС с диагональной турбиной

механизмом ограничения открытия регулятора специальным аварийным золотником, включаемым клапаном с электромагнитом и подающим масло под давлением из МНУ непосредственно в полость закрытия сервомоторов направляющего аппарата, сбросом быстропадающих щитов на турбинных водоводах.

VI.6. ПРОПЕЛЛЕРНЫЕ ТУРБИНЫ ДНЕПРОГЭС II

На Днепровской ГЭС II установлены пропеллерные турбины большой мощности и размеров, изготовленные ПОАТ ХТЗ. Мощность турбины при расчетном напоре 34,3 м и выше достигает 120 МВт. Номинальная частота вращения $n_н$ = = 107,1 об/мин, разгонная $n_р$ = 215 об/мин (рис. VI.24).

Подпятник гидроагрегата установлен на опоре крышки турбины. Ротор гидроагрегата имеет единый вал, который направляется двумя опорными подшипниками.

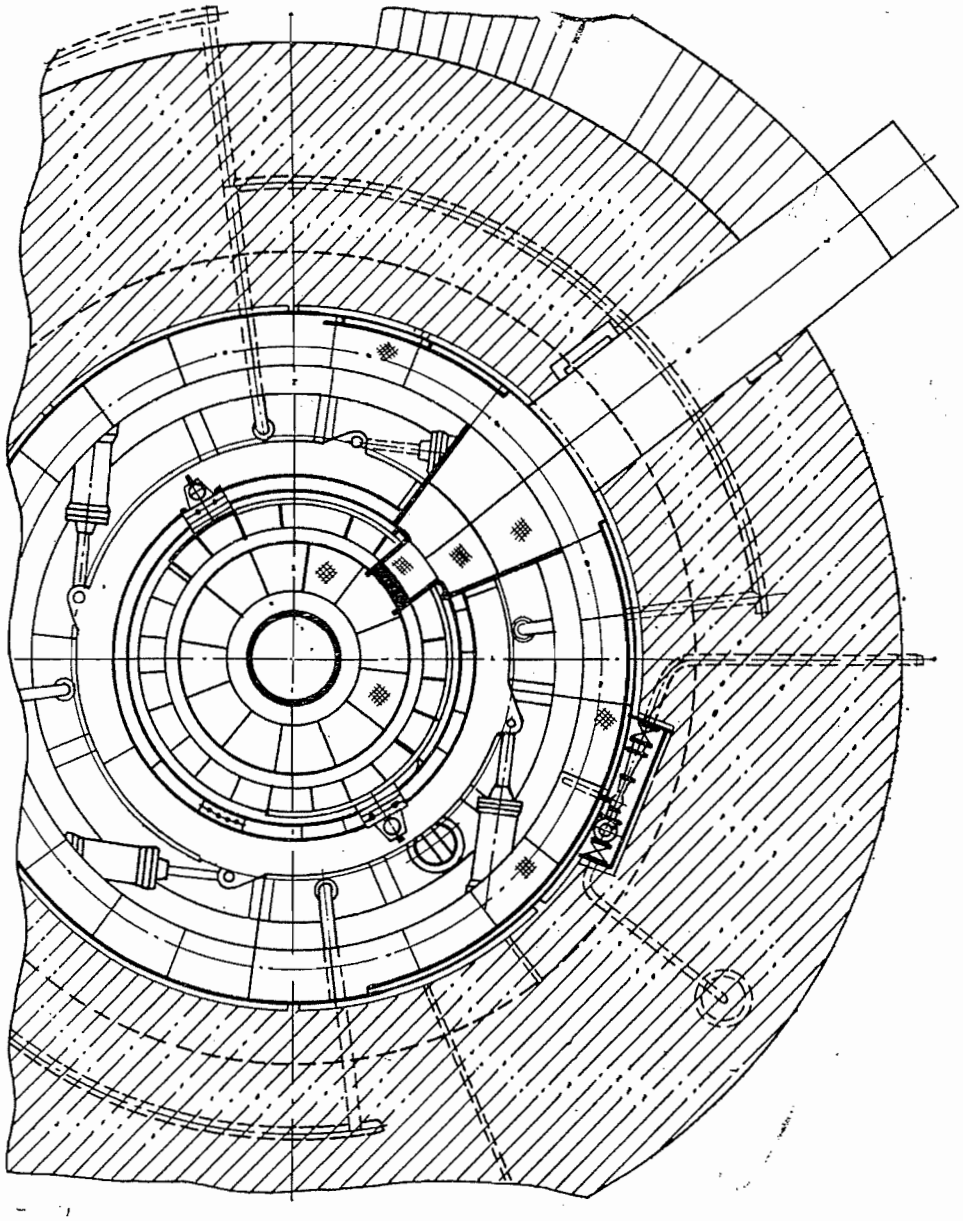


Рис. VI.24. План турбины ДнепроГЭС II

Генераторный самосмазывающийся подшипник с залитыми баббитом сегментами установлен на верхней крестовине.

Турбинный подшипник — кольцевой с залитым баббитом вкладышем и принудительной циркуляцией масла — установлен в конусе крышки турбины.

Подвод воды к турбине осуществляется бетонной спиральной камерой таврового сечения с незначительно поднятым потолком. Угол охвата спиральной камеры в плане 187° 30′. Статор турбины имеет 12 колонн, установка которых произведена в соответствии с направлением потока при оптимальных режимах работы гидроагрегата. Направляющий аппарат включает 24 лопатки симметричного профиля. Поворот направляющих лопаток осуществляется четырьмя качающимися сервомоторами, установленными на крышке турбины, которые посредством тяг связаны с регулирующим кольцом.

Рабочее колесо диаметром $D_1 = 6{,}8$ м выполнено с шестью жестко закрепленными лопастями. Корпус рабочего колеса по цилиндру выполнен с малым втулочным отношением $d_ц = 0{,}35D_1$, что позволило увеличить быстроходность и мощность турбины по сравнению с поворотно-лопастной турбиной того же диаметра. Камера рабочего колеса — цилиндрическая, сварная из двухслойного листового проката без механической обработки; омываемая водой поверхность выполнена из коррозионно-стойкой стали.

Отвод воды осуществляется отсасывающей изогнутой трубой высотой $h = 2{,}2D_1$ и длиной $L = 4{,}3D_1$.

VI.7. НАСОС-ТУРБИНЫ ЗАГОРСКОЙ ГАЭС

Вертикальная радиально-осевая насос-турбина РОНТ 115/812-В-630 изготовлена ПО ЛМЗ. Она предназначена для непосредственного соединения с гидрогенератором — двигателем типа ВТДС1005/245-40У4 трехфазного тока номинальной мощности 220 000 кВт для напоров в турбинном режиме 111 м, в насосном — 96—115 м. Насос-турбина в насосном режиме подает воду из нижнего бьефа в водохранилище ГАЭС, в турбинном режиме является приводом синхронного гидрогенератора — двигателя, работающего в генераторном режиме (рис. VI.25). Предусматривается работа агрегата в режиме синхронного компенсатора. Этот режим может быть обеспечен переходом как из насосного, так и из турбинного режимов. Управление насос-турбиной осуществляется с помощью электрогидравлического регулятора скорости ЭГР-2И01-10-8 и маслонапорной установки МНУ 20-2/63-3.

Здание ГАЭС — полуподземного типа, вода к агрегатам для турбинного режима подводится индивидуальными водоводами длиной 714 м. На головном водоприемнике установлены быстропадающие плоские щиты, обеспечивающие аварийную остановку агрегата, а также возможность опорожнения водоводов для осмотров и ремонтов механизмов турбины. Со стороны отсасывающей трубы предусмотрены пазы для установки ремонтных затворов козловым краном. Подвод воды от напорного водовода к направляющему аппарату в турбинном режиме и отвод воды в насосном осуществляются спиральной камерой, такой же, как у обычных радиально-осевых турбин данной быстроходности. Отвод воды в турбинном режиме и подвод в насосном осуществляются отсасывающей трубой, конструкция которой мало отличается от обычных турбинных отсасывающих труб.

Перевод агрегата в турбинный режим достигается:

1) из насосного режима — прикрытием направляющего аппарата до открытия холостого хода, отключением генератора от сети и повторной синхронизацией в двигательном режиме после самопроизвольного достижения ротором движения в турбинном направлении;

2) из состояния покоя — открытием направляющего аппарата при заполненной водой проточной части;

3) из режима синхронного компенсатора с турбинным направлением вращения — выпуском воздуха из камеры рабочего колеса и открытием направляющего аппарата;

4) из режима синхронного компенсатора в насосном направлении — отключением двигателя от сети, открытием направляющего аппарата и включением генератора в сеть после перемены направления вращения ротора и достижения номинальной частоты вращения.

Перевод агрегата в насосный режим осуществляется:

1) из состояния покоя — отжатием воды из камеры рабочего колеса сжатым воздухом, пуском двигателя с левым направлением вращения, выпуском воздуха из камеры рабочего колеса и открытием направляющего аппарата после достижения за рабочим колесом определенного давления;

2) из режима синхронного компенсатора с насосным направлением — заполнением водой полости рабочего колеса и выпуском из нее воздуха.

Номинальная частота вращения ротора в турбинном и насосном режиме 150 об/мин. Разгонная частота вращения 240 об/мин. Подача воды в насосном режиме при напоре 105 м составляет 189 м^3/с.

Основным рабочим органом насос-турбины является рабочее колесо радиально-осевого типа со специальной лопастной системой, обеспечивающей эффективную работу в насосном и турбинном режимах. При работе агрегата в режиме синхронного

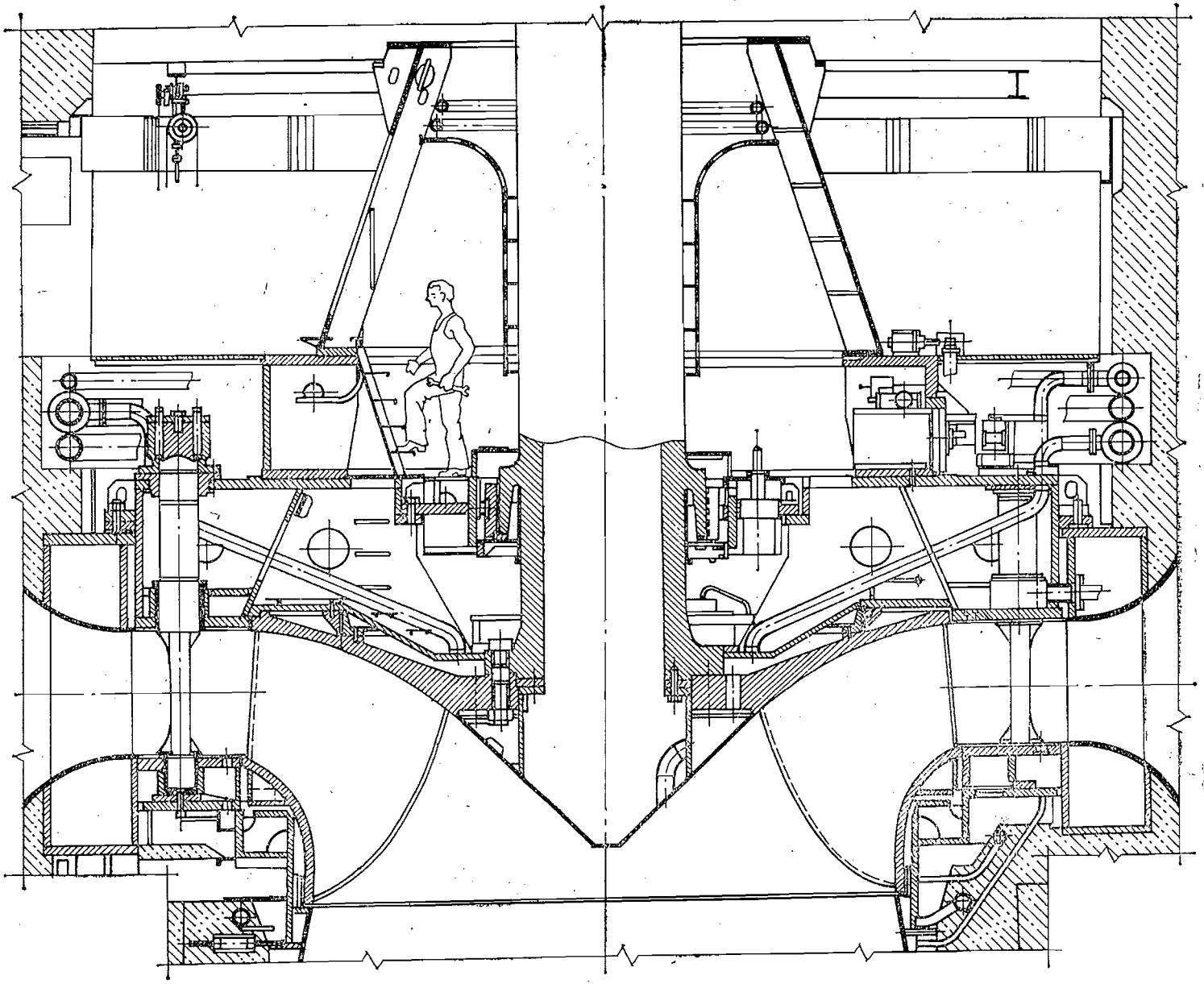


Рис. VI.25. Разрез гидроагрегата Загорской ГАЭС

компенсатора к лабиринтным уплотнениям рабочего колеса подводится охлаждающая вода. Для оперативного управления агрегатом применен направляющий аппарат радиального типа с поворотными лопатками. Перестановочные усилия создаются прямоосными индивидуальными сервомоторами, действующими на каждую лопатку.

VI.8. КОМПЛЕКТНОСТЬ ГИДРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ И ПОСТАВКИ ОБОРУДОВАНИЯ

В комплект гидротурбинной установки должны входить осевая и радиально-осевая или другая турбина, регулятор, маслонапорная установка, аппаратура (колонка) автоматики, монтажные приспособления, специальный инструмент и

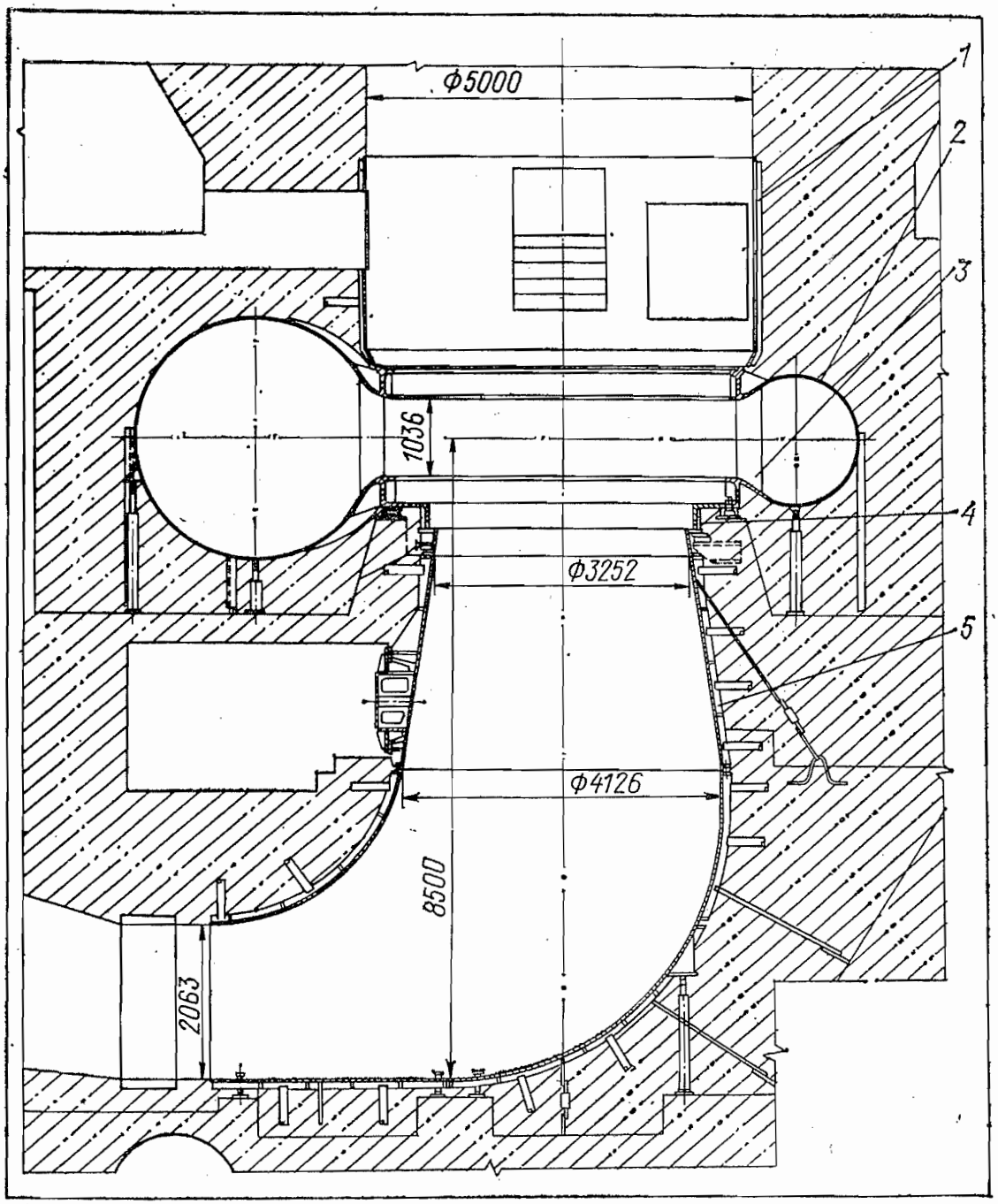


Рис. VI.26. Спираль, статор и облицовки РО турбины

запасные части в соответствии с ОСТ 108.023.08—78. Дисковые и шаровые затворы настоящим ОСТом не предусмотрены и их комплектность определяется поставщиком по согласованию с заказчиком. Гидротурбинное оборудование разбивается этим ОСТом по этапам изготовления и отгрузки. В I и II этап входят сборочные единицы,

которые при монтаже заливаются первичным или вторичным бетоном, они являются закладными частями турбины. Комплектность закладных частей зависит от типа и конструкции турбины, проекта здания станции и организации монтажных работ. Наименование сборочных единиц закладных частей турбины определяется конкретно для каждой ГЭС или ГАЭС заводом-поставщиком и генеральным проектировщиком — заказчиком.

Если рассматривать не конкретную гидротурбинную установку, то в объем закладных частей по I и II этапу могут входить укрупненно следующие сборочные единицы (рис. VI.26): облицовка конуса *5* и колена отсасывающей трубы (если они заливаются бетоном); облицовка бетонной спиральной камеры или металлическая спиральная камера *2*; трубопроводы закладные с арматурой; статор турбины *3*; кольцо фундаментное *4*, облицовки шахты турбины *1* и сервомоторов направляющего аппарата; фундаментные части холостого выпуска; приспособления и специальный инструмент для монтажа закладных частей и другие элементы. В III—VI этапы входят сборочные единицы и комплекты рабочих механизмов турбины, а именно: рабочее колесо, вал турбины, направляющий аппарат, направляющий подшипник, маслоприемник и штанги рабочего колеса (для ПЛ и ДПЛ), трубопроводы (масляные, водяные и воздушные с аппаратурой), обратные связи, щиты измерительных приборов и средств автоматики турбины, лекажный агрегат, клапаны срыва вакуума, насосы, площадки, лестницы и другие сборочные единицы и аппаратура, обеспечивающая нормальную работу турбины. В VII этап входит регулятор, маслонапорная установка и комплекты аппаратуры автоматики. В VIII и IX этапы входят основные монтажные приспособления, специальный инструмент для механизмов турбины и запасные части.

VI.9. ОБЛИЦОВКИ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ И ШАХТЫ ТУРБИНЫ

Конус отсасывающей трубы. Конус (диффузор) отсасывающей трубы является основным преобразователем сходящей с рабочего колеса кинетической энергии потока воды. Поток воды в нем является неустановившимся и неоднородным, особенно на неоптимальных режимах. В связи с этим на поверхности конуса возникают значительные локальные пульсации давления с изменением знака, что может привести к эрозии и разрушению бетонных стенок конуса. Поэтому применяется облицовка поверхности конуса металлическими листами согласно ОСТ 108.023.01—75. Стандарт устанавливает конструкцию облицовок, размеры, технические требования на их изготовление и монтаж. Обычно применяют листовой материал марки ВСт3сп3. Если в воде содержится большое количество твердых абразивных частиц, облицовку изготовляют из специальной стали, например 1Х18Н3Г3Д2, листовой прокат которой надо специально заказывать.

Облицовка конуса посредством сопрягающего пояса соединяется в радиально-осевых гидротурбинах с фундаментным кольцом, в осевых — с камерой рабочего колеса. Нижняя часть облицовки конуса сопрягается с входным сечением колена отсасывающей трубы. Входной и выходной диаметры, а также высота облицовки конуса определяются по теоретическому чертежу отсасывающей трубы, который разрабатывается при проектировании турбины (рис. VI.27). Облицовка конуса выполняется из отдельных поясов, высота которых не должна превышать 3 м. Кроме того, каждый пояс выполняется из секторов. Количество поясов и секторов облицовки конуса зависит от диаметра рабочего колеса и выбирается с учетом условий транспортирования.

Толщина листа облицовки s, ребер s_1, анкерных планок, ширина лаза $d_л$, расстояние между вертикальными ребрами (α, ...°) и диаметр монтажных болтов d указаны в табл. VI.4.

Площади участков между горизонтальными и вертикальными ребрами должны быть не более 0,8 м^2. Ребра привариваются к облицовке конуса сплошными двусторонними швами с катетом $k = 0{,}5s_1$ мм. Анкерные планки привариваются в центре каждой площадки, между горизонтальными и вертикальными ребрами, кроме того, горизонтальные ребра облицовки должны соединяться с арматурой основного бетона стержнями, расположенными примерно через один метр.

У высоконапорных турбин при диаметре рабочего колеса менее 3 м для выемки рабочего колеса может быть установлен съемный конус.

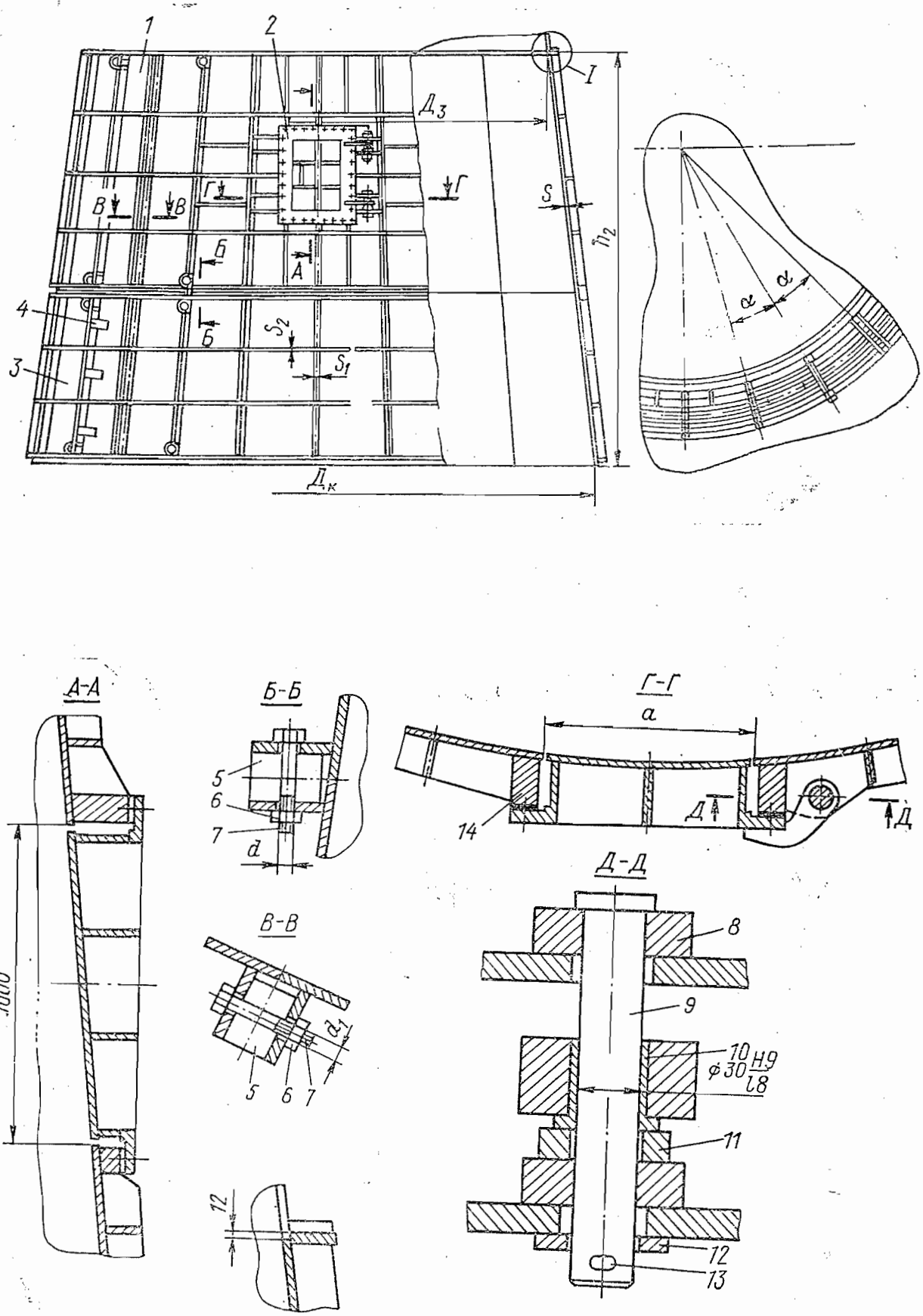


Рис. VI.27. Облицовка конуса отсасывающей трубы:

1 — верхний пояс; *2* — крышка лаза; *3* — нижний пояс; *4* — планка анкерная; *5* — лист; *6* — гайка; *7* — болт; *8* — кольцо; *9* — ось; *10* — втулка; *11* — кольцо установочное; *12* — шайба; *13* — шплинт; *14* — прокладка

Таблица VI.4. Размеры облицовки (мм)

Диаметр рабочего колеса	s	s_1	a	d	α, ...°	Толщина анкерных планок	Число секторов каждого пояса
До 4000	10	10	550	М24	15	10	4
Св. 4000 до 6000	10	10	650	М24	15	10	4
Св. 6000 до 8000	12	12	650	М24	10	12	6
Св. 8000	14	14	650	М30	10	14	6

Колено отсасывающей трубы. Облицовки колена или тора отсасывающей трубы выполняют только при наличии обоснованных технических требований заказчика. Стандартом такие металлоконструкции не предусмотрены.

Облицовку колена выполняют из многих частей с последующей электросваркой при монтаже; толщину листового проката облицовки принимают 16—20 мм, площадь между ребрами не более 1 м^2; ребра к облицовке приваривают двусторонним швом с катетом шва 0,7 от толщины ребра, в дне металлического колена предусматривают отверстия диаметром 150—200 мм для заливки бетоном с последующей установкой заглушек и заваркой. Для монтажа колена предусматривается поставка приспособлений в виде домкратов, проушин, стяжек и других деталей.

Шахта турбины. Металлическая облицовка предусматривается с целью предохранения от просачивания фильтрационной воды в шахту турбины. Она одновременно служит опалубкой при бетонировании. Металлоконструкция шахты выполняется из листового проката марки ВСт3сп3 при диаметре до 6 м толщиной 6 мм, свыше 6 м — толщиной 8 мм, оребренной для жесткости по наружной поверхности. Облицовка соединяется с бетоном анкерными планками.

В облицовке шахты предусматривают ниши для аппаратуры и вспомогательного оборудования, при некоторой компоновке механизмов — ниши для установки сервомоторов направляющего аппарата.

VI.10. КОНСТРУКЦИИ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР

Для небольших напоров и крупных турбин спиральная камера выполняется из железобетона трапецеидального или таврового сечения. В случае высоких напоров спиральные камеры выполняются в виде металлических конструкций, воспринимающих часть или полное усилие, с круглыми или овальными сечениями. Как правило, наиболее экономичными являются конструкции, в которых бóльшая часть сечений выполнена в виде правильных окружностей, а часть — овальными.

Проектирование конструкций и расчет на прочность спиральных камер из бетона входит в комплект работ проектировщиков здания станции. Завод-поставщик турбины по согласованию с заказчиком проектирует и поставляет противофильтрационную облицовку из листовой углеродистой стали толщиной 6—8 мм. В большинстве случаев облицовывают верхний и нижний конусы, а в некоторых случаях — и потолок спиральной камеры. При достаточно больших диаметрах конусов облицовку выполняют из плоских листов. Кроме предотвращения фильтрации через бетон облицовка предохраняет последний от размывания, поэтому ее ставят в местах перехода спирали к статору и приваривают к нему.

Металлические спиральные камеры в настоящее время изготавливаются сварными. Выбор типа конструкции связан с величиной напора и размером турбины. Спиральные камеры небольших размеров полностью изготавливаются на заводе и испытываются гидравлическим давлением (в соответствии с существующими нормами) — в 1,5 раза большим максимального рабочего давления.

Компоновка высоконапорных радиально-осевых турбин обычно предусматривает частичное или полное бетонирование спирали. Кроме того, спиральная камера иногда используется для закрепления на ней сервомоторов и колец направляющего аппарата, холостого выпуска и других деталей. Для этих целей предусматриваются соответствующие опорные выступы, приливы, приварыши и др. В сварнолитых конструкциях колонны статора с поясами отливаются, а стенки спиральной камеры выполняются из листового проката, согнутого методом вальцевания, штам-

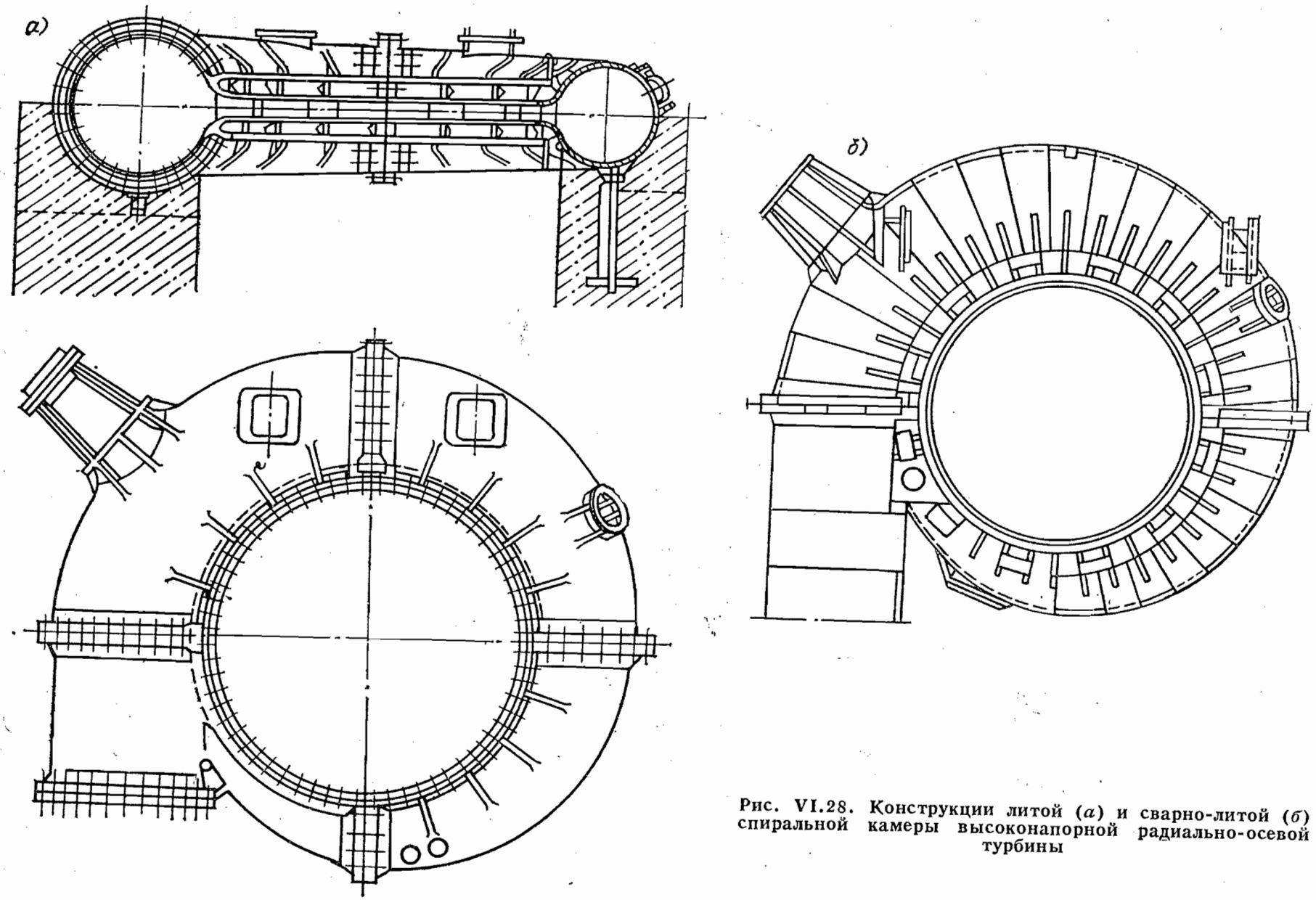


Рис. VI.28. Конструкции литой (*а*) и сварно-литой (*б*) спиральной камеры высоконапорной радиально-осевой турбины

повки или гибки. После сварки вся конструкция проходит необходимую термическую обработку. Количество разъемов, их расположение и конструкция фланцевых соединений определяются транспортными соображениями и общей компоновкой турбины. На рис. VI.28 приведены конструкции литой и сварно-литой спиральных камер высоконапорных турбин, изготовленных ПО ЛМЗ.

Для напоров меньше 200 м спиральные камеры изготовляются, как правило, из листового проката и свариваются непосредственно при монтаже. На заводе-изготовителе производится изготовление отдельных элементов. Толщина листов и марка стали, применяющейся при изготовлении звеньев, определяются специальным расчетом и технико-экономическими обоснованиями. На рис. VI.29 приведена

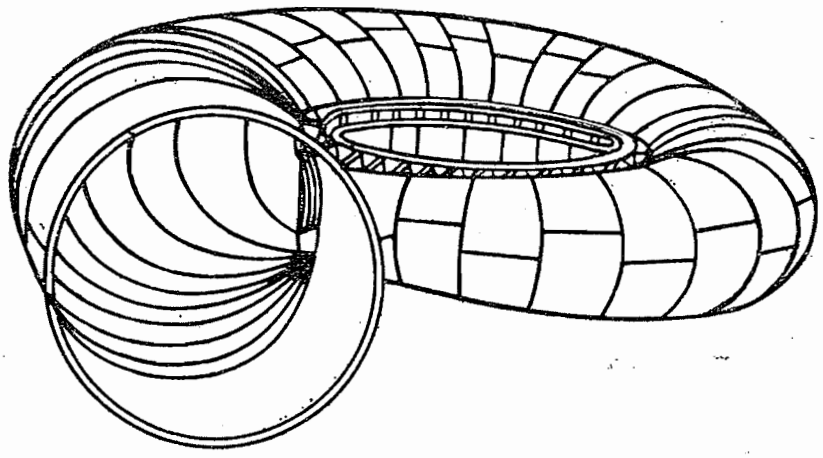


Рис. VI.29. Конструктивная схема сварной спиральной камеры крупной радиально-осевой турбины Красноярской ГЭС

конструктивная схема спиральной камеры турбины Красноярской ГЭС диаметром входного сечения 8,7 м. Оболочка состоит из 31 звена. Звенья выполнены из трех марок стали толщиной от 25 до 35 мм.

При создании крупных РО турбин обоснована техническая возможность и целесообразность конструкций, позволяющих обеспечивать совместную работу металлической оболочки с бетоном здания станции; передавать усилия от оболочки к поясам статора при отсутствии больших моментов, скручивающих пояс и вызывающих изгиб колонн; применять бандажированные спиральные камеры с предварительным напряжением; усиливать верхние пояса статора за счет соединения со спиралью дополнительными ребрами и армирования железобетона в околостаторной зоне, а также частичного удаления в этой зоне упругой прокладки; применять для изготовления оболочки спиральной камеры высокопрочные стали; применять двухподводные спирали.

Совместная работа металлической оболочки с железобетоном здания гидростанции обеспечивается установкой соответствующей арматуры вокруг спиральной камеры и отказом от покрытия верхней части оболочки упругой прокладкой. Существенное снижение момента, скручивающего верхний пояс статора, достигается перемещением точки сопряжения оболочки спирали и пояса статора таким образом, чтобы направление действия усилия проходило через центр тяжести сечения. Применение сильно армированного кольцевого пояса в околостаторной зоне в сочетании с частичным удалением упругой прокладки в этой зоне обеспечивает работу железобетона совместно с верхним поясом статора.

При двухподводной спиральной камере основной идеей конструкции является уменьшение размеров сечений оболочки, что позволяет при тех же напорах применять меньшие толщины листов.

На рис. VI.30 приведена спиральная камера турбины Саяно-Шушенской ГЭС во время монтажа. Спиральная камера круглого сечения с углом охвата в плане 342°. Ширина спиральной камеры в плане 20,7 м. Скорость потока во входном сечении при расчетном напоре $H_р = 194$ м и номинальной мощности 650 МВт составляет 12,2 м/с. Спиральная камера выполнена из стали 10ХСНД толщиной до 40 мм из 19 звеньев, каждое из которых состоит из двух обечаек.

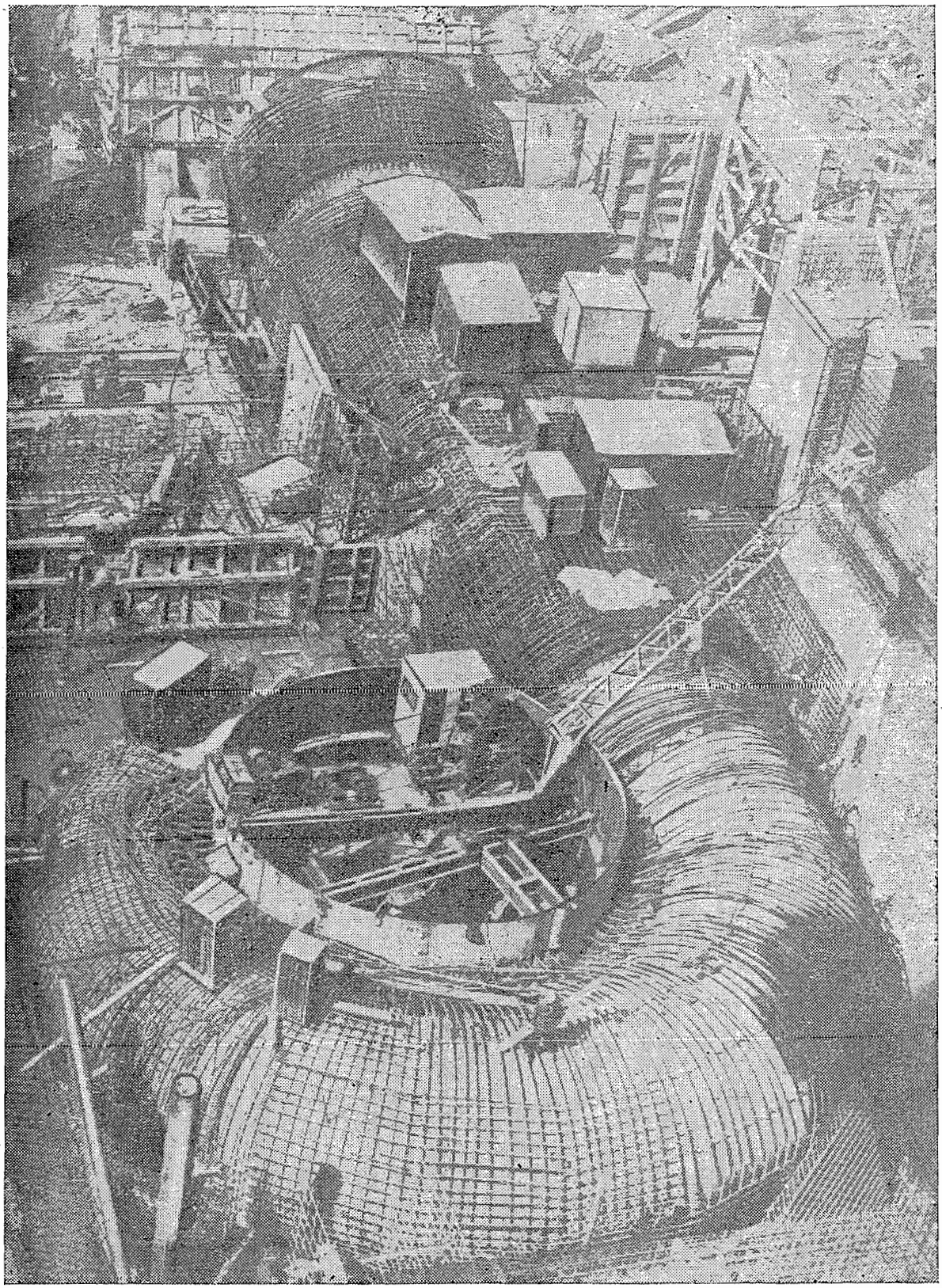


Рис. VI.30. Монтаж спиральной камеры турбины Саяно-Шушенской ГЭС

VI.11. КОНСТРУКЦИИ СТАТОРОВ

Статор турбины передает на фундамент здания осевое давление воды, массовые нагрузки от части бетонного блока здания ГЭС, расположенного выше спиральной камеры, и от массы гидроагрегата. Статор турбины является опорой направляющего аппарата и воспринимает усилия, возникающие от действия давления воды на спиральную камеру.

Для крупных низконапорных поворотно-лопастных гидротурбин статор (рис. VI.31) может быть выполнен в виде колонн, непосредственно связанных с бетоном (*а*); в виде колонн, опирающихся внизу на бетон, а вверху объединенных поясом болтовым соединением или сваркой, причем этот пояс может быть изготовлен

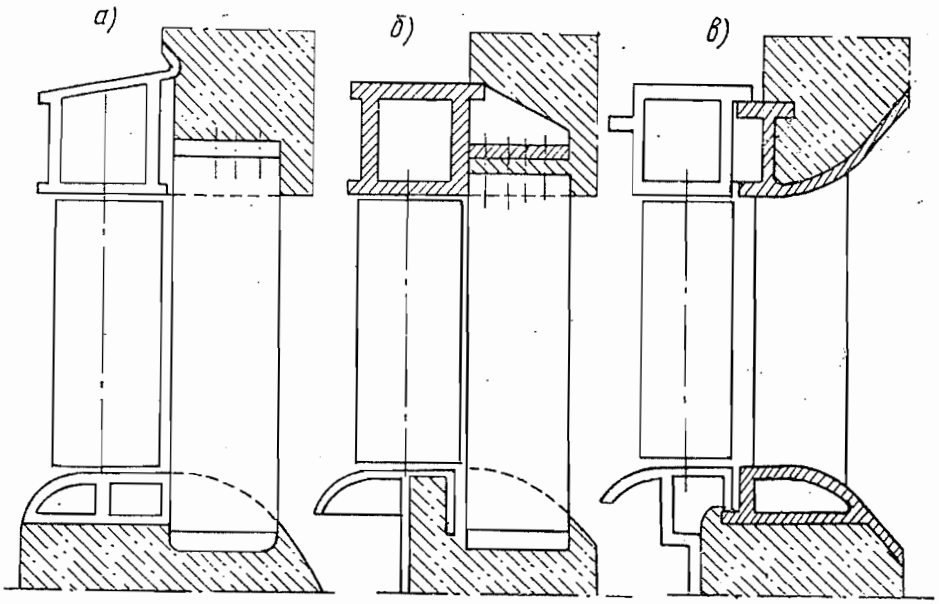


Рис. VI.31. Конструктивные схемы статоров

заодно с верхним кольцом направляющего аппарата (*б*); в виде колонн, сверху и снизу объединенных поясами (*в*). Предпочтительной является конструкция статора с колоннами, объединенными верхним и нижним поясами, так как в этом случае благодаря жесткости статора контрольная сборка направляющего аппарата турбин на заводе-изготовителе и сборка при монтаже будут в одинаковых условиях. Однако для особокрупных турбин такая конструкция не всегда выполнима.

Для высоконапорных радиально-осевых турбин статор, как правило, конструктивно объединяется со спиральной камерой, так как высота направляющего аппарата невелика. Обычно материалом для изготовления статоров является углеродистая сталь СтВ25А или слаболегированная сталь 20ГСЛ и 10ХСНД. Статоры выполняются либо в виде отливок, либо сварных или сварно-литых конструкций. Выбор технологии изготовления обусловливается размерами турбины и технологическими возможностями производства. Общее количество колонн и их размеры ограничены гидродинамическими условиями и соображениями прочности. Радиальные размеры и формы поясов статора определяются спиральной камерой, шахтой и крышкой турбины, а также нижним кольцом направляющего аппарата. Высота поясов и толщина отдельных элементов должны удовлетворять условиям транспортирования секторов статора (при литом исполнении еще и возможностями получения качественной отливки) и возможности последующей сварки и термообработки. Колонны могут быть сплошного сечения или пустотелые. В этом случае толщины стенок выбираются с учетом применяемых марок сталей из условий прочности и технологичности.

Практика конструирования гидротурбин на ПО ЛМЗ установила основные геометрические соотношения, которые при проектировании принимаются за основу, а затем уточняются расчетом на прочность. Они указаны на рис. VI.32 и в табл. VI.5 и VI.6.

Толщины отдельных элементов верхнего пояса статора назначаются на основании конструктивных и технологических соображений и проверяются специальным

прочностным расчетом. В конструкциях, где все усилие от давления воды воспринимает спиральная камера, нижний пояс статора обычно нагружен значительно меньше верхнего, так как оболочка спиральной камеры связана с бетоном и передает на нижний пояс лишь незначительную часть усилия. Как правило, из-за необходимости осуществления на нижнем поясе опорных поверхностей для установки и закрепления статора в бетоне его сечение непостоянно. Постоянными являются

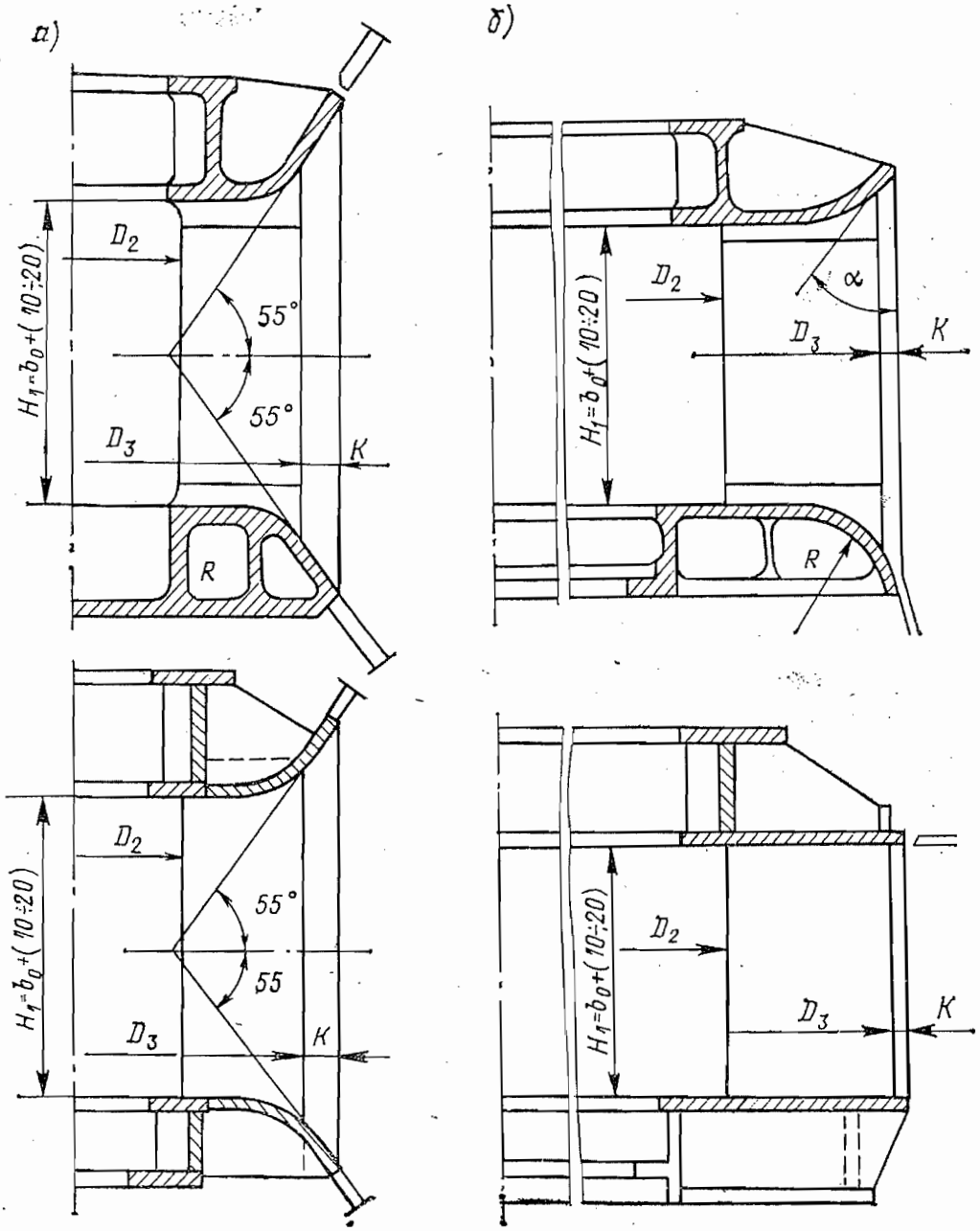


Рис. VI.32. Основные геометрические соотношения для литых и сварных конструкций статоров: *а* — радиально-осевые турбины; *б* — поворотно-лопастные турбины

верхний лист пояса, образующий границу проточной части, внутренняя вертикальная цилиндрическая оболочка и опорный фланец. Толщины элементов сечения нижнего пояса также должны обеспечить получение нужных по условиям прочности и жесткости характеристик.

Колонны привариваются к поясам снаружи либо пропускаются сквозь наружные поверхности поясов и соединяются с остальными элементами сечений. Второй тип обычно используется при сварных поясах. Колонны при литых поясах могут быть отлиты отдельно и приварены к ним. Начальные элементы колонн могут входить в отливку поясов.

Из соображений транспортабельности статор по высоте может иметь разъем по колоннам, который сваривается при монтаже.

Таблица VI.5. Основные размеры статора радиально-осевой турбины (рис. VI.32, *а*)

Диаметр рабочего колеса D_1, мм	D_2 (мм) при напоре (м)		D_3 (мм) при напоре (м)				K	R
	до 170	св. 170	75	75—115	115—170	170—230	мм	
3600	4 850	5000	5 750	5 800	5 850	6 050	150	350
4000	4 300	5500	6 250	6 300	6 350	6 650		
4500	6 000	6150	7 100	7 150	7 200	7 450		400
5000	6 600	6850	7 750	7 800	7 850	8 200	175	500
5500	7 300	7550	8 550	8 600	8 700	9 050		
6000	8 000	8200	9 350	9 450	9 550	9 850		600
6500	8 550	8900	10 000	10 100	10 200	10 700		
7000	9 250	—	10 800	10 900	—	—		
7500	10 000	—	11 700	11 800	—	—		

Таблица VI.6. Основные размеры статора поворотно-лопастной турбины (см. рис. VI.32, *б*)

Диаметр рабочего колеса D_1	D_2	D_3 (мм) при напоре (м)		K	R
мм		до 40	40—80	мм	
4 000	5 400	6 200	6 250	50	350
4 500	6 000	6 900	6 950		
5 000	6 600	7 550	7 600		400
5 500	7 300	8 350	8 400	75	500
6 000	8 000	9 150	9 200		600
6 500	9 550	9 800	9 850		
7 000	9 250	10 550	10 650		
7 500	10 000	11 400	11 500		
8 000	10 400	11 900	12 000		
8 500	11 050	12 600	12 700		
9 000	11 800	13 500	13 600		
9 500	12 350	14 100	—		
10 000	12 900	14 700	—		700
10 500	13 450	15 400	—		

VI.12. КАМЕРЫ РАБОЧИХ КОЛЕС

На камеру рабочего колеса при работе турбины воздействуют циклические усилия, их поверхность подвержена кавитационному разрушению, поэтому камеру выполняют в виде прочной металлоконструкции из специальной стали в соответствии с отраслевым стандартом. Геометрия профиля камеры для пропеллерной турбины отличается от поворотно-лопастной только тем, что после горизонтальной оси рабочего колеса камера имеет цилиндрическую, а не сферическую форму. Поэтому основные пункты ОСТа на камеры рабочего колеса поворотно-лопастных турбин могут быть применены для пропеллерных турбин.

При проектировании камер рабочего колеса для горизонтальных осевых турбин (ПЛ, ПР) конструкция верхней половины камеры должна быть выполнена более жесткой (с большим количеством и размером по высоте ребер жесткости), так как она является съемной для проведения монтажа и демонтажа рабочего колеса. Нижняя половина камеры рабочего колеса бетонируется ниже оси турбины на 150—200 мм для возможности крепления верхней половины. Устанавливается камера в ранее выполненную нишу и нижняя половина до бетонирования приваривается стержнями к основной арматуре. В нижней половине камеры между ребрами вы-

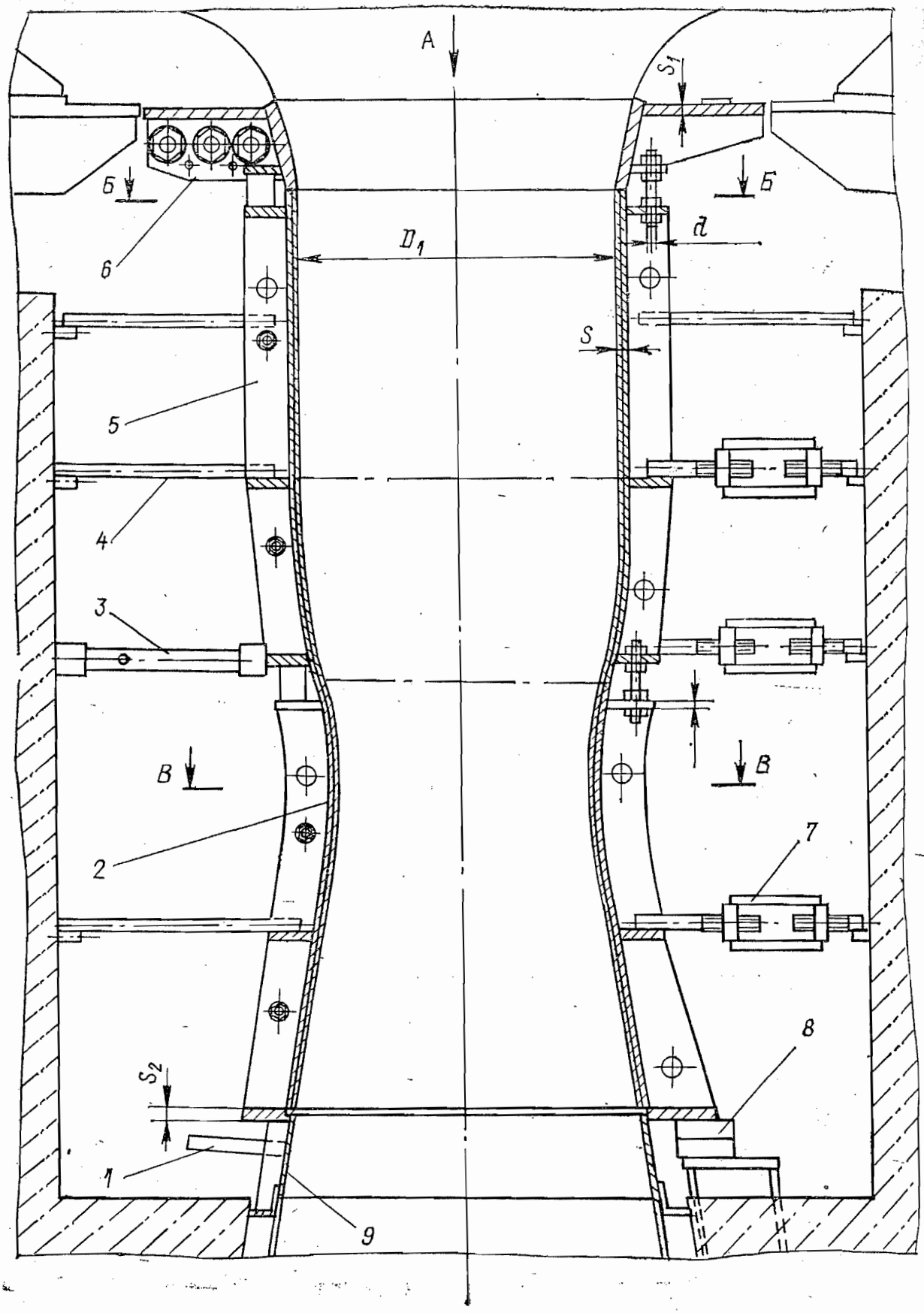
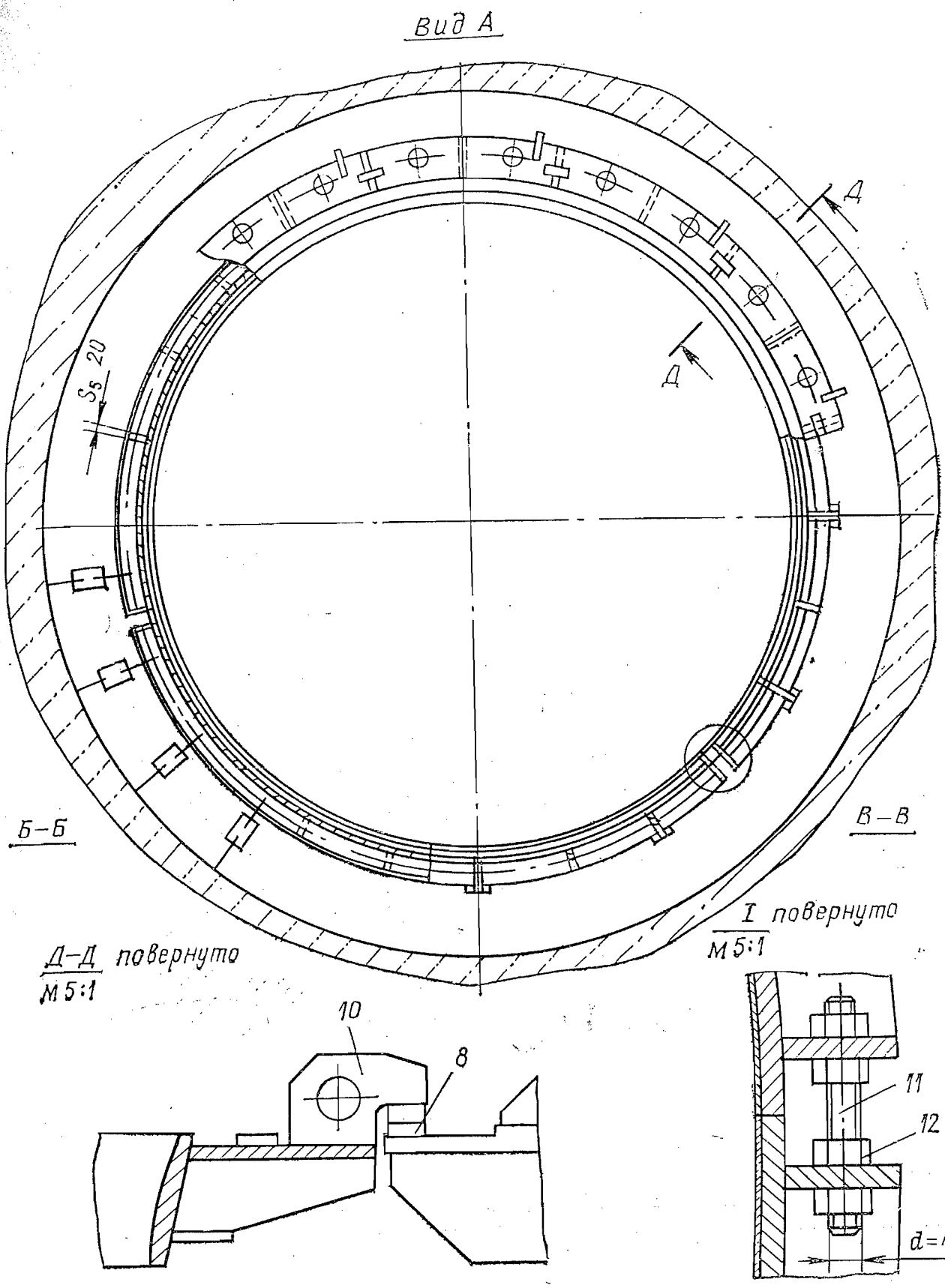


Рис. VI.33. Камера рабочего

1 — анкерная планка; *2* — кольцо фундаментное; *3* — распор; *4* — стержень; *5* — камера монтажное ребро; *11* —



колеса ПЛ турбины:

рабочего колеса; *6* — кольцо опорное; *7* — талреп; *8* — клин; *9* — пояс сопрягающий; *10* — шпилька; *12* — гайка

полняют отверстия диаметром 100—150 мм для заливки раствором бетона с последующей установкой и заваркой заглушек.

Камеры рабочего колеса при $D_1 > 4$ м состоят, как правило, из трех поясов: опорного кольца или нижнего кольца направляющего аппарата, совмещенного

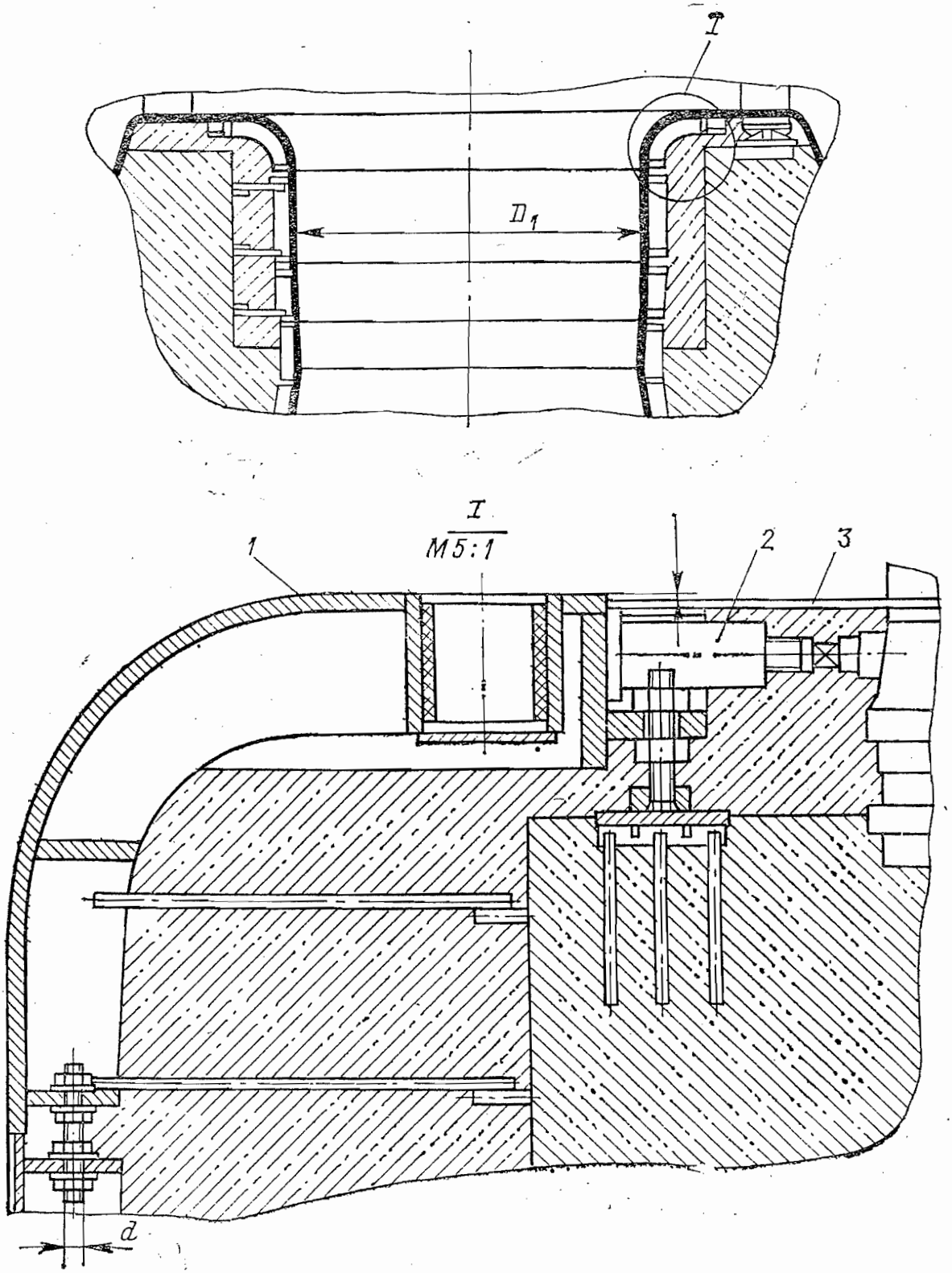


Рис. VI.34. Установка камеры у колонн:
1 — нижнее кольцо направляющего аппарата; *2* — распорный домкрат; *3* — лист облицовки

с верхней частью камеры рабочего колеса, собственно камеры и фундаментного кольца (рис. VI.33—VI.35). Для гидротурбин небольших размеров опорное кольцо или нижнее кольцо направляющего аппарата, камера рабочего колеса и фундаментное кольцо могут быть объединены в единую сварную конструкцию. Каждый пояс

камеры изготавливают из отдельных секторов или же неразъемными в зависимости от размеров турбины, условий производства и транспортирования. В современном гидротурбостроении основным вариантом камеры считают конструкцию без механической обработки; при этом варианте облицовочные листы (сферическую оболочку) камеры изготавливают из двухслойной стали штамповкой с последующей сваркой по специальной технологии. Толщина камеры s выбирается в зависимости от напора

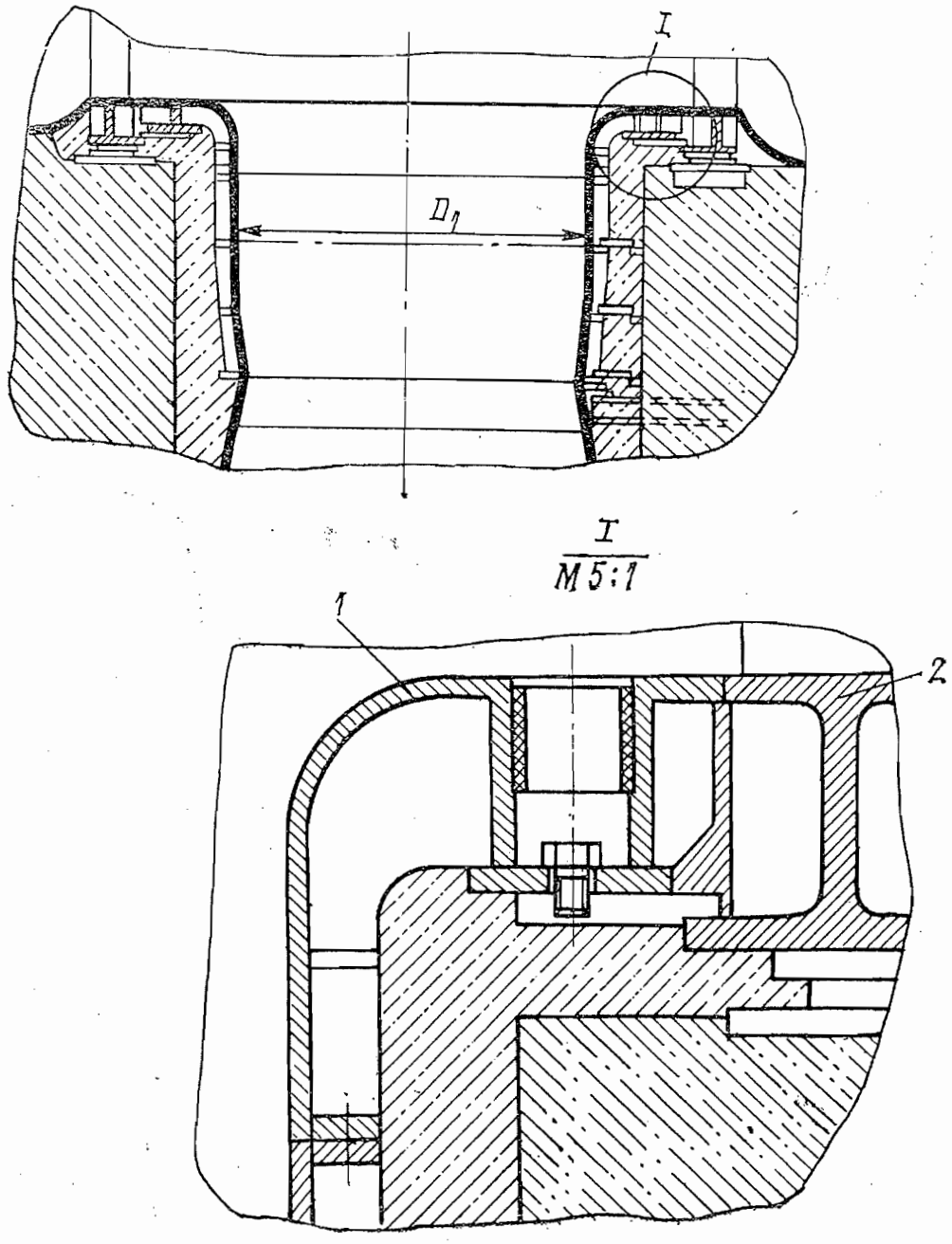


Рис. VI.35. Соединение камеры со статором:
1 — нижнее кольцо направляющего аппарата; *2* — нижнее кольцо статора

и размеров. Толщина ребер s_1 и s_2 составляет 25—30 мм, s_3 — 20 мм. При диаметрах рабочего колеса $D_1 > 7{,}5$ м в технически обоснованных случаях облицовочные листы камеры рабочего колеса изготавливают упрощенной формы (цилиндр—конус) и также без механической обработки. Площади участков между горизонтальными и вертикальными ребрами не должны быть больше 0,9 м^2.

Конструкции фундаментных колец для радиально-осевых турбин различаются в зависимости от их быстроходности. Для турбин высокой и средней быстроходности применяется, как правило, фундаментное кольцо, показанное на рис.VI.36. Границы

кольца образованы нишей прямоугольного сечения, в которой размещен обод рабочего колеса. Сама деталь представляет собой сварную конструкцию, сверху соединяющуюся со статором турбины, а снизу — фланцем с облицовкой конуса отсасы-

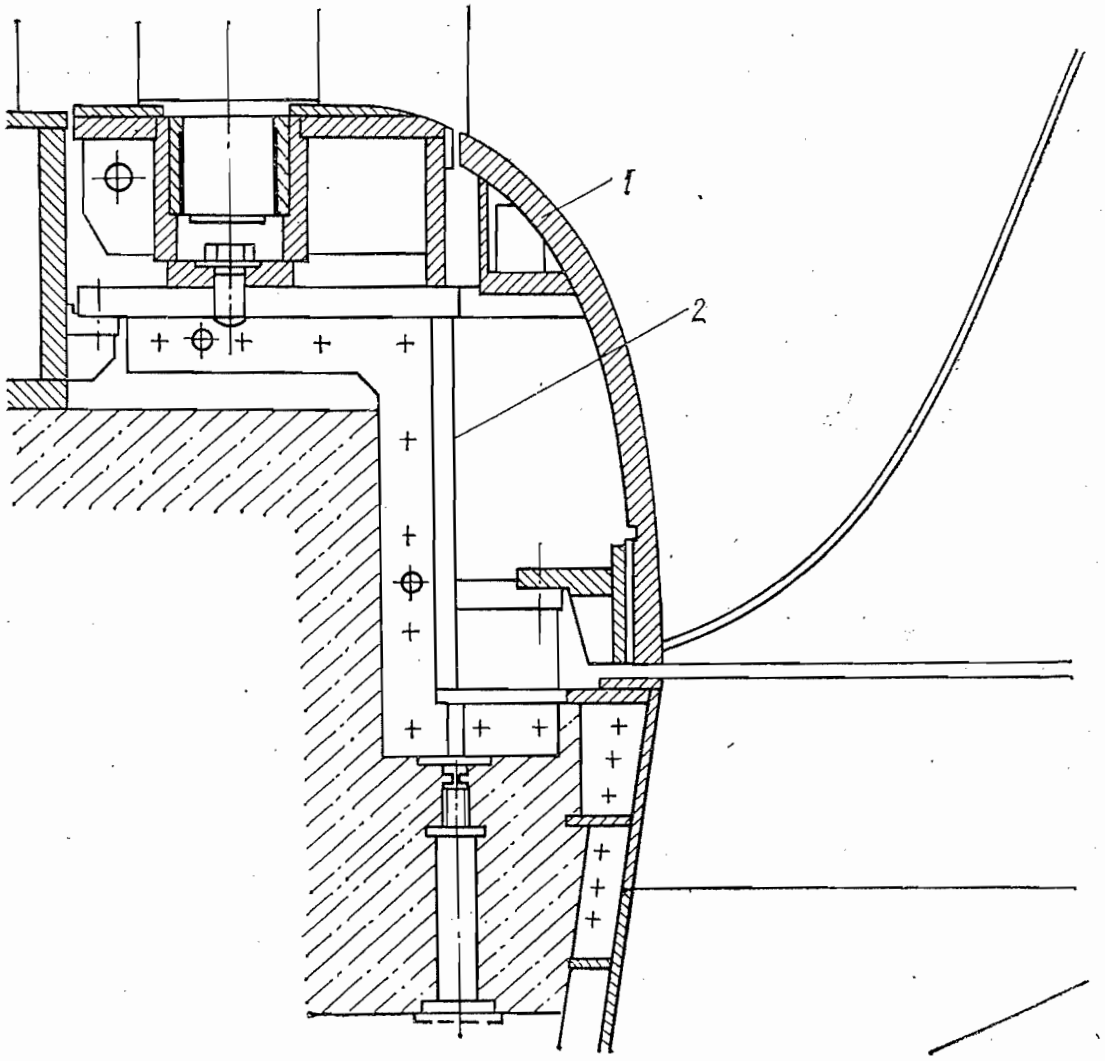


Рис. VI.36. Камера рабочего колеса РО турбины средней быстроходности:
1 — рабочее колесо; *2* — фундаментное кольцо

вающей трубы. Из условий транспортировки фундаментное кольцо выполняется с вертикальными разъемами. В качестве материала для изготовления фундаментного кольца применяется обычная углеродистая сталь.

VI.13. ПОДШИПНИКИ ГИДРОТУРБИН

Применяемые в настоящее время подшипники гидротурбин могут быть разделены на две группы: со вкладышами на резиновой основе, которые смазываются и охлаждаются водой, и вкладышами на баббитовой основе, которые смазываются и охлаждаются маслом (рис. VI.37—VI.39). По исполнению подшипников приняты два варианта: кольцевой и сегментный. Сегментные подшипники более технологичны, менее трудоемки при изготовлении и удобнее в эксплуатации на ГЭС.

Направляющие подшипники вертикального агрегата обеспечивают вертикальное положение вала, воспринимают силы, вызванные несимметричностью подвода воды к рабочему колесу, недостаточно точной балансировкой рабочего колеса и ротора генератора, неравномерностью электрического поля генератора. При горизонтальной установке подшипники агрегата, кроме перечисленных выше сил воспринимают и давление от массы ротора турбины и генератора. Такие подшипники называют опорными.

В вертикальных агрегатах в настоящее время применяются в основном сегментные подшипники со смазыванием водой или маслом.

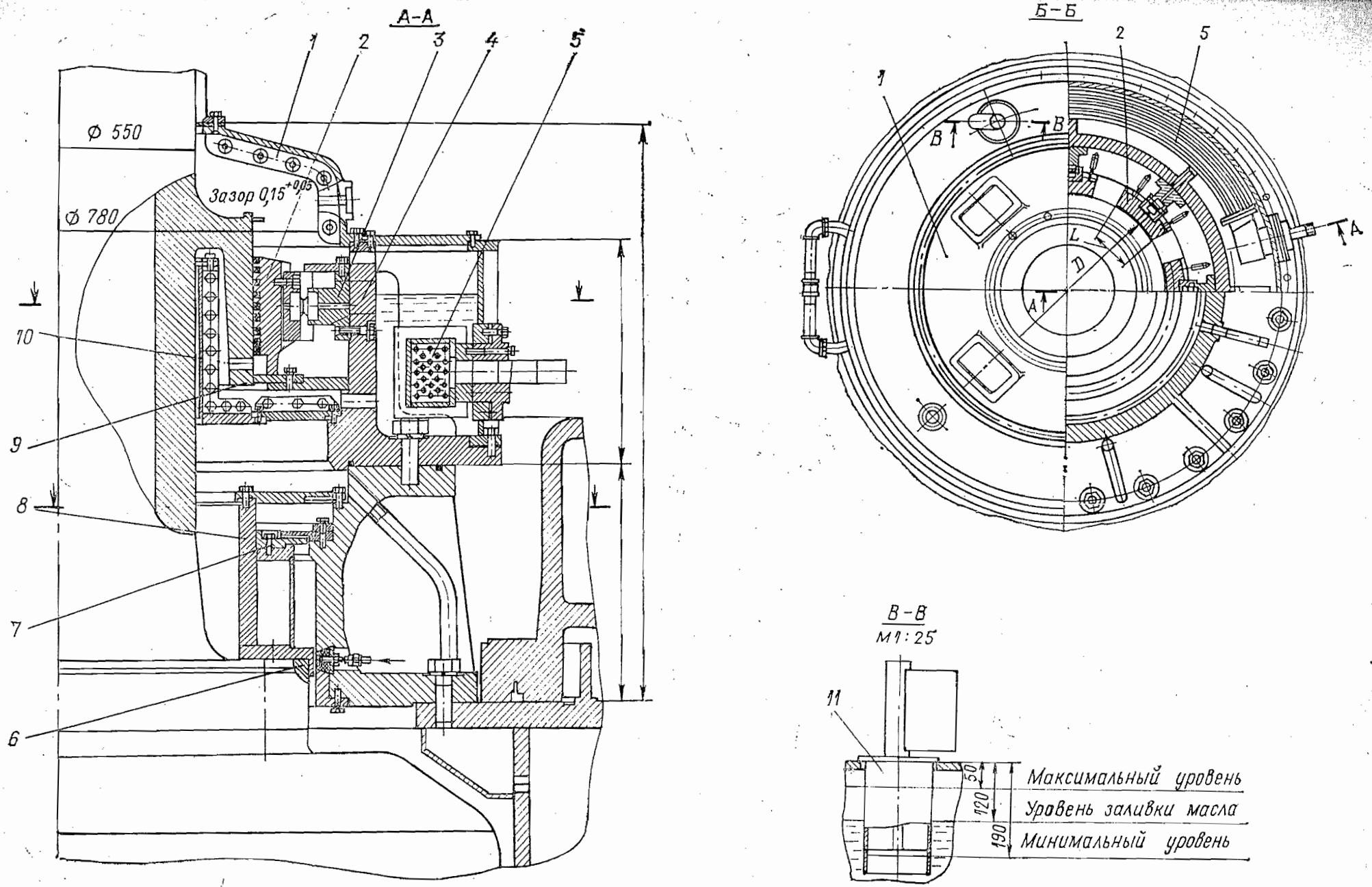


Рис. VI.37. Сегментный направляющий подшипник с масляной смазкой:

1 — крышка; *2* — сегмент; *3* — опора сегмента; *4* — корпус подшипника; *5* — маслоохладитель; *6* — ремонтное уплотнение; *7* — рабочее уплотнение; *8* — корпус уплотнения вала; *9* — уплотнительное кольцо; *10* — выгородка; *11* — реле уровня

Кольцевые или сегментные направляющие подшипники с обрезиненным вкладышем имеют преимущества по сравнению с аналогичными баббитовыми: более простая конструкция, меньшая металлоемкость, экономия баббита, удобство в эксплуатации, меньшая консольность рабочего колеса [17, 24, 25]. Однако в таких подшипниках при попадании нефтепродуктов резиновые вкладыши повреждаются. Кроме того, при смазывании водой вал турбины должен быть облицован коррозионно-стойкой сталью. Вода к подшипникам с обрезиненным вкладышем подводится, как правило, из спиральной камеры через фильтры, а отводится в полость рабочего колеса. Резервный подвод воды осуществляется от технического водопровода.

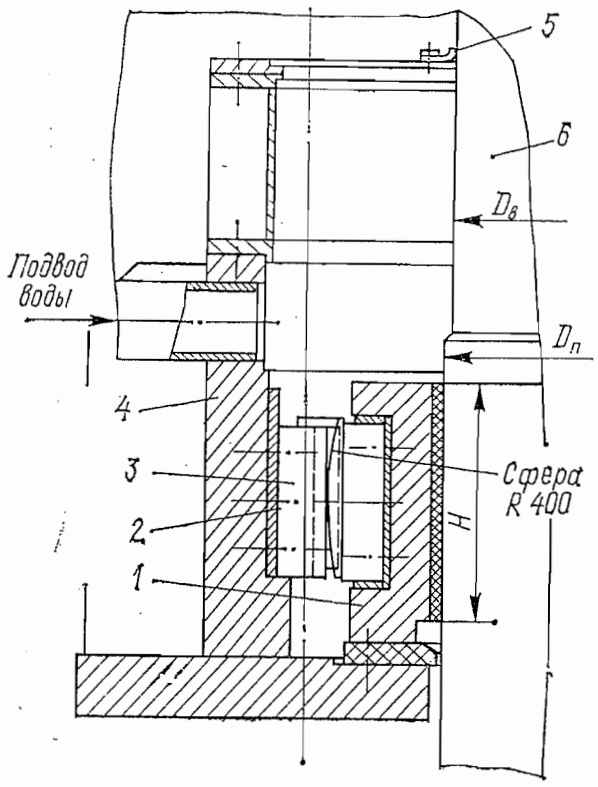


Рис. VI.38. Сегментный направляющий подшипник с водяной смазкой:

1 — сегмент; *2* — планка мерная; *3* — опорный узел; *4* — корпус; *5* — уплотнение; *6* — вал турбины

Баббитовые подшипники выполняются самосмазывающимися или с принудительным смазыванием. В настоящее время наибольшее распространение получили самосмазывающиеся сегментные подшипники. При проектировании подшипников необходимо руководствоваться ОСТ 108.129.14—81 и ОСТ 108.129.16—81.

Основные размеры баббитовых и обрезиненных сегментов и вкладышей направляющих подшипников выбираются в зависимости от диаметра вала по табл. VI.7—VI.9. Положение сегментов фиксируется регулирующими болтами, клиновыми или сферическими упорами с мерными шайбами.

В системах подачи воды к подшипнику от основного и резервного источников устанавливают специальные приборы для контроля расхода воды. При снижении расхода воды ниже нормы (7—12 л/с) контролирующее устройство подает импульс на включение резервной подачи воды, а в случае отсутствия воды в резервном трубопроводе подается импульс на немедленную остановку турбины.

Диаметр трубопровода подачи воды в ванну подшипника принимается по формуле: $d_{тр} = (2{,}5 \div 3{,}0)\sqrt{D_в}$, где $D_в$ — диаметр вала, мм. Давление (МПа) на резиновый вкладыш не должно превышать $p \leqslant 0{,}05u$, где 0,05 — опытное значение величины, кг/(м$^{-3}$·с); u — окружная скорость вала, м. Максимальное давление на сегментный подшипник (в расчете на два сегмента) не дожно превышать 4 МПа. Температура баббита в наиболее нагруженном сегменте не должна превышать 60—65 °С. Для контроля температуры баббита устанавливают контролирующие и сигнализирующие приборы. Во избежание конденсации влаги при расположении маслоохладителей в ванне подшипника последние должны быть расположены ниже свободной поверхности масла. Из маслоохладителя должен быть предусмотрен отвод воздуха.

Конструкция всех деталей подшипника должна обеспечивать возможность их легкого монтажа и демонтажа.

Для смазывания масляных подшипников применяют минеральное масло Тп-30 по ГОСТ 9972—74*. Масло в ванне самосмазывающегося подшипника должно быть на уровне опорной оси сегментов подшипника.

В горизонтальных турбинах в отечественной и зарубежной практике применяют только баббитовые опорные подшипники (рис. VI.40) — кольцевые или сегментные — с принудительным смазыванием маслом. При принудительном смазывании вне капсулы в станционном помещении предусматриваются маслоохладители, напорный и сливной баки, группа насосов, разветвленная сеть маслопроводов с арматурой и измерительными приборами.

ПОАТ ХТЗ применил для пятого блока (четыре агрегата) Каневской ГЭС маслонаполненный опорный подшипник с упрощенной системой смазывания (рис. VI.41), расположенной в капсуле. В этой схеме отпадает необходимость в напорном баке и трубопроводах, одновременно уменьшается масса установки. Перед пуском агрегата вся система должна быть заполнена маслом. Затем включается насос и для подъема ротора агрегата в опорные подшипники подводится под высоким давлением

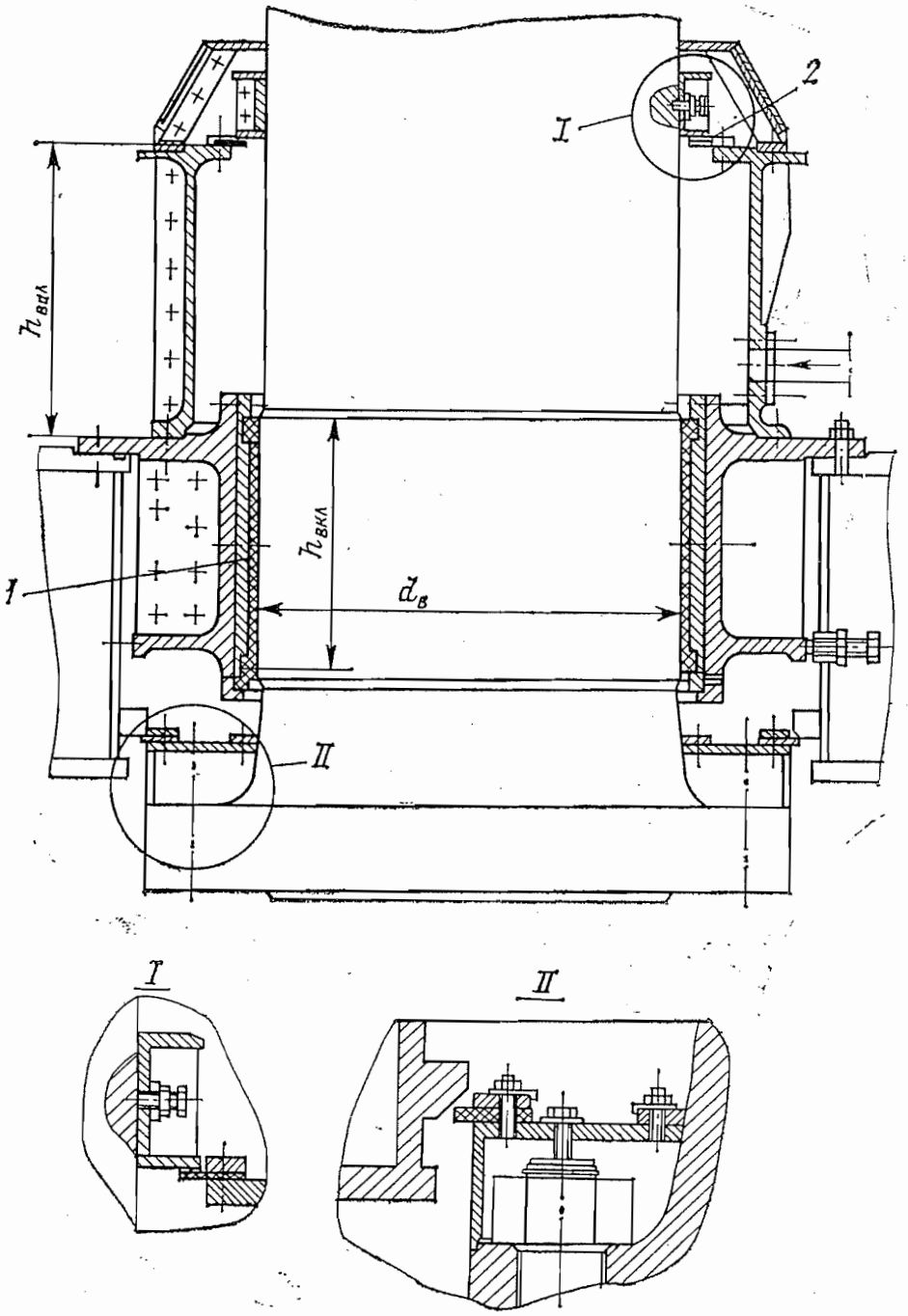


Рис. VI.39. Направляющий подшипник турбины:
1 — вкладыш обрезиненный; *2* — уплотнение вала

масло, после чего подается импульс на пуск турбины. По достижении частоты вращения 95 % от номинальной насос отключается. При этом вращающийся вал агрегата увлекает за собой масло. С помощью направляющих щитков *10* масло поступает в маслоохладитель. Охлажденное за счет естественной циркуляции и воздействия вращающегося вала масло поступает в упорно-опорный подшипник генератора и затем по трубопроводу — к рабочей зоне опорного подшипника турбины. Возможные протечки через уплотнения подшипников отводятся по трубопроводу в сливной бак, откуда перекачиваются в подпитывающий бак. Реле уровня, установленное

Таблица VI.7. Основные размеры (мм) баббитового сегмента направляющего подшипника при смазывании жидким маслом

$D_в$	$D_п$	H	L	b	δ	Эксцентриситет ε	Число сегментов
500 550 600 650 710	800 850 900 950 1000	250	250	90	0,15	25	8
750 800 850	1060 1120 1180	300	300	100		30	
900 950 1000	1220 1320 1400	350	350		0,2	35	
1120 1220 1320 1400	1500 1600 1700 1800	400	350			30	12
1500 1600	1900 2000	450		110		35	
1700 1800	2180 2300	500	400			40	

Примечание. Размер b уточняется при проектировании.

Таблица VI.8. Основные размеры (мм) обрезиненного вкладыша кольцевого направляющего подшипника при смазывании и охлаждении водой

$D_в$	$D_п$	H	b	δ_{max}	Число сегментов
500 550 600	520 570 620	360	30	0,1	4
650 710 750	670 730 770	420			6
800 850 900	820 870 920	510	40		
950 1000 1120	970 1020 1140	600			8
1220 1320 1400	1240 1340 1420	700	50	0,15	
1500 1600 1700	1520 1620 1720	800	60		10
1800 1900 2000 2120 2240	1820 1920 2020 2140 2260	600×2 (двухрядные)	70		12

Таблица VI.9. Основные размеры (мм) обрезиненного сегмента направляющего подшипника при смазывании и охлаждении водой

$D_в$	$D_п$	H	L	b	δ_{max}	Эксцентриситет ε	Число сегментов
500 550 600 650 710 750 800	515 570 620 670 730 770 820	300	200	65	0,2	10	8 10
850 900 950 1000 1120	870 920 970 1020 1140	400	300	75	0,25	15	8 10
1220 1320 1400 1500 1600	1240 1340 1420 1520 1620	500	350	85	0,3	20	12 14
1700 1800 1900 2000 2120 2240	1720 1820 1920 2020 2140 2260	600	400	95	0,4		

на сливном баке, управляет насосом откачки масла в бак МНУ. Все реле системы смазывания соединены системой трубопроводов, которая обеспечивет надежное питание подшипников маслом.

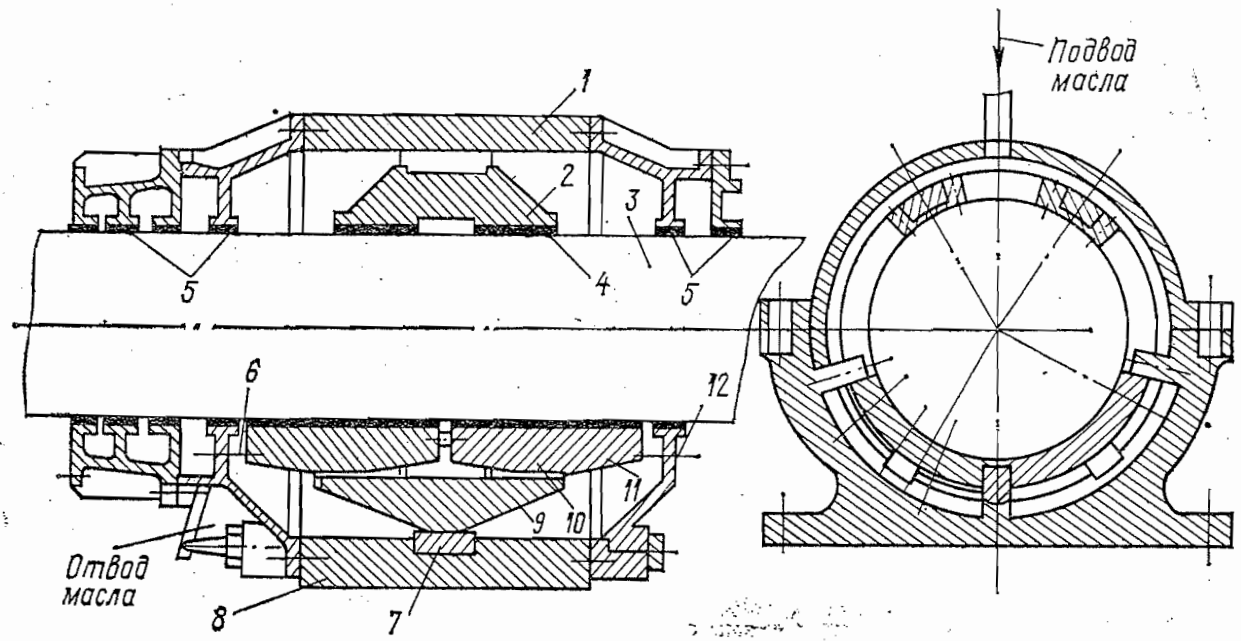


Рис. VI.40. Подшипник горизонтальной капсульной турбины:

1 — верхняя часть корпуса; *2* — верхний сегмент; *3* — вал; *4* — баббитовая заливка; *5* — уплотнение; *6* — пружинное устройство; *7* — цилиндрическая пята; *8* — нижняя часть корпуса; *9* — балансир; *10* — шаровая пята; *11* — нижний сегмент; *12* — упорный болт

Упорно-опорный подшипник генератора и опорный подшипник турбины соединены трубопроводом, обеспечивающим одинаковый уровень масла в их корпусах и позволяющим при необходимости слить все масло из системы в бак МНУ. На под-

питывающем баке установлены реле уровня и регулятор уровня. Реле служит для подачи сигналов об уровне масла в баке. Бак подпитывается через регулятор уровня маслом от сливного бака. Для заполнения системы предусмотрен трубопровод к маслохозяйству ГЭС.

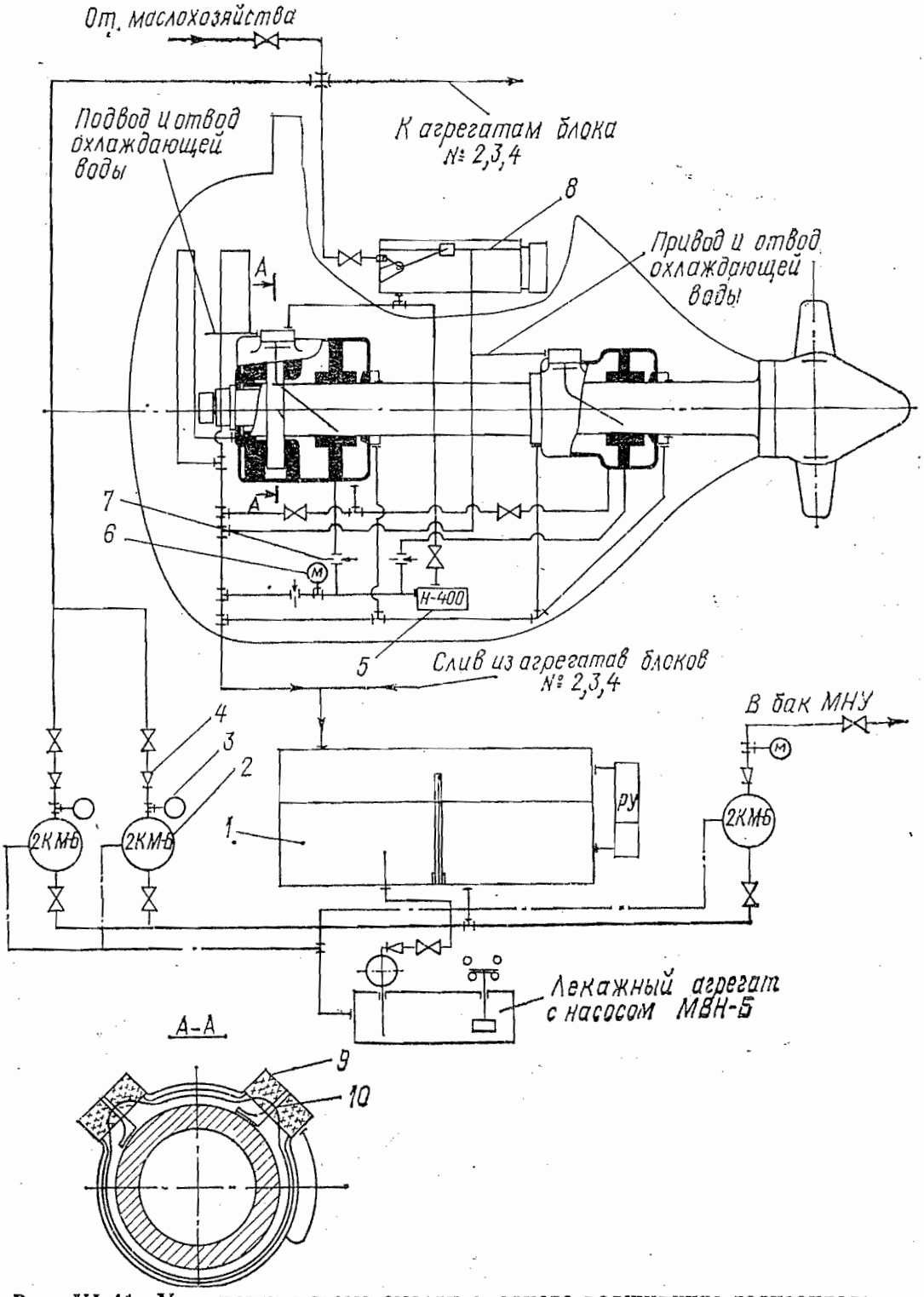


Рис. VI.41. Упрощенная схема смазки опорного подшипника горизонтальной турбины:

1 — бак сливной с реле уровня; *2* — центробежный насос; *3, 6* — манометры; *4* — обратный клапан; *5* — насос высокого давления; *7* — регулируемый дроссель; *8* — бак с регулятором уровня; *9* — маслоохладитель; *10* — направляющий щиток

Опыт эксплуатации подтвердил надежность и удобство обслуживания такой системы смазывания подшипников.

Уплотнения направляющих подшипников. При установке резиновых подшипников обычно применяют уплотнение ванны и ремонтное уплотнение лепестковой

конструкции (рис. VI.42), которые обеспечивают надежную работу подшипника. В подшипнике также применяются воротниковые, манжетные, шланговые уплотнения и др.

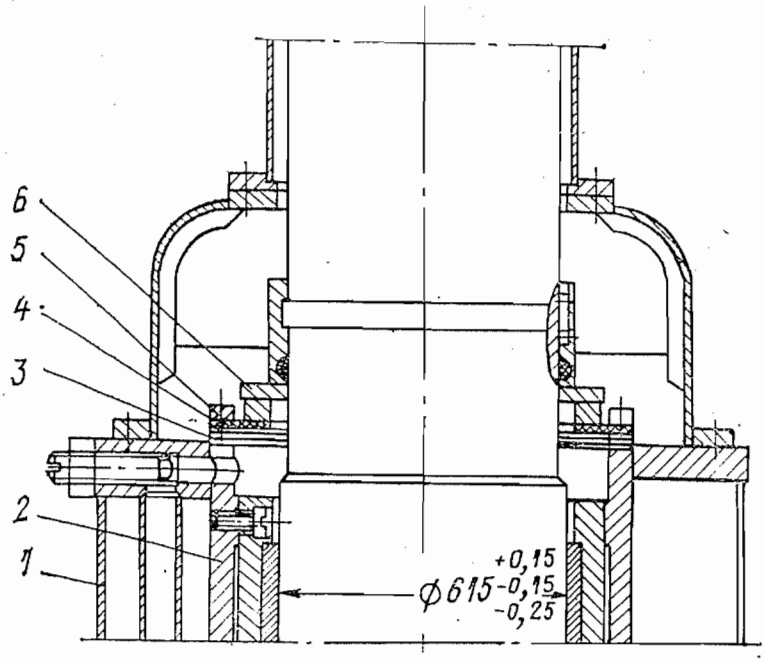


Рис. VI.42. Торцевое уплотнение вала турбины:

1 — корпус подшипника; *2* — вкладыш обрезиненный; *3* — кольцо подкладочное; *4* — кольцо резиновое; *5* — кольцо из двух частей; *6* — фланец торцевого уплотнения

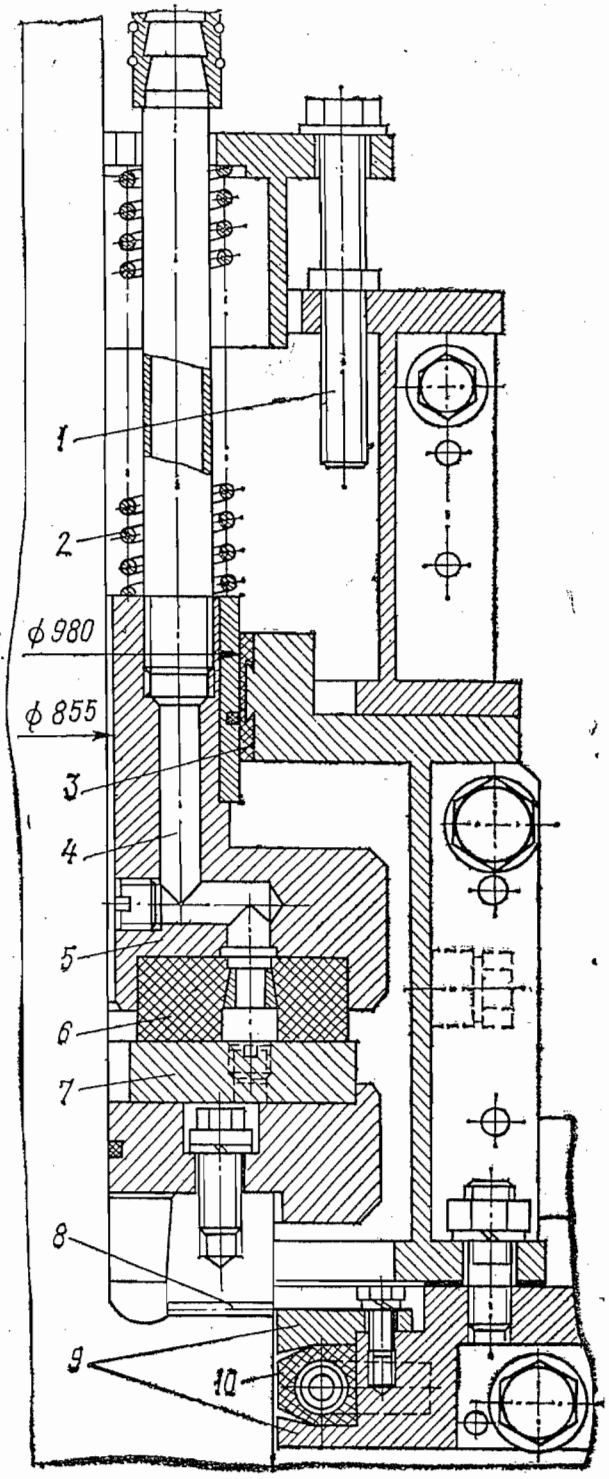


Рис. VI.43. Ремонтное уплотнение направляющего подшипника с пневматическим запорным устройством:

1 — болт регулирующий; *2* — пружина; *3* — баббитовая заливка; *4* — канал подачи чистой воды; *5* — кольцо наружное; *6* — углеграфитовые кольца; *7* — кольцо опорное бронзовое; *8* — вал турбины; *9* — корпус и крышка запорного (ремонтного) уплотнения; *10* — шланг запорного уплотнения

При баббитовых подшипниках применяют основное и ремонтное уплотнения двух типов: основное — лепестковое или углеграфитное; ремонтное лепестковое или шланговое (рис. VI.43). Выбор типа уплотнения зависит от технических требований, предъявляемых заказчиком.

VI.14. ВАЛЫ ТУРБИН

Вал — одна из наиболее ответственных деталей гидротурбин. Он передает крутящий момент от рабочего колеса ротору генератора, воспринимает осевые и радиальные усилия, а в нестационарных режимах и знакопеременные нагрузки. На валы вертикальных гидравлических турбин (конструкция и размеры) разработан

ОСТ 108.234.01—80. Стандарт устанавливает конструкцию и размеры для трех типов валов гидротурбин: вал с фланцами по концам (рис. VI.44), вал, объединенный с крышкой поворотно-лопастного рабочего колеса (рис. VI.45), и вал с направляющим поясом (рис. VI.46). Основные их размеры указаны в табл. VI.10—VI.12.

Валы с направляющим поясом применяются при установке сегментного баббитового самосмазывающего направляющего подшипника. Диаметр вала выбирается в зависимости от крутящего момента по табл. VI.13. Длина вала и связанные с ней

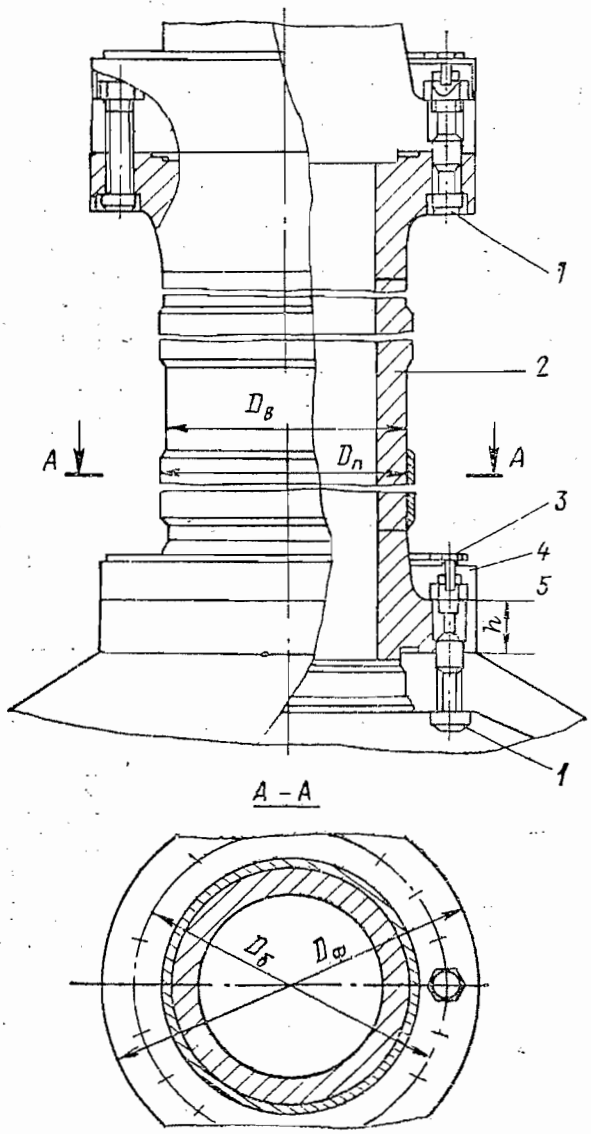


Рис. VI.44. Вал гидротурбины с фланцевыми соединениями:
1 — болты; *2* — вал; *3* — винт; *4* — кожух; *5* — гайка

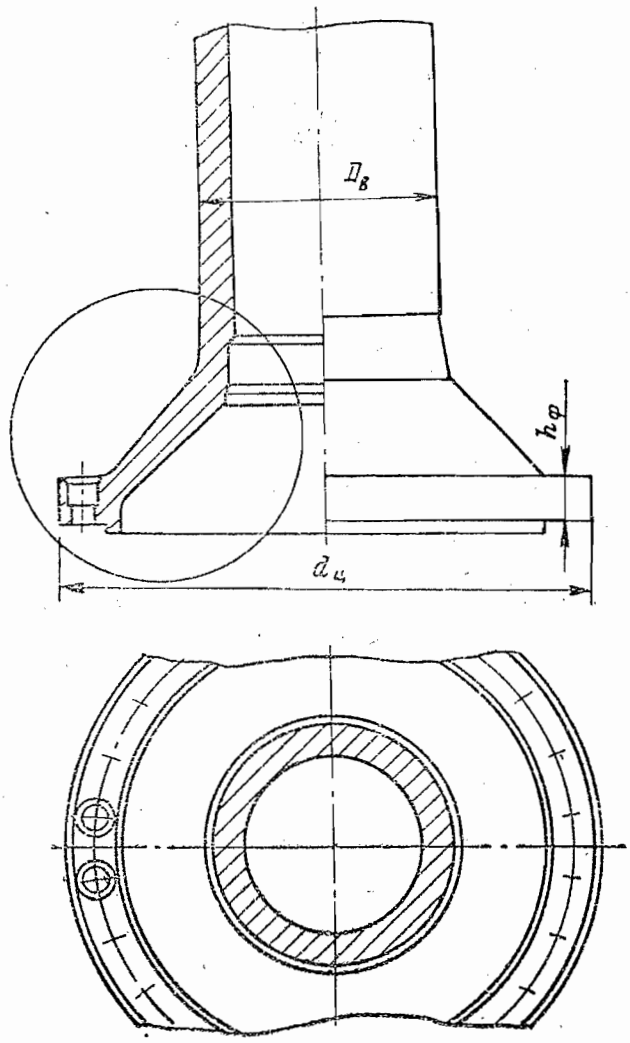


Рис. VI.45. Вал гидротурбины, объединенный с крышкой рабочего колеса

размеры стандартом не устанавливаются и определяются для конкретной турбины. Стандартом предусмотрены рекомендованные марки сталей для изготовления валов (а также для сопутствующих деталей), допустимые напряжения, технология изготовления, конструктивные решения, технические требования. После окончательного выбора конструкции, размеров и воздействующих усилий вал проверяют на суммарные напряжения растяжения и кручения, а также обязательно на поперечные и крутильные колебания. Материал сварного вала — сталь марки 20ГС, 25ГС или сталь марки 40. Допускаемые приведенные напряжения в расчетных сечениях вала при номинальной частоте вращения не должны превышать 120 МПа.

Для осевых турбин рекомендуется выполнять вал турбины, объединенный с крышкой рабочего колеса, когда это технически обосновано. Облицовка вала

Таблица VI.10. Основные размеры (мм) вала с фланцами по концам

$D_в$	$D_п$	$D_ф$	h	$D_б$	Болт	$D_в$	$D_п$	$D_ф$	h	$D_б$	Болт
600	620	1010	150	830	М80×4	1320	1340	1960	250	1695	М130×4
650	670	1060	150	880	М80×4	1400	1420	2070	260	1800	М140×4
710	730	1120	160	940	М80×4	1500	1520	2170	270	1910	М150×4
750	770	1160	160	980	М80×4	1600	1620	2330	280	2030	М160×4
800	820	1240	170	1055	М80×4	1700	1720	2450	290	2140	М170×4
850	870	1310	170	1120	М80×4	1800	1820	2600	300	2280	М180×4
900	920	1370	180	1175	М90×4	1900	1920	2710	310	2390	М180×4
950	970	1490	195	1280	М95×4	2000	2020	2860	320	2515	М190×4
1000	1020	1570	210	1350	М100×4	2120	2140	3035	330	2690	М190×4
1120	1140	1680	225	1445	М110×4	2240	2260	3105	330	2760	М190×4
1220	1240	1850	240	1595	М120×4						

Таблица VI.11. Основные размеры (мм) вала, объединенного с крышкой рабочего колеса

Болт	$d_ц$	$D_в$	z_1	$h_ф$
М76×4	1440—1600 1625—1800	600—750 710—850	24 24	130 160
М90×4 М100×4 М110×4	1825—1900 1950—2200 2225—2325	800—850 800—1000 950—1120	28 28 28	160 180 200
М120×4	2400—2500 2550—2675	1000—1220 1120—1320	28 28	220 240
М130×4 М140	2725—2900 2950—3150	1220—1400 1320—1500	32 32	250 260

Таблица VI.12. Основные размеры (мм) вала с направляющим поясом

$D_в$	D_5	D_6	H_1	H_2	$D_в$	D_5	D_6	H_1	H_2
500 550 600 650 710	800 850 900 950 1000	650 700 750 800 860	410	290	1120 1220 1320	1500 1600 1700	1280 1380 1480	610	450
750 800 850	1060 1120 1180	900 950 1000	480	340	1400 1500 1600	1800 1900 2000	1580 1680 1780	715	535
900 950 1000	1220 1320 1400	1040 1090 1140	540	390	1700 1800	2180 2300	1890 1990	785	585

Таблица VI.13. Зависимость диаметра вала от крутящего момента

$D_в$, мм	$d_в$, мм	$M_{кр} \cdot 10^{-6}$, Н·м	Напряжение кручения, МПа
600	480 450	1,24—1,38 1,38—1,62	49,0—54,5 47,0—56,0
650	500 480	1,62—1,90 1,90—2,04	46,0—54,0 50,0—54,0
710	560 545 515	2,04—2,20 2,26—2,47 2,34—2,69	47,5—51,0 48,5—53,5 48,0—53,0
750	560 530	2,69—3,08 3,08—3,39	47,0—54,0 49,0—54,0
800	630 560	3,12—3,55 3,60—4,12	49,0—56,0 47,0—54,5
850	670 630	3,53—4,02 4,02—4,51	49,0—56,0 48,0—54,0
900	710 670	4,30—4,81 4,86—5,35	49,0—55,0 49,0—54,0
950	750 710	5,04—5,69 5,67—6,23	49,0—55,5 49,0—54,0
1000	800 750	5,69—6,47 6,57—7,42	49,0—56,0 49,0—55,5
1120	925 875	7,42—7,99 8,04—9,02	50,5—54,5 46,5—52,5
1220	975 925	9,83—11,08 11,13—12,49	46,5—53,0 46,5—52,5
1320	1060 1030	12,21—13,43 13,23—15,10	46,5—51,0 46,5—53,5
1400	1150 1120	14,41—15,88 15,68—17,74	49,0—54,0 49,5—56,0
1500	1250 1220	16,86—19,02 19,02—20,78	49,0—55,5 51,0—56,0
1600	1320 1250	20,58—24,50 24,70—27,25	48,0—56,0 49,0—54,0
1700	1400 1360	26,07—28,62 28,42—31,17	49,0—56,0 50,0—55,0
1800	1500 1450	29,60—33,13 33,13—36,46	49,0—55,0 49,0—54,0
1900	1550 1500	36,66—40,28 40,18—44,10	49,0—54,0 49,0—54,0
2000	1650 1600	41,46—45,57 45,28—50,77	49,0—54,0 49,0—54,9
2120	1750 1700	50,67—55,86 54,88—60,37	50,5—56,0 50,0—55,5
2240	1800 1750	60,27—67,62 65,76—72,52	47,0—53,0 47,5—57,5

выполняется из листовой стали марки 08Х18Н10Т (ГОСТ 5632—72*) толщиной 10—15 мм и крепится к нему электросваркой.

В зависимости от величины действующих усилий, конструктивных и компоновочных решений допускается изменение числа и конфигурации болтов и размеров фланцев вала по сравнению с табличными. Материал болтов — сталь с категорией прочности не менее КП 50 по ГОСТ 8479—70. Напряжения предварительного затяга болтов фланцевого соединения должны быть в пределах 150—200 МПа. Максимальные приведенные напряжения в болтах при номинальной частоте вращения должны быть не более 220 МПа. Указанные напряжения допускается увеличивать в случае применения болтов из высокопрочных сталей.

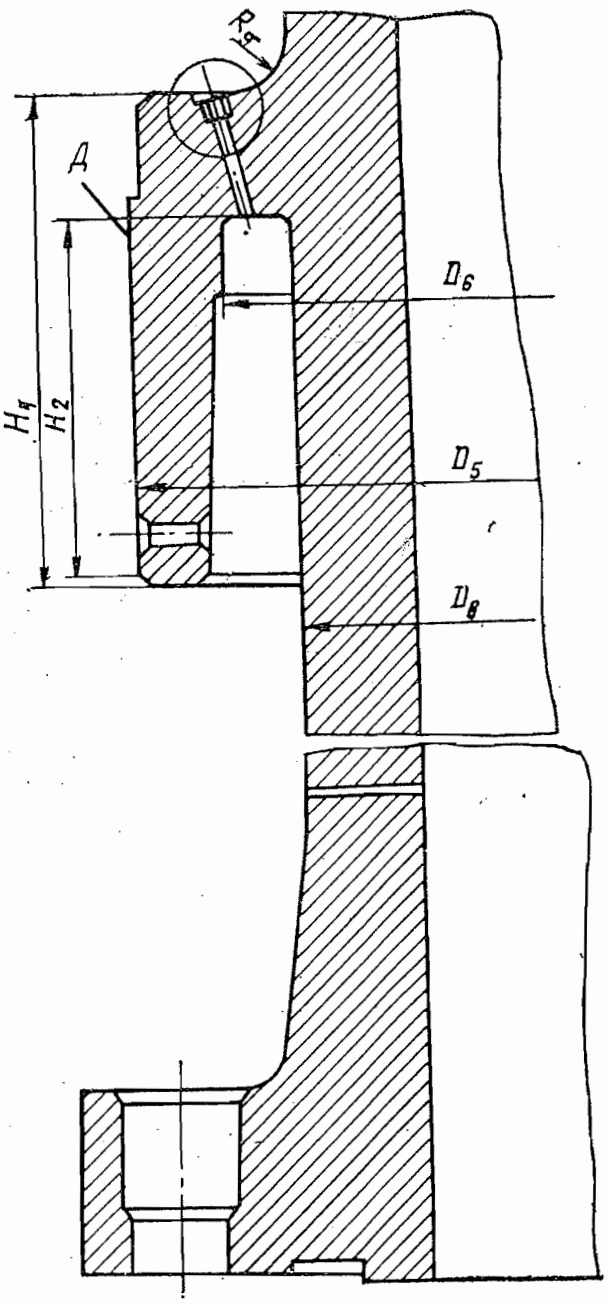


Рис. VI.46. Вал гидротурбины с направляющим поясом

VI.15. МАСЛОПРИЕМНИК И ШТАНГИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Маслоприемник и штанги рабочего колеса (рис. VI.47) предназначены для подвода масла, поступающего под давлением от золотника, к сервомотору рабочего колеса (поворотно-лопастной, диагональной или специальной гидротурбин) для поворота лопастей, а также для отвода отработанного масла в бак маслонапорной установки. Наиболее простыми и надежными являются маслоприемники, расположенные в вертикальных турбинах над верхним торцом надставки вала генератора (рис. VI.48); в горизонтальных гидроагрегатах — маслоприемники, установленные в отверстии торца вала (рис. VI.49). Маслоприемники, охватывающие вал, значительно сложнее, менее надежны и неудобны в эксплуатации, поэтому применяются редко.

В установке маслоприемника наряду со штангами и трубами для подвода и отвода масла предусматривается механизм обратной связи от штанг, связанных с сервомотором, к золотнику. На трубах к маслоприемнику или на кожухе располагают манометры и указатель положения лопастей. В рабочих колесах с поршневыми сервомоторами штанги связаны с поршнем и наряду с вращением совершают возвратно-поступательное движение, в случае крыльчатых сервомоторов штанги наряду с вращением совершают возвратно-поворотное движение. На маслоприемники высокого давления для гидравлических турбин разработан стандарт ОСТ 108.023.10—78, который устанавливает основные габаритные и присоединительные размеры, а также параметры для трех типоразмеров маслоприемников с внутренним диаметром d патрубков 100, 150 и 200 мм (рис. VI.50 и табл. VI.14). Выбор типоразмера маслоприемника производят по диаметру патрубка d, при этом скорость масла в подводящем трубопроводе должна быть не более 4 м/с.

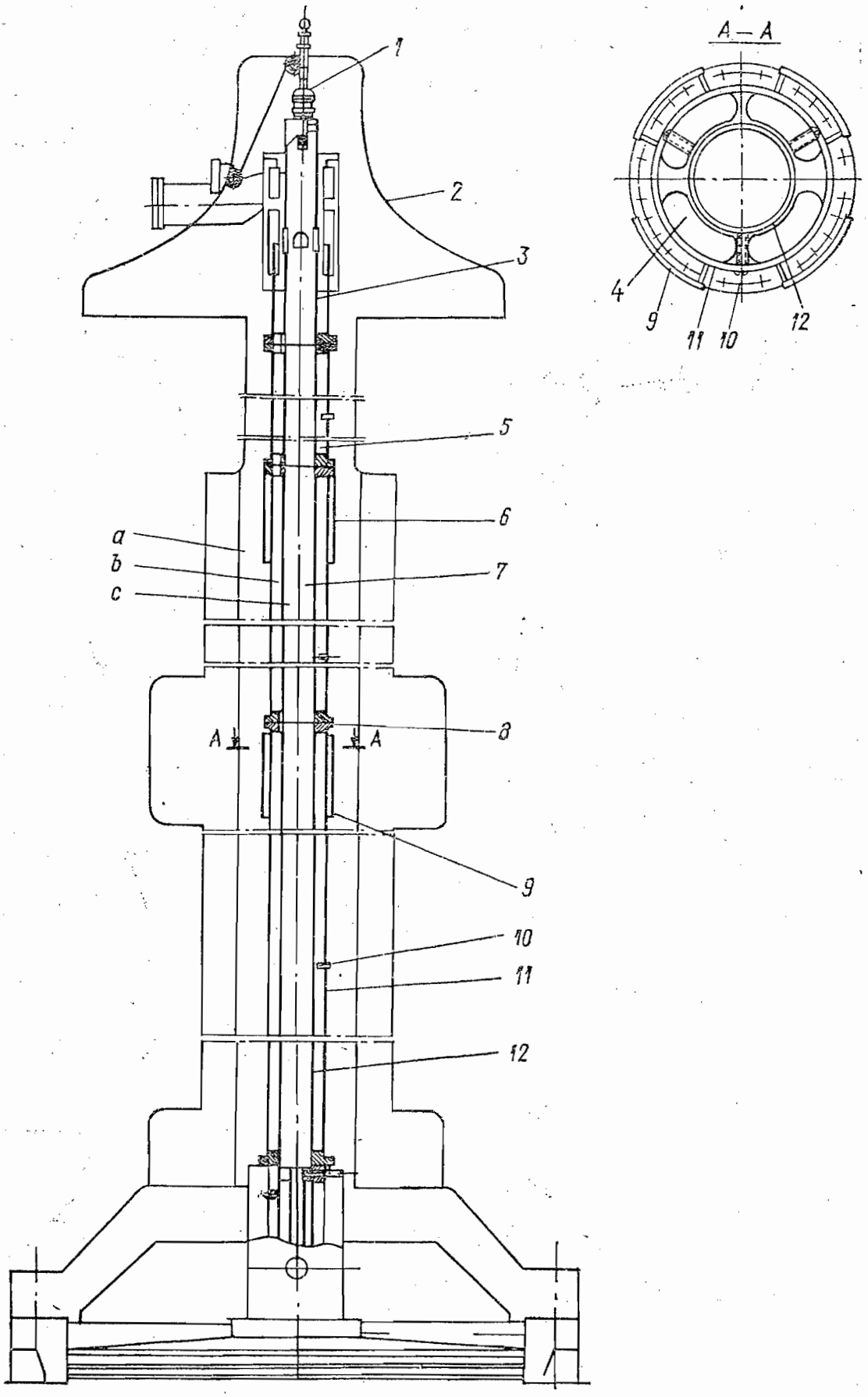


Рис. VI.47. Схема маслоприемника и штанги рабочего колеса:

1 — траверса; *2* — корпус; *3* — штанга маслоприемника; *4* — прорезь; *5* — верхняя часть штанги вала; *6* — бронзовая втулка; *7* — средняя часть штанги; *8* — фланцы; *9* — нижняя часть штанги; *10* — винт; *11* — наружная труба; *12* — внутренняя труба;

a, *b*, *c* — полости для прохода масла

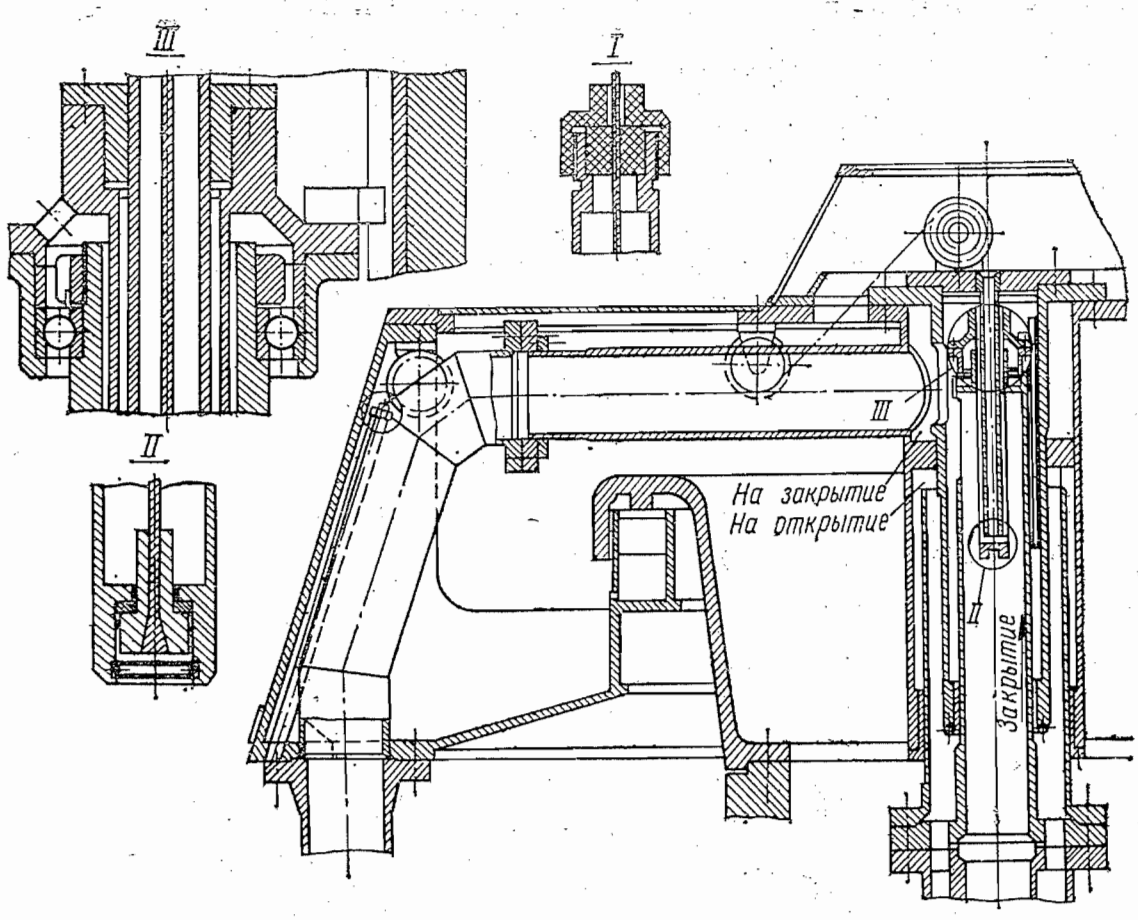


Рис. VI.48. Маслоприемник

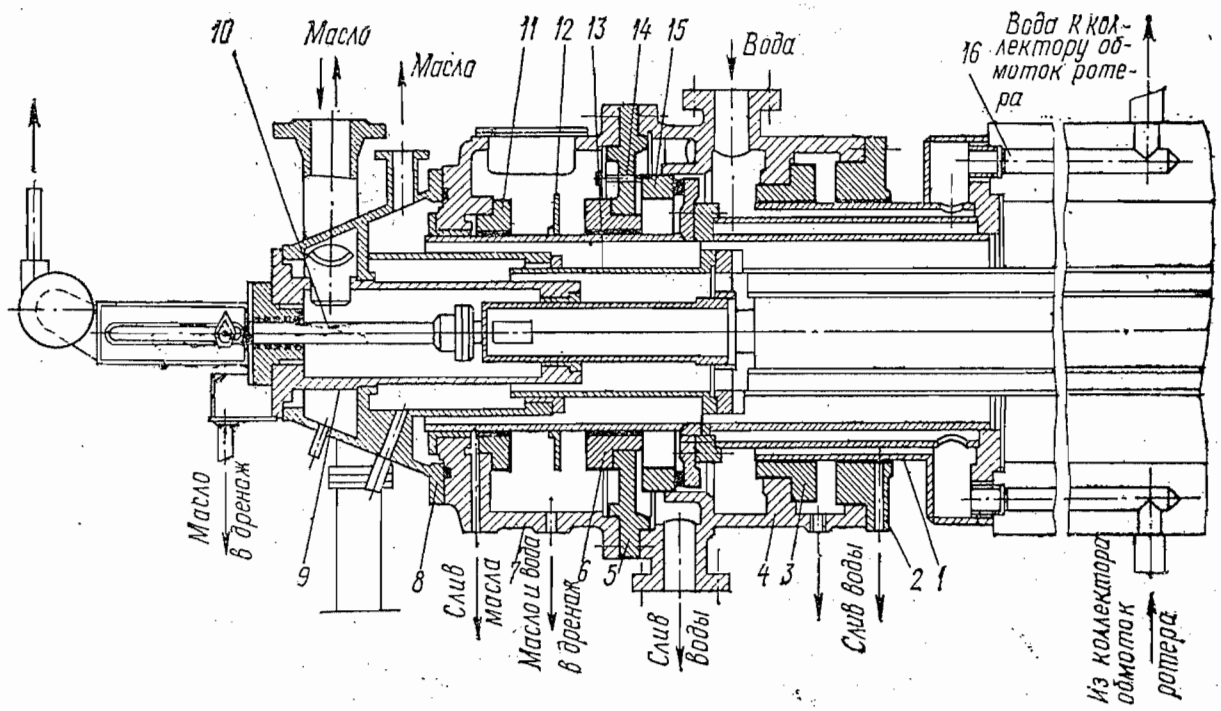


Рис. VI.49. Масловодоприемник:

1 — распределительная штанга; *2*, *3*, *6*, *11* — кольцевые уплотнения; *5* — крышка; *7* — сливная ванна; *8* — корпус маслоприемника; *9* — букса; *10* — шток обратной связи (тяга); *12* — отражательное кольцо; *13* — штанги для подачи; *14* — винт; *15* — торцевое уплотнение; *16* — подвод и отвод воды

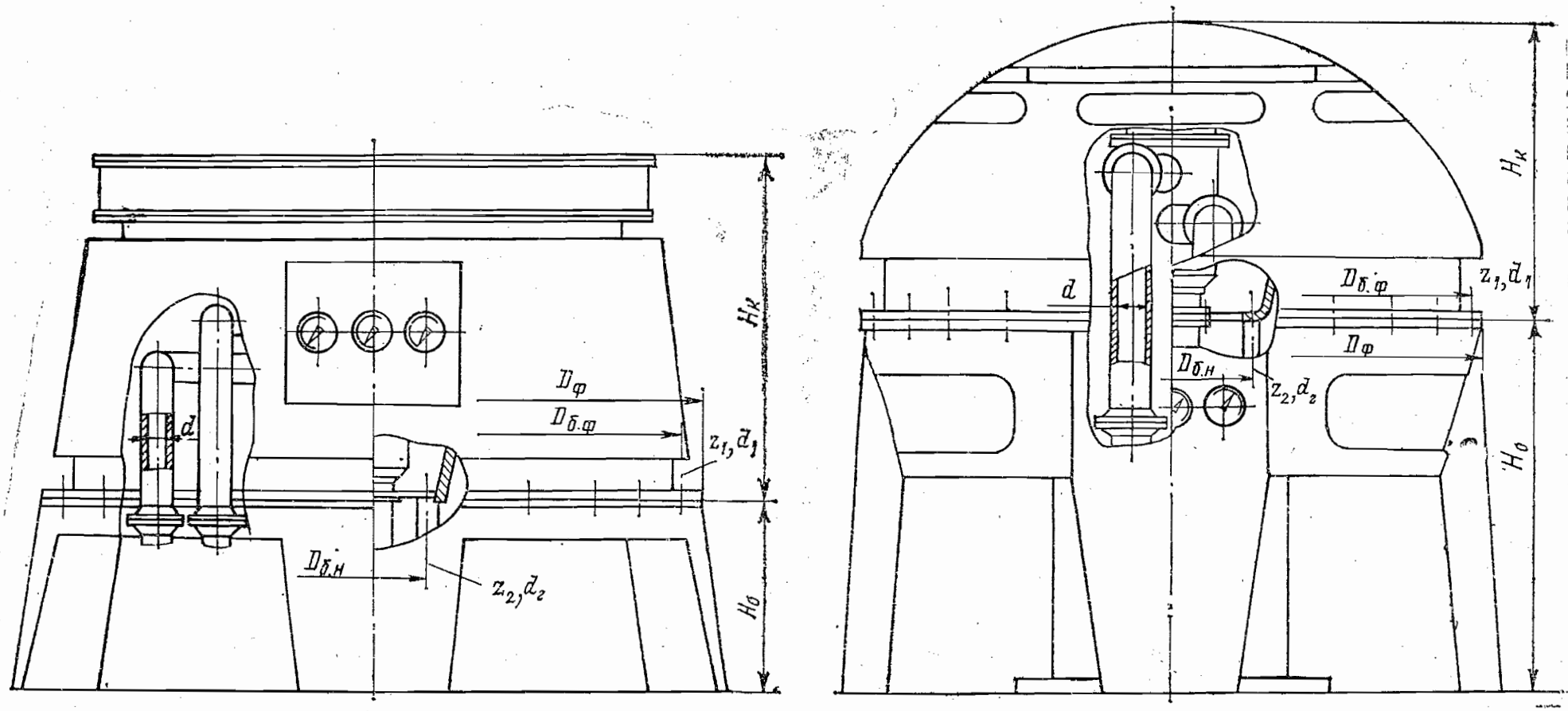


Рис. VI.50. Основные габаритные и присоединительные размеры маслоприемников МП 100-40 (с опорой), МП 150-40 и МП 200-40

Таблица VI.14. Основные размеры (мм) маслоприемников

Типоразмер маслоприемника	Внутренний диаметр напорно-сливных патрубков d	Высота от присоединительной плоскости фланца $H_к$	Наружный диаметр присоединительного фланца $D_ф$	Диаметр расположения болтов фланца $D_{б.ф}$	Число болтов основания z_1	Диаметр болтов основания d_1	Высота опоры H_0	Максимальный ход штанг S	Диаметр расположения болтов надставки вала $D_{б.н}$	Число болтов надставки вала z_2	Диаметр болтов надставки вала d_2
МП 100-40	100	1514	2870	2700		М24	800	260	450	8	М20
МП 150-40	150	1523	3200	3100	24	М30	1950	460	820	12	М30
МП 200-40	200	1523	3200	3100		М30	1950	460	820	12	М30

VI.16. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОТУРБИН

Для обеспечения нормальной работы в условиях длительной эксплуатации турбину оборудуют многими вспомогательными устройствами, главными из которых являются затворы (см. гл. VIII), клапаны срыва вакуума, лекажный агрегат, дренажные насосы, система централизованного автоматического смазывания механизмов направляющего аппарата, кран-балка с тельфером, перемещающаяся внутри шахты турбины и др. Кроме того, в состав турбины входят водяной, масляный и воздушный трубопроводы, а также сливные клапаны и холостые выпуски. Наряду с другим оборудованием турбина снабжается специальными приспособлениями и инструментами, необходимыми для монтажа и эксплуатации, а также комплектом запасных частей для замены наиболее быстро изнашивающихся.

Турбина оснащается многочисленными приборами, измеряющими и записывающими различные величины, сигнализирующими и предупреждающими о ненормальном состоянии и в предусмотренных случаях подающих импульс на автоматический останов агрегата.

Клапаны срыва вакуума. При быстром закрытии направляющего аппарата в процессе останова агрегата и при сбросе нагрузки в полости рабочего колеса возникает разрежение, которое при некоторых условиях достигает полного вакуума и приводит к нарушению сплошности потока. Вслед за этим полость рабочего колеса заполняется водой, движущейся из отсасывающей трубы к зоне разрежения. Возникает обратный удар движущейся с высокой скоростью воды о рабочее колесо, что может привести к разрушению турбины. Во избежание этого устанавливаются клапаны срыва вакуума, автоматически открывающие доступ атмосферного воздуха в полость рабочего колеса и срывающие вакуум, если он там образуется. Особое значение клапаны срыва вакуума имеют для поворотно-лопастных турбин. Чтобы эффект от клапанов был наибольшим, их следует располагать возможно ближе к оси агрегата, т. е. в той зоне, в которой вакуум имеет наибольшее значение. В настоящее время применяются клапаны срыва вакуума без принудительного привода, открывающиеся только при наличии вакуума под тарелкой клапана. Такие клапаны, как показали испытания, удобнее и надежнее клапанов с принудительным приводом. На рис. VI.51 показан нормализованный клапан, а в табл. VI.15 даны соответствующие размеры. При установке клапана его пружину следует поджать так, чтобы от усилия клапан открывался на 10 мм. Это соответствует началу открытия клапана при вакууме под ним в пределах 0,012—0,015 МПа. Как правило, устанавливают не менее двух клапанов, располагая их симметрично. Обычно рекомендуемая суммарная проходная площадь клапанов срыва вакуума ($м^2$) определяется по эмпирической зависимости $F = Q/500$, где Q — максимальный расход воды через турбину, $м^3/с$. Однако подсчитанная таким образом площадь нередко приводит к необходимости применять клапаны больших размеров, так как больше четырех клапанов

на турбине не устанавливают. Поэтому практически суммарная проходная площадь клапанов ($м^2$) обычно составляет $F = (0{,}001 \div 0{,}0003)\,Q$.

Лекажный агрегат. Агрегат служит для сбора протечек масла из сервомоторов и механизмов системы регулирования и управления гидроагрегатом и откачки этого масла в сливной бак насосного агрегата маслонапорной установки турбины. В некоторых турбинах с помощью лекажного агрегата могут быть опорожнены масляные трубы системы регулирования, а также нижняя ванна направляющего подшипника и полости в крышке турбины, предназначенные для охлаждения масла. Лекажный агрегат представляет собой резервуар, на котором установлен масловинтовой насос с подачей 0,8 л/с. Лекажный агрегат оборудован поплавковым устройством для автоматического включения насоса в зависимости от уровня масла в резервуаре, а также для подачи сигнала в том случае, если уровень масла по какой-либо причине превысил предусмотренный установкой. Лекажный агрегат соединен сливными и напорными трубами с сервомоторами, трубопроводами системы регулирования, ванной направляющего подшипника и полостями в крышке турбины, а также сливным баком насосного агрегата МНУ.

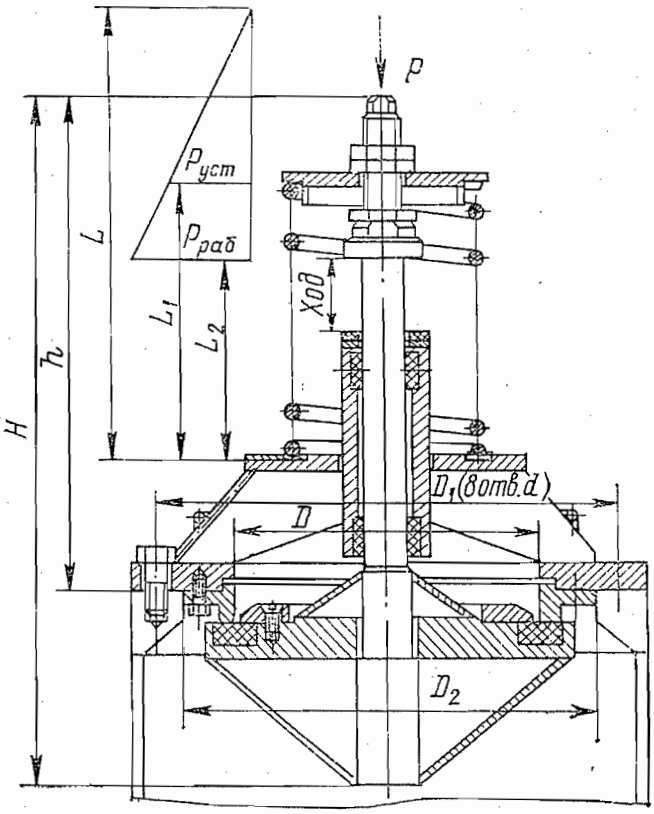


Рис. VI.51. Клапан срыва вакуума

Лекажный агрегат располагают таким образом, чтобы полностью исключалась возможность попадания воды в его резервуар. Его также нельзя устанавливать в местах повышенной влажности, где возможна конденсация паров и, следовательно, обводнение масла.

Дренажные насосы. Насосы предназначены для откачки воды, сливающейся в крышку турбины. Дренажные насосы оборудуются электроприводом, задвижками и обратными клапанами на всасывающих патрубках. Заливку насосов обеспечивают постоянным подводом воды из спиральной камеры. Дренажные насосы устанавливают на специальных кронштейнах в крышке турбины и включают и выключают вручную или автоматически от реле уровня, датчики которого располагают на трех заданных отметках. Нижний датчик выключает насосы из работы, средний — включает один (основной) из насосов, верхний — дает импульс на включение второго (резервного) насоса и подает предупредительный сигнал о высоком уровне воды в крышке турбины. Исправность работы насосов и правильность действия автоматики должны быть проверены перед каждым затоплением отсасывающей трубы. В процессе эксплуатации по режимам работы насосов судят о величине протечек воды, сливающихся в крышку турбины. Для возможности подъема всасывающих патруб-

Таблица VI.15. Основные размеры клапана срыва вакуума

D	D_1	d	H	h	L	L_1	L_2	$P_{уст}$	$P_{раб}$	P	Ход S, мм
мм								Н			
140	230	M12	360	252	260	142	102	480	650	510—540	40
200	300	M12	460	325	332	175	125	800	1060	830—880	50
250	360	M16	555	405	410	218	146	1480	2040	1500—1550	72
300	435	M20	665	487	500	265	175	2000	2760	2060—2120	90
400	550	M24	815	580	590	315	215	3300	4500	3400—3450	100

ков и очистки сеток патрубки крепят и подвешивают к насосам на гофрированных шлангах.

Автоматическая централизованная система густого смазывания. Система предназначена для циклического смазывания трущихся частей направляющего аппарата — цапф направляющих лопаток в бронзовых втулках, запрессованных в нижнем кольце и корпусах подшипников. Периодически, по мере надобности, в течение одного цикла строго дозированная порция фильтрованного солидола нагнетается во все смазываемые точки. Прекращение нагнетания солидола во всей системе происходит автоматически.

Кран-балка. Предназначена она для подъема и транспортирования деталей оборудования в шахте турбины в процессе эксплуатации и при ремонтах. Два концентрично расположенных кольцевых рельса позволяют кран-балке перемещаться вокруг опоры подпятника. Скорость перемещения кран-балки по наружному рельсу 10 м/мин. Грузоподъемность кран-балки 30 кН. Скорость подъема 4 и 0,5 м/мин, скорость перемещения тельфера по балке в радиальном направлении 20 м/мин. Управление подъемом и всеми перемещениями осуществляется с помощью командного пульта, подвешенного на тельфере. Наличие в шахте турбины кран-балки значительно облегчает все работы по демонтажу и последующей установке на место деталей механизма привода, а также подшипников направляющих лопаток.

Панель с приборами в шахте турбины. Панель предназначена для визуального контроля за давлением воды в проточной части: отсасывающей трубе, над рабочим колесом, за направляющим аппаратом, в спиральной камере, а также в магистрали, подводящей осветленную воду к углеграфитному уплотнению вала или к направляющему подшипнику с обрезиненным вкладышем.

В шахте турбины также устанавливают панель с электроконтактными термометрами, показывающими температуру сегментов и масла в направляющем подшипнике и элементов пары трения узла уплотнения вала. Правильность показаний электроконтактных термометров периодически проверяют по показаниям контрольных приборов.

Водяные, масляные и воздушные трубопроводы. Водяные трубопроводы обеспечивают подвод осветленной воды к направляющему подшипнику с обрезиненным вкладышем и к уплотнению вала, слив протечек в полость крышки турбины и удаление из нее воды. Масляные трубопроводы связывают между собой механизмы системы регулирования и управления, подводят масло к направляющему подшипнику с залитым баббитом вкладышем, отводят протечки масла в резервуар лекажного агрегата и соединяют последний со сливным баком маслонасосного агрегата МНУ. Каждый агрегат связан трубопроводами с масляным хозяйством ГЭС для заливки масла в полость вала, в сливной бак маслонасосного агрегата МНУ, в ванны подпятника и направляющих подшипников и слива отработанного масла в резервуары масляного хозяйства ГЭС для очистки. Кроме того, каждый агрегат связан с пневматическим хозяйством ГЭС для подкачки воздуха в МНУ под рабочим давлением, для подачи воздуха в систему торможения агрегата при останове, для подвода воздуха в шланг ремонтного уплотнения вала при необходимости произвести ревизию основного уплотнения, для подачи воздуха под крышку турбины, чтобы отжать воду от рабочего колеса при переходе в режим синхронного компенсатора в тех случаях, когда это предусматривается.

Водяные фильтры. Фильтры предназначены для очистки воды от взвешенных и плавающих тел (травы, листьев, веток, торфа и т. п.). Их устанавливают в том случае, если вода в соответствующие пункты назначения (к уплотнению вала, к подшипнику, если он смазывается водой) поступает непосредственно из верхнего бьефа или из спиральной камеры. Если вода поступает из системы технического водоснабжения ГЭС, где обычно имеются штатные фильтры, дополнительные фильтры не устанавливают. Основу фильтра составляет барабан из стального коррозионностойкого листа с отверстиями диаметром 2—3 мм. На каждом трубопроводе устанавливают по два параллельных фильтра, что позволяет производить их поочередную очистку без каких-либо нарушений в подаче воды. Фильтры не предназначены для осветления воды, поэтому, если основной водоток мутный, на ГЭС предусматривают специальные отстойники периодического или непрерывного действия, на выходе из которых содержание взвешенных в воде частиц не должно превышать 0,1 г/л.

Сливные клапаны. Для осмотра и ремонта проточной части турбины (спиральной камеры, направляющего аппарата, рабочего колеса и отсасывающей трубы) необ-

ходимо опорожнить их от воды, для чего устанавливают сливные клапаны (рис. VI.52 и VI.53). Существует несколько схем опорожнения проточной части от воды, но наиболее распространена схема, в которой вода из спиральной камеры сливается через трубопровод в отсасывающую трубу и из нее насосами откачивается в ниж-

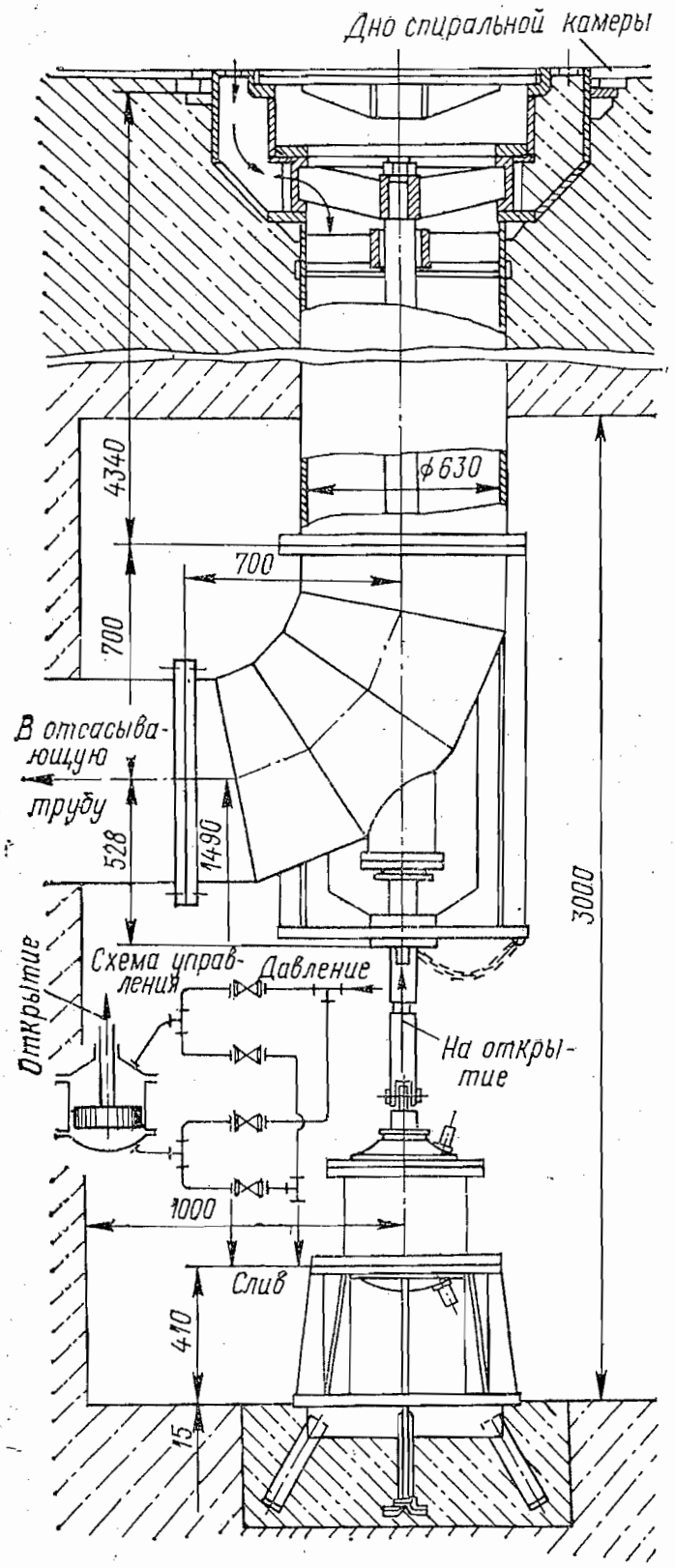


Рис. VI.52. Сливной клапан для опорожнения спиральной камеры от воды

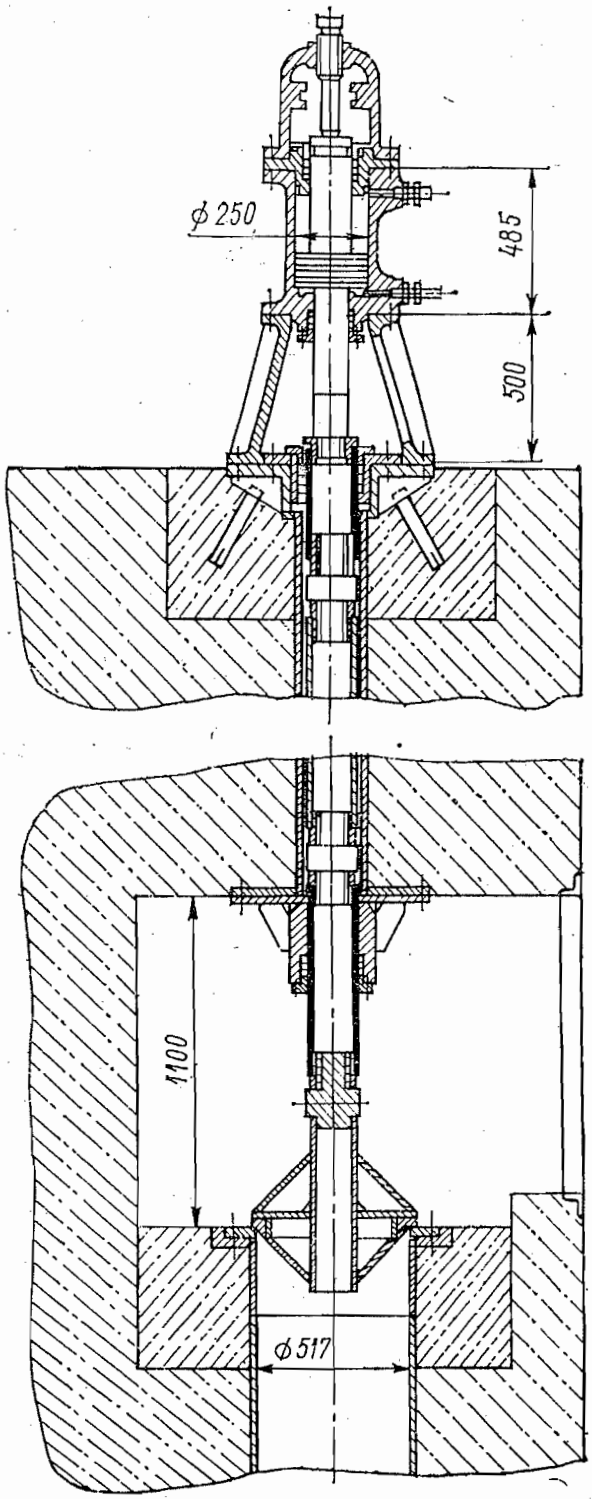


Рис. VI.53. Клапан опорожнения отсасывающей трубы от воды

ний бьеф ГЭС. Приемное отверстие клапана обычно перекрывают решеткой, предохраняющей от засасывания мусора и располагают в боковой выемке наиболее низкого места спиральной камеры. При работе турбины все задвижки и клапаны закрыты. Наиболее простым и надежным управлением клапанами является гидравлический привод. Время удаления воды из спиральной камеры, отсасывающей трубы

и других полостей проточной части, согласно «Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей» не должно превышать 16 ч. Из этого условия с учетом объема сливаемой воды выбирают размер клапанов. В практике гидротурбостроения применяют клапаны диаметром 250, 400 и 600 мм.

Холостой выпуск. Холостые выпуски обычно применяются для небольших высоконапорных турбин (напор свыше 150—200 м) при наличии длинных напорных трубопроводов. Они устанавливаются на спиральной камере и служат для ограничения повышения давления в трубопроводе. При быстром закрывании направляющего аппарата клапан холостого выпуска быстро открывается, а затем медленно закрывается. Таким образом, при резком уменьшении расхода через направляющий аппарат суммарный расход через турбину и холостой выпуск, т. е. через напорный трубопровод, изменяется сравнительно медленно и повышение давления будет небольшим. Обычно повышение давления в трубопроводе при этом составляет не более чем 15—20 % от статического напора. Холостой выпуск снабжается масляным катарактом, который позволяет ему открываться только при быстром закрывании направляющего аппарата, когда возможно существенное повышение давления. При медленном движении направляющего аппарата катаракт неподвижен и холостой выпуск не открывается. На рис. VI.54 показана схема современного холостого выпуска диаметром 600 мм, рассчитанного на максимальный расход 7,5 м³/с. Входным коленом *3* холостой выпуск крепится к спиральной камере. Снизу находится патрубок *1*. Над коленом с люком *4* расположен водяной сервомотор с поршнем *6*, который закреплен на штоке *5*. Еще выше расположен масляный сервомотор с поршнем *8*. Игла золотника *9* с помощью передачи *10* связана с катарактом *11*, управляемым кулачком *12*. Снизу на штоке закреплен конический клапан *2*. Сервомотор имеет уплотнения *7*.

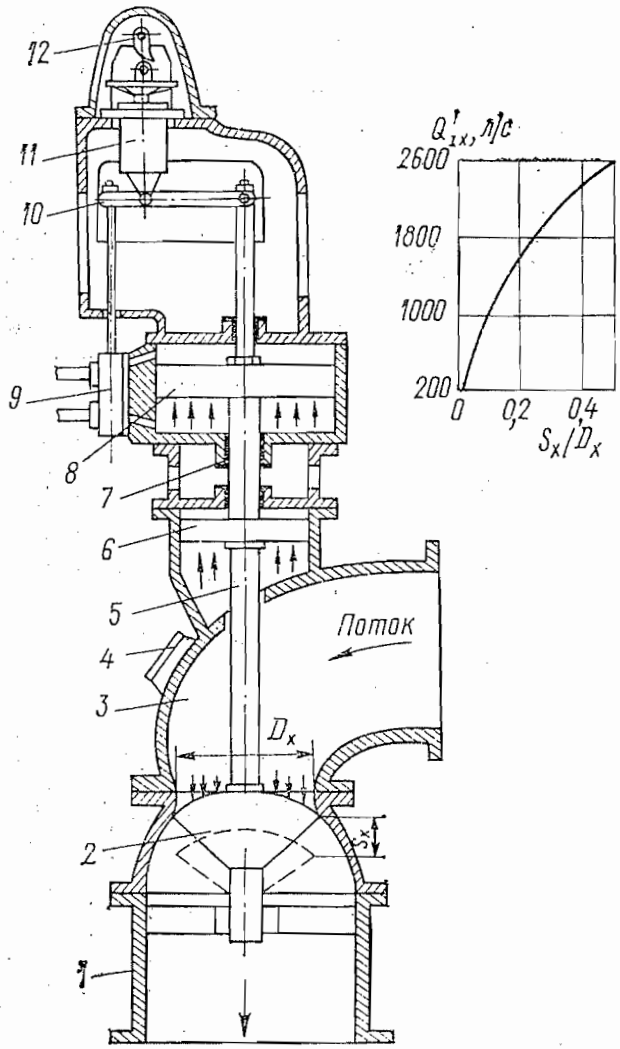


Рис. VI.54. Холостой выпуск радиально-осевой турбины

Определяющим размером холостого выпуска является диаметр проходного отверстия его клапана D_x. Ход клапана обычно принимают $S_x = (0{,}25 \div 0{,}3)\, D_x$. По характеристике холостого выпуска определяют его приведенный расход Q'_{Ix} (м³/с). Следует иметь в виду, что выход из холостого выпуска под уровень нижнего бьефа увеличивает расход Q'_{Ix} на 3—5 %. Наличие колена на выходе из холостого выпуска уменьшает расход D'_{Ix} на 5—10 %. Действительный расход (м³/с) через холостой выпуск

$$Q_x = Q'_{Ix} D_x \sqrt{H_p (1 + \xi)},$$

где H_p — расчетный напор, м; ξ — относительное повышение давления в трубопроводе, обычно $\xi = 0{,}15 \div 0{,}20$.

Максимальный расход Q_x, который должен пропускать холостой выпуск, определяется по формуле

$$Q_x = Q_0 (1 - T_s/T),$$

здесь Q_0 — максимальный расход через турбину, м^3/с; T_s — время закрытия направляющего аппарата, обеспечивающее при наличии холостого выпуска допустимое повышение давления и частоты вращения, с; T — время закрытия направляющего аппарата, которое обеспечило бы ту же величину повышения давления при отсутствии холостого выпуска, с.

Время T_s определяют по формуле

$$T_s = \frac{\beta\,[GD^2 v_0^2\,(1 + 0{,}5\beta)]}{182N},$$

где GD^2 — маховой момент ротора агрегата, т·м^2; v_0 — номинальная частота вращения, об/мин; β — допустимое относительное повышение частоты вращения агрегата; N — мощность на валу турбины, кВт.

Время T определяется по формуле непрямого гидравлического удара

$$T = \Sigma\, Lv/(gH_0\sigma);$$

здесь $\Sigma\, Lv$ — сумма произведений длин участков трубопровода на скорость воды в них, м^2/с; σ — характеристика трубопровода, причем

$$\sigma = \xi/\sqrt{1 + \xi}.$$

Таким образом, диаметр холостого выпуска (м)

$$D_x = \sqrt{\frac{Q_x}{Q'_{1x}\sqrt{H_0\,(1 + \xi)}}}.$$

После определения диаметра D_x уточняют расчет гарантий регулирования с учетом характеристик холостого выпуска и турбины. Применение программного управления движением клапана холостого выпуска может уменьшить его размеры. При проектировании холостых выпусков надо предусматривать возможность подачи воздуха под клапан и применять гасители энергии вытекающей воды.

Глава VII

КОВШОВЫЕ ТУРБИНЫ

VII.1. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОВШОВЫХ ТУРБИН

Проточная часть и рабочий процесс ковшовой турбины существенно отличаются от проточной части и рабочего процесса реактивных турбин [55]. На рис. VII.1 показана схема ковшовой турбины и основные размеры колеса.

Направляющим аппаратом для ковшовых турбин является сопло с иглой. Число сопл на одной турбине бывает от одного до шести. Вода через сопло подводится к рабочему колесу в виде струи круглого сечения. В сопле вся энергия воды, подведенной к нему по трубопроводу, за вычетом потерь обращается в кинетическую. Вода из сопла в виде струи попадает на ковш рабочего колеса. При выходе из сопла диаметром d струя воды имеет скорость v_0 и диаметр d_0

$$v_0 = \varphi\sqrt{2gH},$$

где $\varphi \approx 0{,}99$ — коэффициент истечения.

Диаметр струи (м) зависит от конфигурации сопла и его открытия. Обычно

$$d_0 = \left(\frac{1}{1{,}15} \div \frac{1}{1{,}2}\right) d; \quad d_0 = 0{,}54\sqrt{\frac{Q_{max}}{z_0\sqrt{H}}}.$$

Здесь Q_{max} — в м^3/с; H — в м; z_0 — число сопл.

По элементарной теории рабочий процесс ковшовой турбины можно представить так, что струя воды, попадая на входную кромку ковша, острием ножа разрезается на две части, которые поступают на эллипсовидные половины ковшей, после чего вода, меняя свое направление в относительном движении почти на обратное, сходит с ковшей с очень малой абсолютной скоростью, отдав почти всю кинетическую энергию (за исключением потерь) рабочему колесу (см. рис. VII.1).

Действительный процесс преобразования энергии в ковшовой турбине более сложен. При обтекании ковша существуют потери трения, имеет место сложное пространственное неустановившееся течение безнапорного слоя переменной толщины.

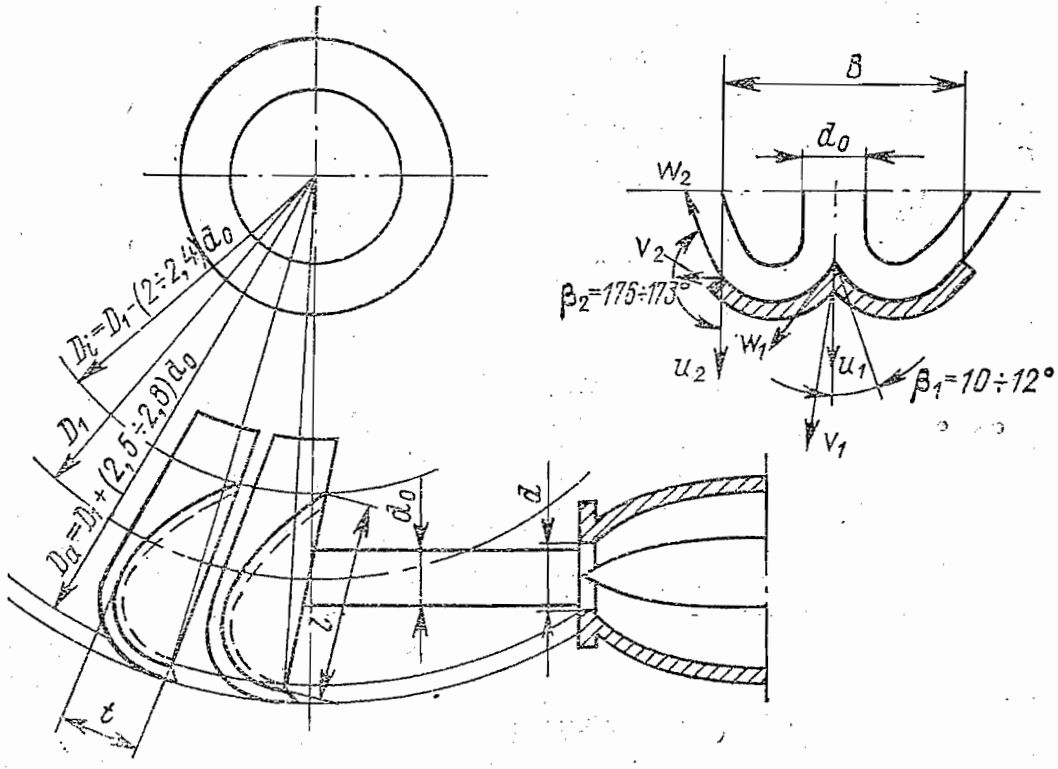


Рис. VII.1. Основные размеры колеса ковшовой турбины

Обычно угол заострения ножа ковша на входе $\beta_1 = 10\div12°$, поэтому входной треугольник скоростей почти сливается в линию, т. е. можно считать $w_1 \approx v_1 - u_1$. Это равенство не совсем точно, потому что струя воды движется прямолинейно, а ковш совершает круговое движение. Струя воды на выходе из ковша имеет относительную скорость w_2, направленную почти в противоположную сторону и по численному значению несколько меньшую w_1 из-за потерь на трение.

Угол β_2 на выходе из ковша выбирают близким к 180° (обычно в пределах 176—173°), поэтому абсолютная скорость v_2 на выходе из ковша будет иметь небольшую величину и, следовательно, потери энергии с выходной скоростью будут небольшими, однако v_2 не может быть равной нулю, так как в этом случае вода не будет сходить с ковша.

Окружная скорость на диаметре D_1 при частоте вращения n (об/мин)

$$u = \pi D_1 n/60 = k_u \sqrt{2gH},$$

где k_u — коэффициент; $k_u = 0{,}44\div0{,}48$.

Оптимальная приведенная частота вращения $n_1' = 37\div41$. Разгонная частота вращения $n_p = 1{,}85\ n$. Оптимальная приведенная частота вращения ковшовых турбин не зависит от типа колеса и числа сопл и практически является величиной постоянной.

Приведенные расход (м³/с) и мощность (кВт) при $\varphi = 0{,}99$ равны:

$$Q_1' = 3{,}47\,(d_0/D_1)^2 z_0; \quad N_1' = 34{,}0 z_0\,(d_0/D_1)^2 \eta.$$

Приведенные расход и мощность зависят от числа сопл и отношения диаметра струи к диаметру колеса. При постоянном диаметре рабочего колеса они уменьшаются с уменьшением диаметра струи. Объемный расход ковшовой турбины зависит не от

Таблица VII.1. Основные параметры

ГЭС	Фирма-изготовитель	Год выпуска	Число агрегатов	Положение вала	Мощность турбины, МВт
«Сисима», Норвегия	«Кварнер Бруг»	1980—1981	2	Вертикальное	315
«Лангсима», Норвегия		1979			260
«Аурланд-1», Норвегия		1973—1975			243
«Фрогес», Франция	—	1975			234
ГАЭС «Мон-Сени», Франция	«Нейрпик», «Аллис Чалмерс»	1969			200
Зарамагская ГАЭС, СССР	ЛМЗ	Строится			176
ГАЭС «Малта», Австрия	«Фойт»	1972	4		180
«Лотру», Румыния	«Нейрпик»	1972—1975	3		180
«Нью-Колгайт», США	«Фойт»	1969	2		169
«Вруток», Югославия	—	—	4		150
«Гриттен», Норвегия	«Кварнер Бруг»	1971	1	—	144
«Скьюмент», Норвегия		1973	—	Вертикальное	140
ГЭС «Сан-Фьорано», Италия	«Франко Този»	1972	2		140
ГАЭС «Сан-Фьорано», Италия	«Рива Кальцони»	1973			140
ГАЭС «Эцталь», Австрия	«Фойт»	1975	4	Горизонтальное	136
«Сестримо», Болгария	ЧКД «Бланско»	1974	2	Вертикальное	136
ГАЭС «Лаго Делио», Италия	«Рива Кальцони»	1971	4		127,8
	«Франко Този»	1972			126,8
«Индикки», Индия	—	1972	6		130
«Чивор», Колумбия	«Рива Кальцони»	1975	4		127,5
«Эль Монтаро», Перу	«Франко Този»	1967	6		124
«Монченизио», Италия	«Рива Кальцони»	1972	2		122
«Чимего», Италия		1956		Горизонтальное	123
«Эвангер», Норвегия	«Кварнер Бруг»	1965—1975	3		110
«Кемано-Китимат», Канада	«Аллис Чалмерс», «Доминион инжиниринг», «Сан-Пельтон», «Нейрпик»	1954—1960	16	Вертикальное	110
«Грозио», Италия	«Франко Този»	1960	3		107,1
«Финха», Эфиопия	«Эшер Висс»	1972			103
«Эль-Торо», Чили	—	Строится	4		100
«Битч», Швейцария	«Шармиль»	1966	2		100

некоторых крупных ковшовых турбин

Напор, м	Расход, м³/с	Частота вращения, об/мин	Коэффициент быстроходности турбины n_{sk}	Число рабочих колес	Диаметр рабочего колеса D_1, м	Приведенная частота вращения n_1'	Приведенный расход турбины Q_1'	Число ковшей рабочего колеса	Число сопл на рабочее колесо	Максимальный диаметр напорной струи, мм	Отношение D_1/d_0
885	40,5	300	40,4	1	3,9	39,3	0,094	22	6	258	15,1
1065	28,0	428	41,5		3,0	39,3	0,094	—		204	14,7
840	32,4	375	47,3		3,0	38,8	0,036	22		235	12,8
1330	20,0	500	35,2		2,85	38,8	0,066	—		165	17,3
869	26,5	375	41,5		3,10	39,3	0,094	19		212	14,7
619	32,5	300	46,0		3,32	39,7	0,064	20		250	13,3
1102	20,0	500	38,6		2,70	40,5	0,080	—		172	15,8
747	27,5	375	47,3		2,90	39,7	0,122	—		224	12,9
413	46,0	180	46,2		4,45	39,3	0,111	22		335	13,3
573	32,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
920	18,0	500	43,7	—	2,35	38,8	0,108	—	—	—	—
585	24,0	428	55,3	1	2,2	38,8	0,206	22	6	224	9,9
1404	11,35	500	25,4		2,95	39,3	0,035	23	3	174	17,0
1401	11,35	600	30,6		2,50	39,7	0,049	—	4	152	16,5
1655	9,3	750	30,6	—	2,10	38,8	0,052	—	—	—	—
539	28,3	333	54,8	1	2,69	38,5	0,167	20	6	245	11,0
732	19,9	500	54,9		2,10	38,8	0,167	20	6	190	11,0
732	19,85	500	54,8		2,16	39,7	0,160	21	5	210	10,3
669	21,8	375	46,1		2,68	38,8	0,118	—	6	203	13,2
741	19,0	450	47,9		2,36	38,8	0,125	—		185	12,8
850	16,65	450	40,4		2,56	39,3	0,087	—	4	206	12,4
1304	10,65	428	21,8		3,48	40,5	0,0275	22	2	208	16,7
727,2	18,7	300	31,7	2	3,50	39,3	0,056	21	1	310	11,3
790	16,0	500	46,2	—	2,20	38,8	0,118	—	—	—	—
760	16,8	327	31,7	1	3,35	39,3	0,056	24; 22; 23	4	219	15,3
600	20,4	333	42,6		2,9	39,3	0,102	23		250	11,6
550	21,5	—	—		—	—	—	—		262	—
610	19,0	333	40,4		2,93	39,3	0,090	—	6	195	15,0
739	15,5	375	35,6		2,86	39,3	0,069	22	4	206	13,9

пропускной способности колеса, а только от пропускной способности сопла. Мощность же при постоянной пропускной способности или при заданном открытии сопла может меняться только в зависимости от КПД турбины. Диаметр колеса D_1 при заданном диаметре напорной струи d_0 определяется в зависимости от коэффициента быстроходности турбины $n_{sк}$. Для ковшовой турбины

$$n_{sк} = (225 \div 252)\, d_0 \sqrt{z_0}/D_1.$$

Соответственно диаметр рабочего колеса

$$D_1 = (225 \div 252)\, d_0 \sqrt{z_0}/n_{sк}.$$

При этом КПД принимался равным $\eta = 0{,}88$. Очевидно, что коэффициент быстроходности ковшовых турбин, как и приведенная частота вращения, зависит только от отношения диаметра струи к диаметру колеса и от числа сопл. А диаметр колеса зависит от диаметра струи, коэффициента быстроходности и числа сопл.

Отношение d_0/D_1 имеет практические пределы, обусловленные конструкцией и размерами ковшей, возможностями их закрепления на диске и т. п. Практически наибольшее значение $d_0/D_1 = 1/9$, следовательно, для одного сопла максимальное значение коэффициента быстроходности в зависимости от напора $n_{sк} = 22 \div 25{,}2$. Для четырехсопловой турбины ($z_0 = 4$) $n_{sк\,max} = 44 \div 50{,}4$. В среднем $d_0/D_1 = 1/16$. Поэтому для одного сопла нормальное значение коэффициента быстроходности $n_{sк} = 15$ при $k_u = 0{,}46$. При выборе данных машин и анализе их работы по коэффициенту быстроходности пользуются не отношением d_0/D_1, а обратной величиной — отношением D_1/d_0, что удобнее.

В соответствии с практикой зарубежных гидротурбостроительных заводов установились основные параметры ковшовых гидротурбин в зависимости от напора (табл. VII.1).

Из таблицы следует, что с ростом напора отношение D_1/d_0 значительно увеличивается, в соответствии с чем уменьшаются приведенный расход Q_1' и коэффициент быстроходности $n_{sк}$. Приведенная частота вращения с ростом напора почти не меняется. Число ковшей колеса выбирают большим при большом напоре. Число ковшей должно обеспечить полный захват струи ковшами, чтобы не было проскакивания струи мимо ковшей и чтобы не было ударов спинки ковша о воду, сходящую с предыдущего ковша. При выборе отношения D_1/d_0 необходимо иметь в виду характер работы турбины. При длительном времени работы турбины с малыми нагрузками можно принимать меньшее значение D_1/d_0 и, следовательно, устанавливать колесо с большим коэффициентом быстроходности. Если же большую часть времени эксплуатации турбина будет работать на максимальной мощности, то при выборе ее размеров следует ориентироваться на бо́льшие значения D_1/d_0, что обеспечивает более высокий КПД.

Выбор основных параметров ковшовой турбины производится следующим образом. По заданной мощности N и напору H, задавшись КПД $\eta = 0{,}88$, определяют расход Q. Определяют диаметр струи d_0. При этом приходится предварительно задаваться количеством сопл z_0 или сделать подсчет для нескольких вариантов z_0 ($z_0 = 1; 2; 4; 6$). По табл. VII.1 для заданного напора следует выбрать D_1/d_0 и n_1' и определить частоту вращения агрегата по формуле

$$n = n_1' \sqrt{H}/D_1$$

(окончательный выбор параметров производится сопоставлением нескольких вариантов с разными z_0).

При выборе отношения D_1/d_0 нужно иметь в виду, что из условия надежного крепления ковшей его следует брать большим, однако более компактный агрегат получается при меньшем отношении D_1/d_0.

Увеличение числа сопл и уменьшение отношения D_1/d_0 уменьшает диаметр колеса, снижает габаритные размеры турбины и ее металлоемкость. Однако дополнительные сопла требуют усложнения коллектора, направляющего аппарата и увеличивают число деталей. В турбинах сравнительно небольшой мощности экономия от уменьшения габаритных размеров оказывается меньше, чем удорожание из-за

усложнения конструкции, поэтому турбины мощностью менее 15—20 МВт обычно делают не более, чем с двумя соплами. Увеличение числа сопл и уменьшение D_1/d_0 увеличивают частоту вращения турбины, поэтому уменьшаются габаритные размеры, масса и стоимость генератора. Для уменьшения капитальных затрат на строительство крупных ГЭС целесообразно применение более быстроходных турбин с большим числом сопл и малым отношением диаметра колеса к диаметру струи.

VII.2. УСТАНОВКА ГИДРОАГРЕГАТОВ. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВЫПОЛНЕННЫХ КОВШОВЫХ ТУРБИН

Для горизонтальных турбин применяют одно или несколько колес на валу; в последнем случае колеса целесообразно располагать консольно по разные стороны от генератора (рис. VII.2). При двухколесных турбинах вода обычно подводится

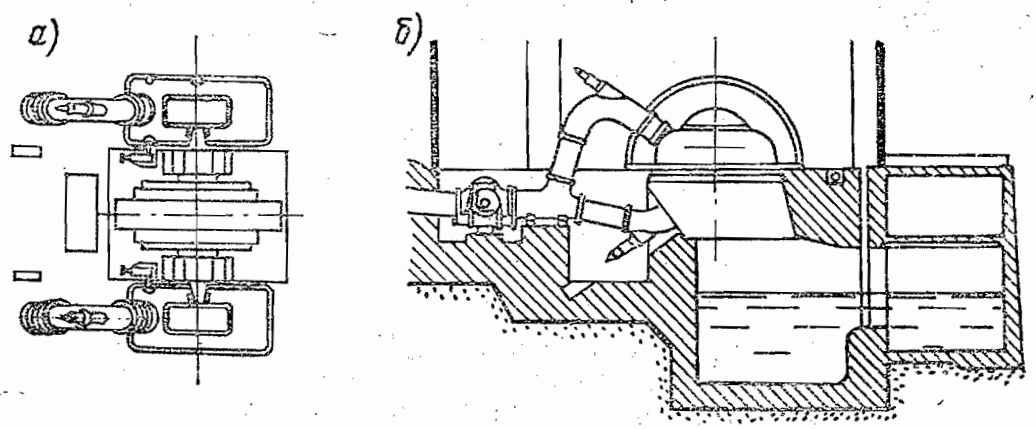


Рис. VII.2. Различные подводы воды к горизонтальной ковшовой турбине: *а* — двухколесной; *б* — двухсопловой

через одно или два сопла на каждое колесо. Для вертикальных турбин обычно применяют четырехсопловой подвод воды (рис. VII.3). Известны вертикальные турбины с шестью соплами. Схема турбины ковшового типа с горизонтальным валом изображена на рис. VII.5, схема вертикальной ковшовой турбины — на рис. VII.6.

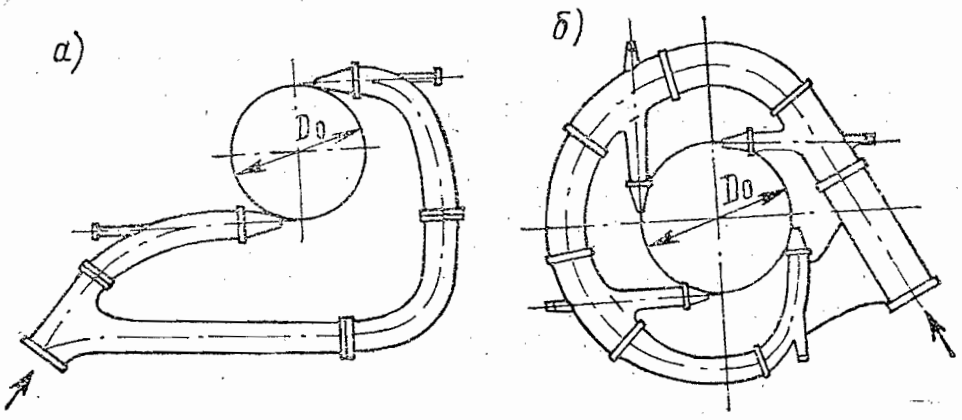


Рис. VII.3. Расположение подводов воды к вертикальной ковшовой турбине: *а* — двухсопловой; *б* — четырехсопловой

Примером установки с шестью соплами является турбина Зарамагской ГЭС (рис. VII.4).

Угол между осями струй должен выбираться так, чтобы не допускалось их пересечение внутри пространства, охватываемого ковшами.

В многосопловой турбине подвод воды к соплу от трубопровода с затвором, осуществляемый через двухниточный распределитель (коллектор), должен обеспечивать равномерный подвод воды к каждому соплу с минимальными потерями.

Распределитель турбины сварной конструкции выполнен разъемным для удобства транспортирования.

В зависимости от размеров коллектора и напряжений в нем применяются стали марок МСт3, 10ХСНД, СК-1.

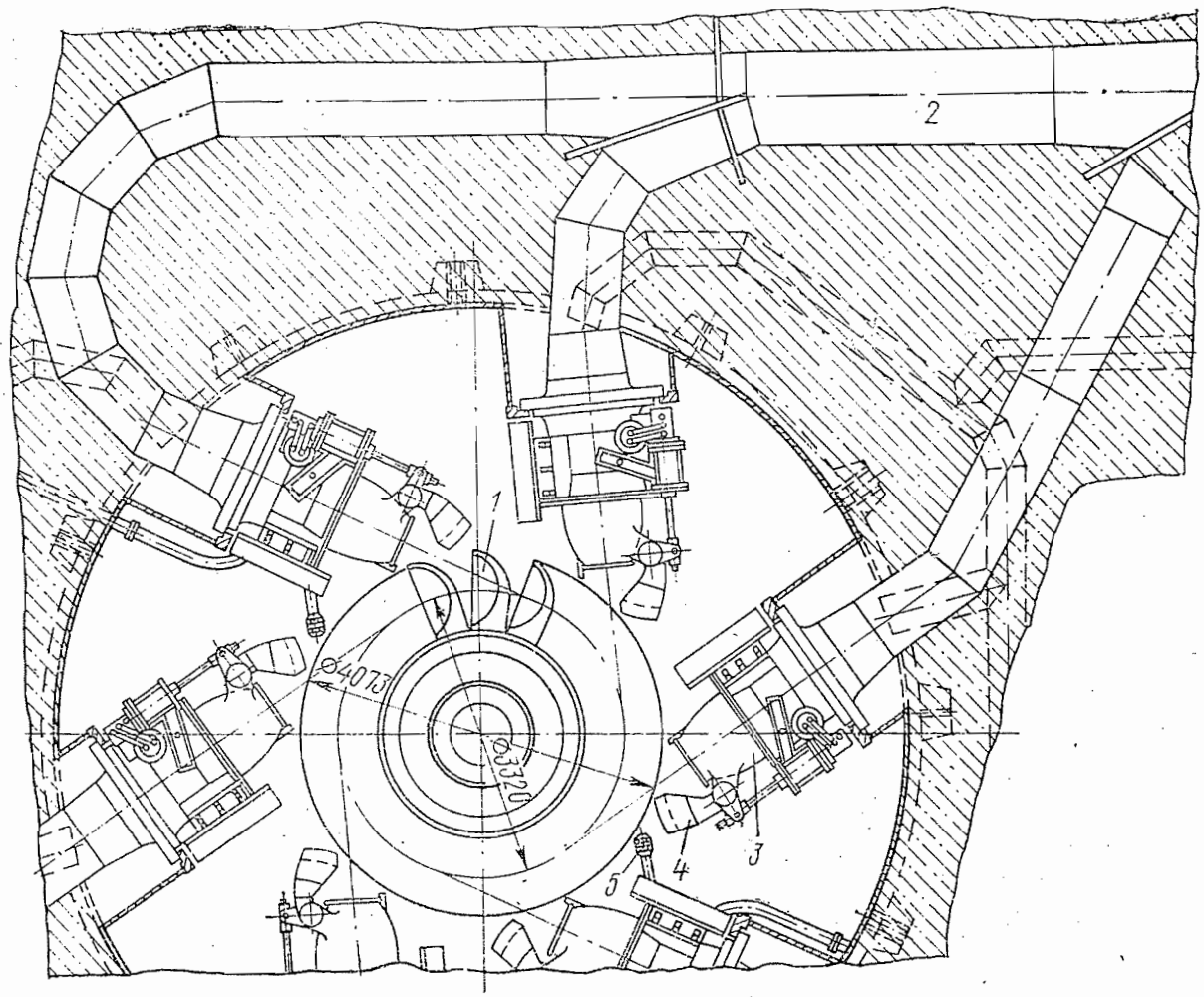


Рис. VII.4. План турбины Зарамагской ГЭС:
1 — колесо; *2* — двухниточный распределитель; *3* — прямоточное сопло; *4* — дефлектор-отсекатель; *5* — тормозное сопло

VII.3. КОНСТРУКЦИИ КОВШОВЫХ ТУРБИН

Основными узлами ковшовых гидротурбин являются: рабочее колесо, распределитель, направляющий аппарат (сопло), дефлектор, вал, направляющий подшипник, сервомотор, система регулирования и вспомогательное оборудование (трубопроводы, тормозные сопла, специальная арматура и др.). Следует отметить, что такие узлы, как вал, направляющий подшипник, сервомоторы, маслонапорная установка, регулятор скорости, в принципе ничем не отличаются от тех же узлов реактивных турбин, поэтому они не описаны.

К основным преимуществам ковшовых турбин следует отнести: высокую эффективность при частичных нагрузках (за счет включения в работу неполного числа сопл), простоту конструкции, легкость замены отдельных узлов, легкое осуществление режима синхронного компенсатора и др.

Наибольшая единичная мощность, освоенная для вертикальных турбин, составляет примерно 300 МВт. На рис. VII.5 приведена конструкция турбины Зарамагской ГЭС, созданной ПО ЛМЗ в 1984 г. Ее мощность 176 МВт, напор 618 м, частота вращения 300 об/мин.

Рабочее колесо — основной наиболее ответственный узел, состоящий из системы ковшей, симметрично расположенных относительно оси вращения. В настоящее время практически все фирмы изготавливают рабочие колеса без механического крепления ковшей к диску. Применяются либо цельнолитые колеса из коррозион-

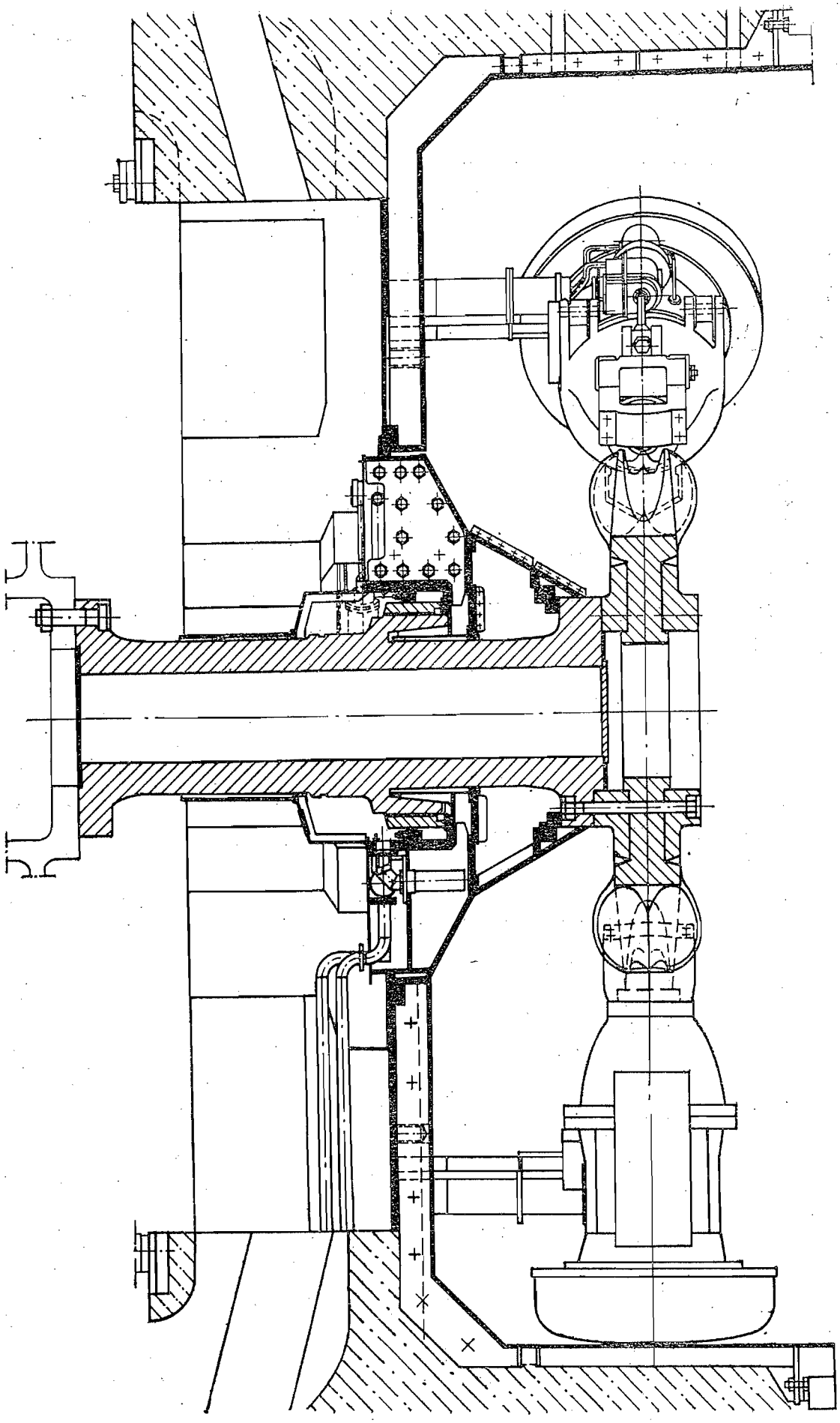


Рис. VII.5. Разрез турбины Зарамагской ГЭС

но-стойкой стали, либо сварные конструкции двух основных типов: в одном из них применен отлитый венец из ковшей, который сваривается с опорным диском; в другом — отдельно отлитые ковши, которые в дальнейшем свариваются между собой и с опорным диском. В СССР применяются только сварные конструкции. Конструкция рабочего колеса турбины Зарамагской ГЭС диаметром 3,3 м показана на рис. VII.5. Рабочее колесо разработано в сварно-литом исполнении и состоит из 20 ковшей, отлитых из коррозионно-стойкой стали, и двух ободьев, откованных из той же стали. Хвостовые части ковшей плотно пригоняются друг к другу и свариваются между собой с обеих сторон. Кольцо из сваренных между собой ковшей приваривается к ободьям. Соединение колеса с валом осуществляется шпильками М100 и двумя цилиндрическими шпонками диаметром 100 мм. Рабочая и тыльная поверхности ковшей обрабатываются до сварки хвостовиков, что позволяет выполнить их механической обработкой с большой точностью. После окончательной обработки рабочее колесо должно быть отбалансировано.

Направляющий аппарат ковшовых турбин выполняется в виде системы сопл с перемещающимися внутри профилированными иглами. Величина пропускаемого через сопло расхода регулируется положением игл относительно выходных отверстий сопл. Наибольшее распространение имеют шестисопловые турбины, позволяющие эффективно использовать работу турбины на половинном числе сопл.

Наиболее эффективными являются бесштоковые прямоточные сопла, где создается наиболее устойчивое движение жидкости и имеют место минимальные потери. На рис. VII.6 показана конструкция такого сопла. На фланцах отводов распределителя (коллектора) турбины устанавливают шесть сопл, проточная часть которых прямолинейна. Каждое сопло состоит из корпуса, насадки, иглы, масляного сервомотора, разгрузочного устройства и вспомогательных деталей. Корпус представляет собой сварно-литую конструкцию в виде укрепленной на ребрах капсулы, помещенной в наружном цилиндре. Все механизмы сопла находятся в капсуле. Для уменьшения усилия перестановки иглы в сторону закрытия предусмотрена специальная гидравлическая разгрузка, которая складывается из двух компонентов: масляной и водяной. Водяная разгрузка осуществляется за счет уменьшения площади торца опоры иглы, масляная — за счет специального поршня (расположенного внутри капсулы), на который постоянно действует масло из маслонапорной установки. Размеры разгрузочных поршней приняты такими, чтобы суммарное усилие, действующее на иглу, было небольшим и преодолевалось сервомотором, управляющим иглой при малых размерах самого сервомотора. Вся система управления соплом спроектирована так, что при аварийном снижении давления масла в МНУ игла имеет тенденцию на закрытие. Корпус сопла с ребрами, насадки, игла, опорные и сменные кольца, а также шток выполнены из коррозионно-стойкой стали. В конструкции сопла применены опорные втулки как из бронзы, так и из стеклоэпоксидной композиции. Для предотвращения протечек в разгрузочных устройствах и сервомоторах предусмотрены манжетные уплотнения.

В средней части капсулы на штоке выполнен специальный конус, через который по передающему устройству обеспечивается обратная связь с распределительным золотником сервомотора. Подвод и отвод масла от полостей сервомотора осуществлен через ребра капсулы. При ходе иглы на закрытие на последнем небольшом участке пути до полного закрытия отвод из полости сервомотора дросселируется. На внешней стороне каждого насадка установлены экраны, защищающие сопла от действия соседних струй, а также воды, сходящей с ковшей. Кроме того, каждое сопло защищено экраном от действия струи, сходящей с обтекателя.

Распределитель (коллектор) служит для подвода воды к соплам многосопловой ковшовой турбины, который может быть осуществлен различными способами. В частности, возможно применение однониточного и двухниточного распределителей. В последнем случае каждая нитка подводит поток к половине общего количества сопл и оборудована отдельным затвором. Такая система, будучи примерно равноценной однониточной по своим энергетическим свойствам, имеет определенные преимущества по габаритным размерам. На рис. VII.4 приведена характерная для крупных ковшовых турбин конструкция двухниточного распределителя.

Кожух турбины формирует внешние границы области, в которой находится рабочее колесо, и обеспечивает оптимальный отвод с рабочего колеса сходящего

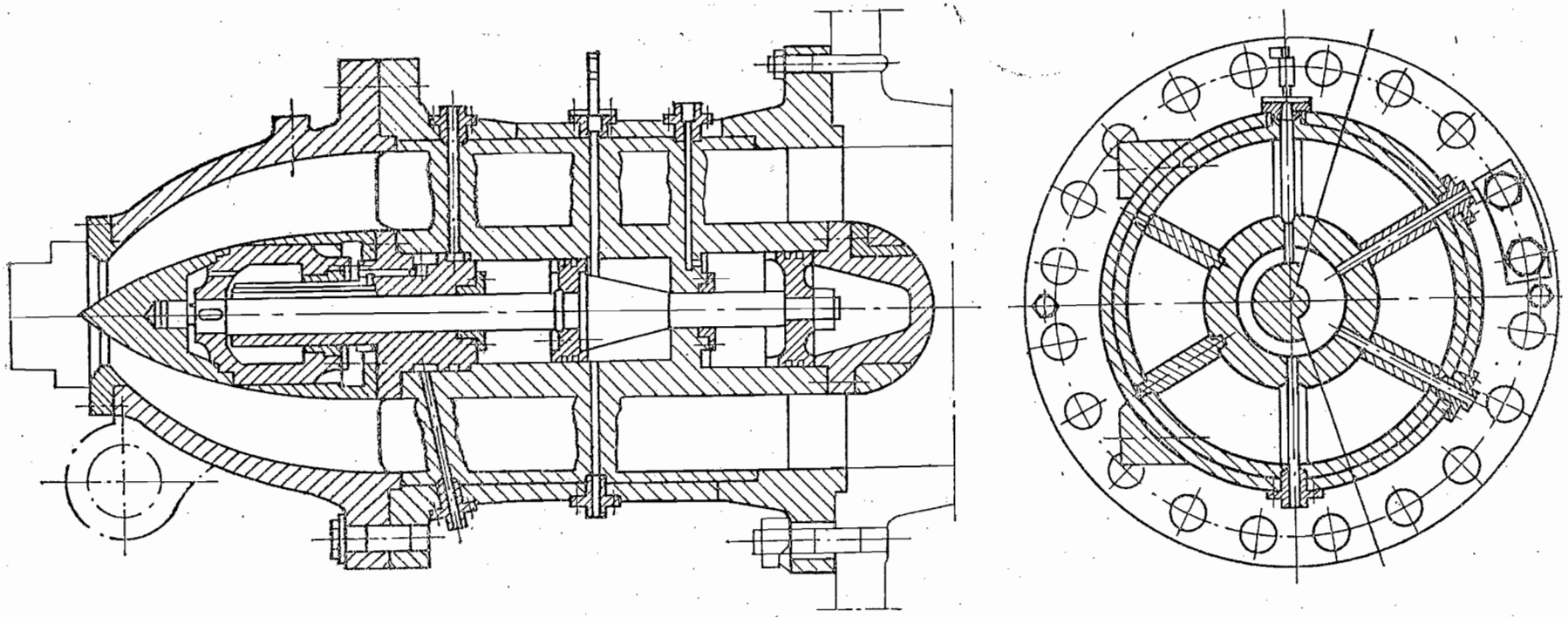


Рис. VII.6. Прямоточное сопло

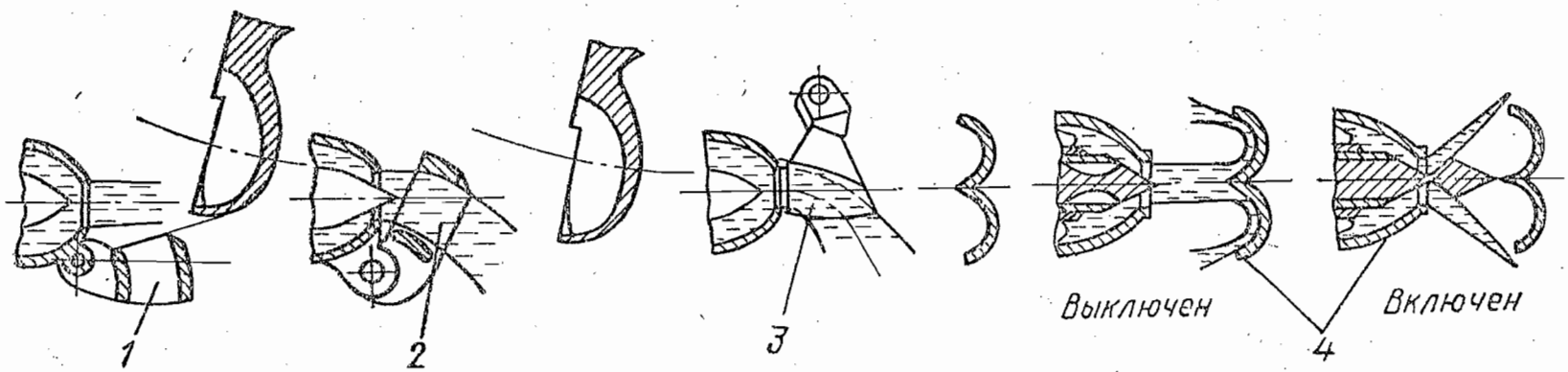


Рис. VII.7. Дефлектор:

1 — отсекатель; *2* — отклонитель; *3* — отжимающий отсекатель; *4* — рассеиватель

потока. Кроме того, как элемент конструкции турбины в целом кожух воспринимает радиальные нагрузки от подшипника и служит основанием для размещения отдельных элементов оборудования. Внутреннее очертание кожуха отрабатывается специальными модельными исследованиями. Кожух выполняется в виде сварной конструкции с наружными ребрами жесткости. В приведенной на рис. VII.5 конструкции турбины кожух выполнен из двух частей (по высоте), соединяемых при монтаже сваркой. Нижняя часть состоит из отдельных секторов (из условия транспортировки и монтажа), секторы соединяются монтажной сваркой. К каждому сектору при монтаже приваривают цилиндр с фланцем для соединения кожуха с патрубками распределителя. В нижней части кожуха предусмотрены специальные лапы для закрепления его на фундаменте. Верхняя часть кожуха также состоит из секторов, в каждый из которых вварены трубы для ввода внутрь кожуха тяг обратных связей и масляных трубопроводов сервомоторов обтекателей. Для возможности ремонта и осмотра в кожухе предусмотрены закрываемые крышками люки. Кожух должен быть тщательно отцентрован и выставлен на заданной отметке, что выполняется с помощью болтов и клиньев.

Дефлекторы на ковшовой турбине дают возможность избежать гидравлического удара в напорном трубопроводе, а также значительно снизить разгонную частоту вращения ротора. Основное назначение дефлектора — отвод воды от рабочего колеса в возможно короткое время. Для этого дефлектор всегда должен находиться вблизи струи, однако размещение его не должно обуславливать необходимость увеличения расстояния сопла от рабочего колеса. Усилие для введения дефлектора в струю должно быть возможно меньшим. В настоящее время практически применяются три различных вида дефлектора: отклонители; отсекатели; распылители. Действие отклонителей заключается в том, что при введении их в струю она сразу же отклоняется от своего первоначального направления. При введении в струю отсекателя в начальный момент отклоняется только часть струи, в то время как другая часть еще взаимодействует с колесом. Действие распылителя основано на том, что с помощью специального механизма из головки иглы выталкиваются наклонные пластины, которые рассеивают струю, выходящую из сопла. На рис. VII.7 показаны все три типа дефлекторов. В современных отечественных конструкциях применяются только отсекатели, требующие для введения в действие наименьшего усилия и обеспечивающие полный отвод отсеченной струи на стенки кожуха.

В конструкции турбины Зарамагской ГЭС (см. рис. VII.5) на каждом сопле установлены отсекатели. Отсекатель состоит из корпуса, закрепленного в нем специального ножа из коррозионно-стойкой стали, который при нормальной работе отстоит от поверхности струи на 10 мм. При необходимости отсечь струю от колеса вступают в действие специальные сервомоторы отсекателя, установленные на корпусах сопл и управляемые от специальных золотников, размещенных на кожухе турбины. Корпус обтекателя связан шарнирно с тягой сервомотора, благодаря чему отсекатель может поворачиваться вокруг оси, закрепленной в приливах насадки сопла.

Существуют конструкции ковшовых турбин, в которых все отсекатели управляются одним сервомотором, связанным с регулятором и тягами с рычагами, укрепленными на осях поворота отсекателей. Сервомотор отсекателя располагается непосредственно на кожухе турбины.

Для торможения вала турбины при любых остановках предусматривают специальные тормозные сопла, при открытии которых струя воды направляется в тыльную сторону ковшей против вращения рабочего колеса. В конструкции турбины Зарамагской ГЭС предусмотрено два тормозных сопла. Подвод воды к тормозным соплам осуществляется по специальным трубопроводам от затвора турбины. Управление тормозными соплами производится с помощью масляного сервомотора. При нормальной остановке одновременно с отключением выключателя генератора и подачей сигнала на закрытие основных сопел тормозные сопла включаются. Их отключение происходит одновременно с включением в действие тормозов генератора, т. е. при частоте вращения, равной 20—30 % от номинальной. При аварийной остановке импульс на включение тормозных сопл подается одновременно с закрытием шаровых затворов. Отключение тормозных сопл происходит так же, как при нормальной остановке.

Глава VIII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЗАТВОРЫ

VIII.1. ТИПЫ ЗАТВОРОВ, КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ, ХАРАКТЕРНЫЕ ПРИЗНАКИ

Классификация и условные обозначения

Гидравлические затворы напорных трубопроводов по назначению разделяются на два класса: класс А — отсечные поворотные; класс Б — затворы, регулирующие расход.

Класс А характеризуется асимметричным изменением проходного сечения затвора при движении (на открытие или закрытие) его ротора (диска) и резким изменением поля скоростей потока жидкости. Такое воздействие ротора на поток вызывает кавитационные явления в зоне за затвором, поэтому затворы этого класса не рекомендуется применять для длительной работы при промежуточных положениях ротора (на частичных расходах). Ротор (диск) этих затворов имеет два крайних рабочих положения: «Затвор открыт» и «Затвор закрыт», соответствующих полному открытию или перекрытию напорного трубопровода.

Затворы класса А предназначены для перекрытия напорных трубопроводов ГЭС в целях: 1) прекращения доступа воды к гидротурбине при нормальных условиях эксплуатации, а также для проведения ревизий и ремонтов ее узлов (закрытие затвора при этом происходит в практически неподвижной воде — при закрытом направляющем аппарате — и осуществляется автоматически с пульта управления в общем цикле пуска и остановки гидроагрегата или вручную с местного поста управления затвором); 2) прекращения доступа воды к гидротурбине или в напорный трубопровод в аварийных случаях: при разгоне турбины и выходе из строя направляющего аппарата, при разрыве напорного трубопровода или падении давления масла в котле МНУ ниже допустимого (закрытие затвора при этом производится автоматически от импульса соответствующих устройств).

Класс А включает в себя конструктивные группы шаровых, дисковых и специальных затворов.

Класс Б характеризуется симметричным изменением проходного сечения затвора при движении (на закрытие или открытие) его запорного органа и плавным изменением поля скоростей. Затворы этого класса могут длительное время работать при любых промежуточных положениях запорного органа (между положениями «Затвор открыт» и «Затвор закрыт») для пропуска частичных (от нулевого до максимального) расходов жидкости, т. е. для регулирования расхода.

Затворы класса Б предназначены для перекрытия напорных трубопроводов ГЭС и гидротехнических сооружений в целях: 1) прекращения доступа воды к гидротурбине или в напорный трубопровод в случаях, указанных для класса А; 2) для регулирования уровня воды в водохранилищах или расхода воды в системе орошения земель.

Затворы класса Б закрываются (открываются) автоматически (от указателей уровня воды в водохранилище или заданного расхода в системы орошения) или вручную с местного поста управления.

Все затворы класса Б относятся к группе цилиндрических затворов.

Условное обозначение затворов состоит из индекса группы затворов, диаметра входного сечения в см, расчетного статического напора в м вод. ст.

Индекс группы затворов включает две прописные буквы (ЗШ — затвор шаровой; ЗД — затвор дисковый; ЗЦ — затвор цилиндрический; ЗК — затвор кольцевой) и одну или две строчные буквы, обозначающие тип клапана или диска: с — плоскоскошенный диск; п — плоский диск; ч — чечевицеобразный диск; б — бипланный диск; т — тарельчатый клапан; кр — кольцевой клапан на роторе; кк — кольцевой клапан в корпусе затвора; ск — сегментный клапан.

Размер диаметра входного сечения затвора в см вписывают после индекса группы затвора, статический напор в м — за размером затвора через черточку (дефис).

Пример условного обозначения затвора: ЗШкр300-500 (затвор шаровой с кольцевым клапаном на роторе, с диаметром входного сечения 300 см на максимальный статический напор 500 м).

Отсечные затворы (класс А)

Основные параметры (номинальные диаметры и действующие на затвор статические напоры) для шаровых и дисковых затворов всех типов, а также уровень протечек через указанные затворы приведены в соответствии с ГОСТ 22373—82.

Группа шаровых затворов. Ротор шарового затвора выполняют в виде трубы, которая в открытом положении затвора является как бы продолжением напорного трубопровода, пропускает поток воды, не изменяя его формы и скорости, т. е. практически не оказывая потоку дополнительного («вредного») сопротивления. Корпус затвора имеет сферическую поверхность, наиболее рациональную для восприятия давления воды.

Шаровые затворы отличаются друг от друга конструкцией корпуса, ротора и его привода, а также рабочего и ремонтного уплотнений (табл. VIII.1).

Шаровые затворы применяют, как правило, на статический напор свыше 200 м и устанавливают перед спиральной камерой турбин или насос-турбин высоконапорных ГЭС и ГАЭС.

Группа дисковых затворов. Ротор дисковых затворов, перекрывающий поток, выполняют в виде дисков различной формы. Корпус представляет собой цилиндрическую обечайку с фланцами для соединения с напорным трубопроводом. Дисковые затворы (табл. VIII.2) отличаются друг от друга формой и приводом диска, конструкцией уплотнения, расположением оси поворота диска (вертикальное или горизонтальное).

Дисковые затворы с плоскоскошенным диском применяют, как правило, на статические напоры до 170 м, с плоским или симметричным бипланным диском — на напоры до 230 м. Дисковые затворы устанавливают перед спиральной камерой турбины или на головном сооружении деривационной ГЭС.

Группа специальных затворов. Относительно высокая стоимость производства шаровых и дисковых затворов, значительные капитальные затраты на сооружение помещений и фундаментов под затворы привели к решению перекрытия проточной части турбины и отсечения потока воды на рабочее колесо специальным запорным устройством, получившим название *кольцевой турбинный затвор*. Применение этого затвора ограничено определенной схемой гидроузла (короткий автономный турбинный водовод, наличие ремонтного щита на головном сооружении) и связано с решением таких технических проблем, как размещение приводов затвора на крышке турбины, обеспечение надежного уплотнения. Конструкция кольцевого турбинного затвора (табл. VIII.3) органически связана с конструкцией турбины и в известной мере определяет компоновку гидроагрегата в целом.

Затворы, регулирующие расход (класс Б)

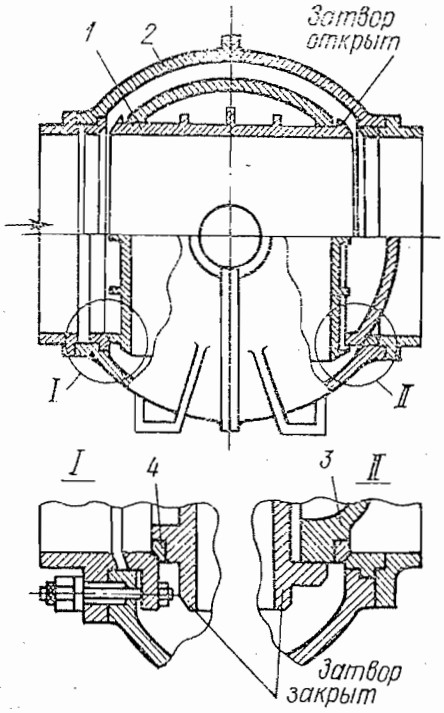
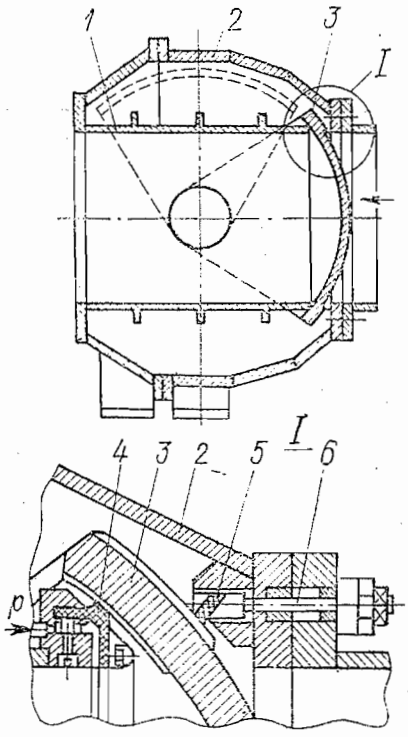
Группа цилиндрических затворов характеризуется возвратно-поступательным движением запорного органа, который выполняют в виде подвижной иглы или кольца. Корпус затвора соединен с напорным трубопроводом. Передвижением иглы вдоль оси корпуса или кольца относительно иглы изменяются проходное сечение затвора и расход воды в напорном трубопроводе.

Ротор цилиндрического затвора с упорным конусным днищем, выполненный в виде кольца, размещается снаружи корпуса. Поток конической формы выбрасывается в атмосферу или под уровень воды.

Затворы этой группы отличаются формой проточной части, конструкцией уплотнения и приводом ротора (табл. VIII.4).

Цилиндрические затворы применяют на напоры до 400 м и устанавливают перед гидроагрегатами, нормальная эксплуатация которых предусматривает регулирование расхода воды затвором, или на напорном трубопроводе водорегулирующих устройств гидротехнических сооружений.

Таблица VIII.1. Конструктивные схемы, характерные признаки и основные параметры шаровых затворов

Конструктивная схема	Характерные признаки	Статический напор, м	Диаметр входного сечения, мм
Затвор шаровой с тарельчатым клапаном типа ЗШт			
	Рабочее уплотнение *3* выполнено в виде сферической тарелки, которая перекрывает все сечение трубопровода при повороте ротора *1* на 90° внутри корпуса *2*. Клапан управляется автоматически давлением воды Ремонтное уплотнение *4* выполнено в виде металлического кольца, передвигаемого винтовым механизмом вручную Уровень протечек через уплотнение на длине 1 м: через рабочее уплотнение — 0,005 л/с; через ремонтное — 0,05 л/с	170—800 и выше	800; 900; 1000; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4200
Затвор шаровой с сегментным клапаном типа ЗШс			
	Клапан *3* затвора выполнен в виде поворотного сегмента. Неподвижная труба *1* диаметром, равным диаметру трубопровода, формирует поток без «вредного» сопротивления. Разъем корпуса *2* вынесен за цапфы ротора Оперативное уплотнение *4* выполнено в виде эластичного профиля, прижимающегося давлением воды *p*, ремонтное *5* — в виде резиновой ленты, зажатой между металлическими кольцами. Ремонтное уплотнение *5* передвигается винтовым механизмом *6* Уровень протечек через рабочее и ремонтное уплотнения на длине 1 м составляет 0,05 л/с	45—310	800; 900; 1000; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150

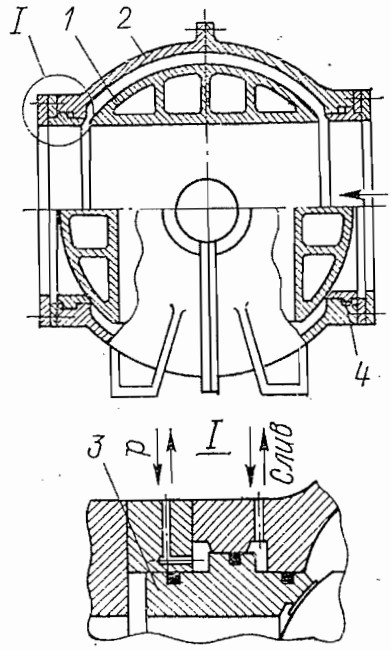
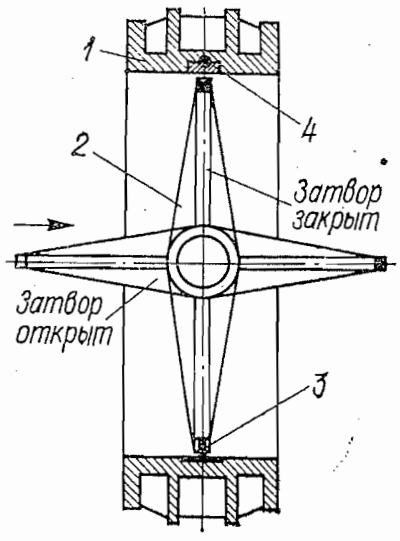
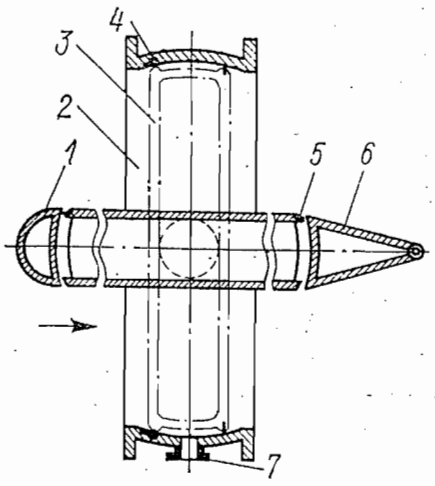
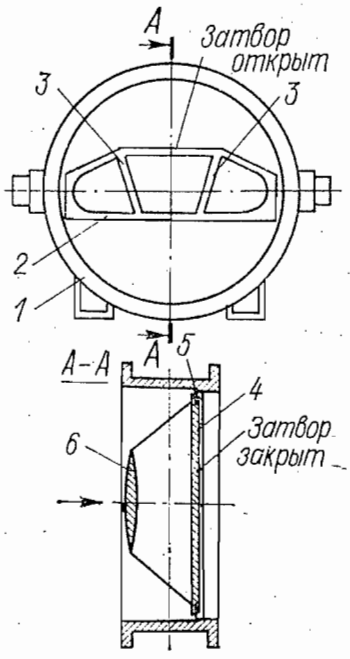
Конструктивная схема	Характерные признаки	Статический напор, м	Диаметр входного сечения, мм
Затвор шаровой с кольцевым клапаном в корпусе затвора типа ЗШкк			
	Клапан рабочего уплотнения *3* выполнен в виде металлического кольца, расположенного в корпусе *2* затвора. Рабочее уплотнение передвигается давлением воды *p*, подаваемой через золотники уплотнения до контакта с ротором *1*. Ремонтное уплотнение *4* аналогично рабочему Уровень протечек через рабочее и ремонтное уплотнения на длине 1 м составляет 0,005 *л/с*	115—800	800; 900; 1000; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150

Таблица VIII.2. Конструктивные схемы, характерные признаки и основные параметры дисковых затворов

Конструктивная схема	Характерные признаки	Статический напор, м	Диаметр входного сечения, мм
Затвор дисковый с плоскоскошенным диском типа ЗДс			
	Ротор затвора выполнен в виде диска *2*, имеющего в сечении плоскоскошенную форму. Поток перекрывается поворотом диска на 90° Уплотнение затвора осуществляется различными уплотнителями *3*, *4*, которые могут располагаться как в корпусе *1* затвора, так и на диске Уровень протечек через уплотнения на длине 1 м не более 0,2 *л/с*	45—170	1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100

Конструктивная схема	Характерные признаки	Статический напор, м	Диаметр входного сечения, мм
Затвор дисковый с плоским диском типа ЗДп			
	Диск *3* затвора в сечении имеет форму прямоугольника. Для уменьшения сопротивления перед диском и за ним устанавливают неподвижные обтекатели *1*, *6* В плоскости торцовых стенок устанавливают два ряда уплотнений: *4* — в корпусе *2* затвора, *5* — на диске. Для уменьшения протечек между уплотнениями предусмотрен дренаж *7* Уровень протечек на длине 1 м при включении двух уплотнений и открытом дренаже не более 0,05 л/с	45—230	1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100
Затвор дисковый бипланный типа ЗДб			
	Диск *2* затвора состоит из двух пластин (*4* и *6*), связанных ребрами *3* и образующих решетку-ферму, свободную для прохода потока. Одна из пластин (*4*), диаметр которой равен диаметру корпуса *1* затвора, перекрывает поток и несет уплотнение *5*. Вторая пластина (*6*) срезана по краям для уменьшения гидравлического сопротивления и выполняет роль опорной балки фермы. Уплотнение затвора *5* — по всей периферии диска Уровень протечек через уплотнения на длине 1 м не более 0,1 л/с	45—170	2800; 3150; 4000; 4500; 4800

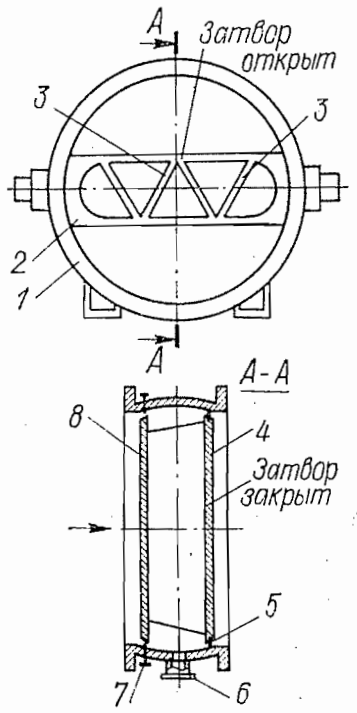
Конструктивная схема	Характерные признаки	Статический напор, м	Диаметр входного сечения, мм
Затвор дисковый бипланный симметричный типа ЗДбс			
	Диск *2* затвора состоит из двух пластин (*4* и *8*), диаметр которых равен диаметру корпуса *1* затвора. Пластины связаны рядом ребер *3* и образуют каналы для прохода потока. Обе пластины диска несут уплотнения *5*, *7*. Для уменьшения протечек в полости между уплотнениями предусмотрен дренаж *6*. Уровень протечек через уплотнения при открытом дренаже на длине 1 м не более 0,05 л/с	115—230	2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 4800

Таблица VIII.3. Одна из конструктивных схем кольцевого турбинного затвора (тип ЗКт), характерные признаки и основные параметры

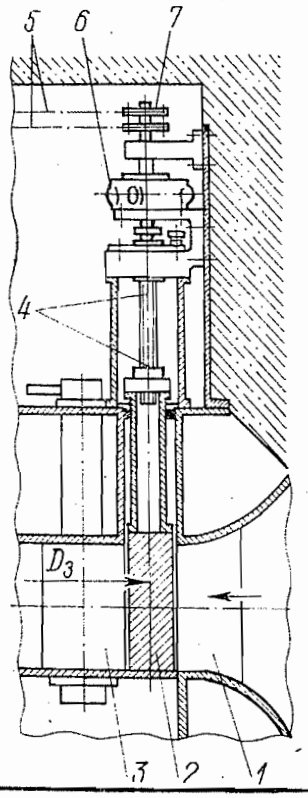
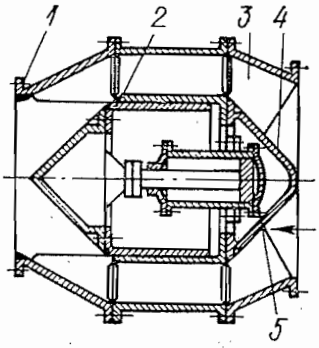
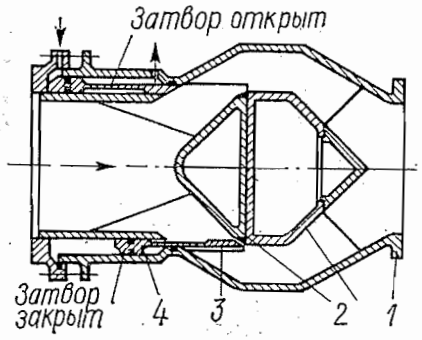
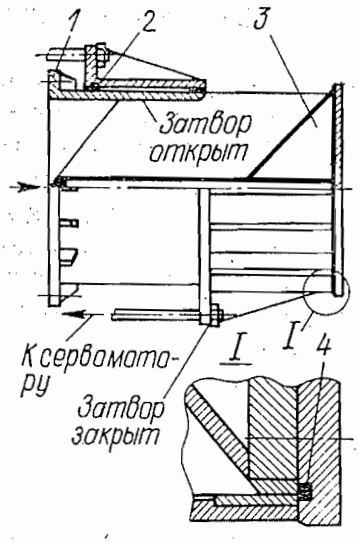
Конструктивная схема	Характерные признаки	Статический напор, м	Диаметр затвора D_3, мм
	Ротор *2* затвора выполнен в виде кольца, расположенного между колоннами статора *1* и направляющим аппаратом *3* гидротурбины. Кольцо *2* перемещается винтовой парой *4*, приводимой от гидромотора *6*. Синхронизация приводов осуществляется гибкой цепью *5* через звездочки *7* Уровень протечек через уплотнения на длине 1 м не более 0,2 л/с	115—310	3 150; 3 550; 4 000; 4 500; 5 000; 5 600; 6 300; 7 100; 8 000; 9 000; 10 000

Таблица VIII.4. Конструктивные схемы, характерные признаки и основные параметры цилиндрических затворов

Конструктивные схемы	Характерные признаки	Статический напор, м	Диаметр входного сечения, мм
Затвор цилиндрический с игольчатым клапаном типа ЗЦи			
	Корпуса *1* затвора и *4* обтекателя жестко связаны между собой ребрами *3* и образуют кольцевой цилиндрический канал для пропуска потока воды. Выходное отверстие затвора перекрывается клапаном *2* игольчатой формы. Клапан приводится в движение сервоприводом *5* Уплотнение затвора — металлическое из коррозионно-стойкой стали Уровень протечек через уплотнения на длине 1 м не более 0,05 л/с	45—400	800; 900; 1000; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150
Затвор цилиндрический с цилиндрическим клапаном типа ЗЦц			
	Корпус *1* затвора жестко связан с корпусом обтекателя *2* ребрами. Кольцевой цилиндрический канал перекрывается цилиндрическим клапаном *3*, являющимся одновременно поршнем сервопривода *4* Уплотнение затвора — металлическое из коррозионно-стойкой стали Уровень протечек через уплотнения на длине 1 м не более 0,05 л/с	45—400	800; 900; 1000; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150
Затвор цилиндрический с упорным конусом типа ЗЦк			
	Клапан *2* цилиндрической формы расположен снаружи корпуса *1*, который заканчивается конусным днищем *3*. Возвратно-поступательным движением клапана изменяется проходное сечение затвора. Клапан приводится в движение электромеханическим приводом или прямоосными сервомоторами Уплотнение затвора *4* — резиновые шнуры Протечки не более 0,1 л/с	45—310	800; 900; 1000; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150

Место установки затворов

Затворы располагают на напорных трубопроводах в зависимости от целевого назначения гидротехнического сооружения, требований эксплуатации по обеспечению нормальной работы гидроагрегата, аварийных условий его работы, места разрыва напорного трубопровода и т. д.

Минимальное расстояние от затвора до гидроагрегата обусловливается длиной зоны нарушения поля давления ротором (диском) затвора в целях исключения влияния этой зоны на стационарность потока в спиральной камере гидроагрегата. Длина этой зоны для дискового затвора равна примерно двум диаметрам его входного сечения. Для шаровых затворов такой зоны нет, для остальных типов затворов зона нарушения стационарности потока устанавливается при испытании модели.

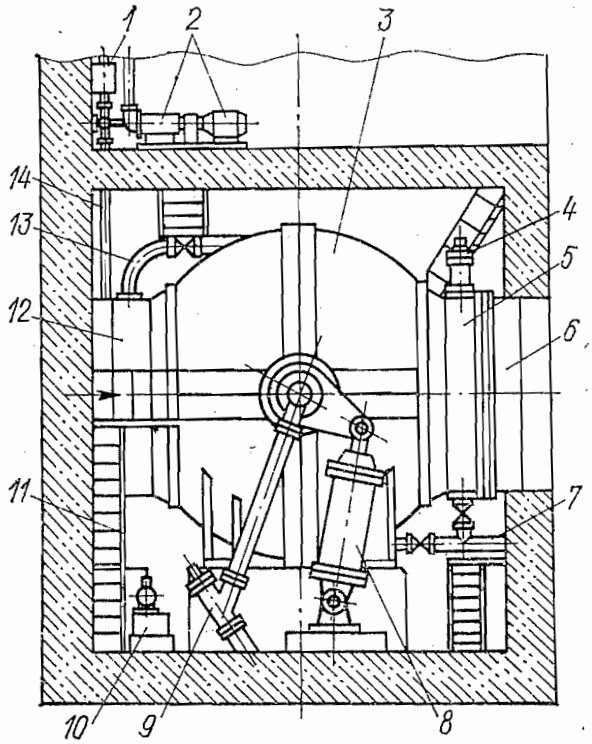


Рис. VIII.1. Установка шарового затвора перед спиральной камерой гидротурбины

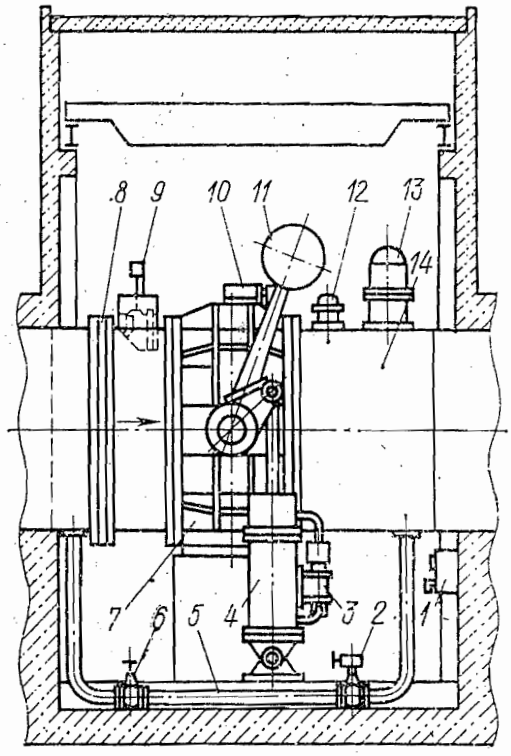


Рис. VIII.2. Установка дискового затвора на напорном трубопроводе головного сооружения деривационной ГЭС

Оптимальный вариант места установки затвора перед турбиной определяется сопоставлением капитальных затрат на строительство специальных помещений и потерь от снижения КПД турбины от установки затвора непосредственно перед спиральной камерой.

На рис. VIII.1 показаны установка шарового затвора перед спиральной камерой турбины и оборудование, необходимое при управлении затвором с помощью давления масла от МНУ. Затвор *3* расположен в здании ГЭС и примыкает выходным патрубком *6* с компенсатором *5* к входному патрубку спиральной камеры турбины. К напорному трубопроводу затвор присоединяется входным патрубком *12*. Для нормальной эксплуатации затвор оборудован сервомотором *8*, гидроклапаном *9* для отвода воды из подклапанной полости рабочего уплотнения, обводным трубопроводом *13* для разгрузки ремонтного уплотнения. Перед открытием затвора давление перед и за ним выравнивается через клапан рабочего уплотнения, при этом воздух из спиральной камеры удаляется через воздушный клапан *4*. Для обслуживания механизмов затвора предусмотрены площадки и лестницы *11*. Закрытие и открытие затвора осуществляется подачей масла под давлением от МНУ гидротурбины. Трубопроводы *14* связывают МНУ *2* с сервомотором *8* и колонкой управления *1*. Протечки масла от механизмов управления и сервомотора подаются в бак МНУ лекажным агрегатом *10*. Для отвода воды через гидроклапан *9* служит закладной трубопровод, диаметр и расположение которого обусловливаются схемой управ-

ления. Слив воды из спиральной камеры гидротурбины и корпуса затвора осуществляется через дренажный трубопровод *7*.

Монтаж и обслуживание оборудования затвора производят с помощью крана, установленного в зале ГЭС, для чего над затвором предусмотрены необходимые проемы, или с помощью автономного крана, установленного в помещении затворов.

На рис. VIII.2 показаны установка дискового затвора *7* на напорном трубопроводе головного сооружения деривационной ГЭС и оборудование, необходимое при управлении закрытием затвора с помощью грузового привода *11* и открытием с помощью давления масла, подаваемого от маслонасосного агрегата *3* в сервомотор *4*.

Затвор расположен в специальном помещении перед силовой анкерной опорой напорного трубопровода, воспринимающей осевое усилие от давления воды на закрытый запорный орган. С напорным трубопроводом затвор соединяется со стороны верхнего бьефа входным патрубком *8* с компенсатором, со стороны нижнего бьефа — приварным выходным патрубком *14*.

Затвор для заполнения перед его открытием нижележащего участка напорного трубопровода комплектуется байпасом *5*, управляемым оперативной задвижкой *2* с электроприводом; ручная задвижка *6* имеет ремонтное назначение. При заполнении напорного трубопровода водой через байпас воздух из него вытесняется через клапан *12*.

Автоматическое аварийное закрытие затвора при разрыве напорного трубопровода происходит от импульса, передаваемого датчиком *9* типа дифференциального реле на стопор *10*. Срыв вакуума при аварийном закрытии затвора в потоке осуществляется клапаном *13*. Ручное управление затвором производится от колонки управления *1*.

В помещении затвора предусмотрены грузоподъемные средства (мостовой кран, кран-балка) для монтажа и эксплуатации затвора.

Технические требования к затворам

Гидравлические затворы как органы аварийной и ремонтной защиты на ГЭС должны обладать высокой степенью надежности и достаточной плотностью в закрытом положении, чтобы гарантировать безаварийную работу и выполнение ремонтных работ, а также ревизий турбин и напорных трубопроводов. В открытом положении затворы должны создавать минимальное сопротивление потоку.

Затворы должны закрываться при максимальных скоростях воды, возникающих в аварийных случаях (разрыв трубопровода и разгон гидроагрегата).

Максимальное время аварийного закрытия затвора, устанавливаемого перед турбиной или насосом, находится в пределах 1—3 мин и определяется по допустимому времени работы генератора с разгонной частотой вращения.

Максимальное время аварийного закрытия затвора, устанавливаемого в начале напорного трубопровода деривационной ГЭС, определяется особенностями эксплуатации данного сооружения и устанавливается в пределах 30—120 с.

Минимальное время аварийного закрытия определяется по допустимой силе гидравлического удара в напорном трубопроводе.

Время закрытия и открытия ремонтных затворов, маневрирование которыми происходит в условиях уравновешенного давления и при отсутствии течения воды, определяется эксплуатационными требованиями и составляет 2—5 мин.

Поворот и поступательное движение запорного органа осуществляются сервомоторами различных конструкций, механическим или электромеханическим приводом.

Затвор крепят к фундаменту болтами. Отверстия в лапах корпуса выполняют овальными для возможности перемещения затвора в осевом направлении на 10—30 мм, что разгружает фундамент от осевых сил давления воды на закрытый затвор и температурных деформаций водовода. Эти силы воспринимаются напорным трубопроводом или бетонным массивом (стеной) здания.

К затвору с одной стороны присоединяют компенсатор или монтажный патрубок, позволяющий выполнять монтаж или демонтаж затвора. С другой стороны патрубком затвор соединяют с напорным трубопроводом при помощи сварки или болтового соединения.

На механизмах управления предусмотрена сигнализация крайних положений ротора и байпаса. Система управления может действовать от электроэнергии, давления масла или воды.

VIII.2. КОНСТРУКЦИИ ДИСКОВЫХ, ШАРОВЫХ И ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ (КОНУСНЫХ) ЗАТВОРОВ. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ

В настоящее время для установки на напорных трубопроводах ГЭС наиболее широко используют следующие модификации дисковых, шаровых и цилиндрических (конусных) затворов, которые обеспечивают надежную эксплуатацию гидроагрегатов и напорных трубопроводов в нормальных и аварийных режимах работы: дисковые затворы с плоскоскошенным диском типа ЗДс, с плоским диском типа ЗДп, с бипланным (решетчатым) диском типа ЗДб, шаровые затворы с тарельчатым клапаном типа ЗШт; цилиндрические (конусные) затворы типа ЗЦк.

В табл. VIII.5—VIII.7 приведены параметры дисковых, шаровых и цилиндрических затворов, освоенных производством как до, так и после их классификации и стандартизации по размерам и напорам. Поэтому параметры затворов, указанные в табл. VIII.5—VIII.7, могут отличаться от стандартизованных параметров, приведенных в табл. VIII.1—VIII.4.

Дисковые затворы

Дисковые затворы с плоскоскошенным диском. Параметры и размеры дисковых затворов, освоенных производством, приведены на рис. VIII.3 и в табл. VIII.5.

Корпус *1* затвора выполняют литым или сварно-литым из сталей 25Л, 20ГСЛ, МСт3. При диаметре 2600 мм и выше корпус затвора выполняют разъемным из двух или более частей; для удобства сборки один из разъемов лежит в плоскости, проходящей через ось поворота диска. Корпус имеет лапы для установки на фундамент, фланцы для соединения с напорным трубопроводом, втулки для установки подшипников и в отдельных случаях патрубки для присоединения байпаса.

Диск *2* затвора — литой или сварно-литой, имеет плоскоскошенную форму, благодаря чему потери напора в открытом положении затвора могут быть сведены к минимуму. Диски затворов диаметром более 4000 мм для удобства транспортирования и по соображениям технологии производства делают разъемными из трех частей: центральной и двух боковых.

Способ соединения цапф с диском зависит от принятой конструкции затвора и технологии его изготовления. Цапфы могут быть выполнены в виде сплошного вала, на который насаживается диск, фиксируемый на валу цилиндрическими штифтами; приварными к диску; посаженными в гнезда диска по горячепрессовой посадке с фиксацией штифтами; отлитыми за одно целое с диском.

Периферийную часть (обод) диска изготовляют из коррозионно-стойкой стали (типа Х18Н9Т) во избежание коррозионного, абразивного и кавитационного изнашивания.

Цапфы диска в зоне подшипников облицовывают листами из коррозионно-стойкой стали.

Подшипник скольжения *4* в виде бронзовой втулки или втулки из композиционного материала полиамида-фторопласта, армированного стеклопластиком, запрессовывают в корпус затвора или в корпус подшипника. Втулки длиной более 400 мм делают из двух частей для удобства изготовления или запрессовывания в корпус.

Подшипники с бронзовыми втулками периодически (раз в месяц) смазывают густой масляной смазкой. Подшипники из композиционного материала смазывают только при монтаже.

Уплотняют подшипники резиновыми манжетами или сальниковой набивкой. Для ограничения перемещения диска вдоль оси поворота устанавливают дистанционные бронзовые кольца.

Из положения «Затвор открыт» в положение «Затвор закрыт» диск поворачивается сервомоторами *6* через рычаги *5*.

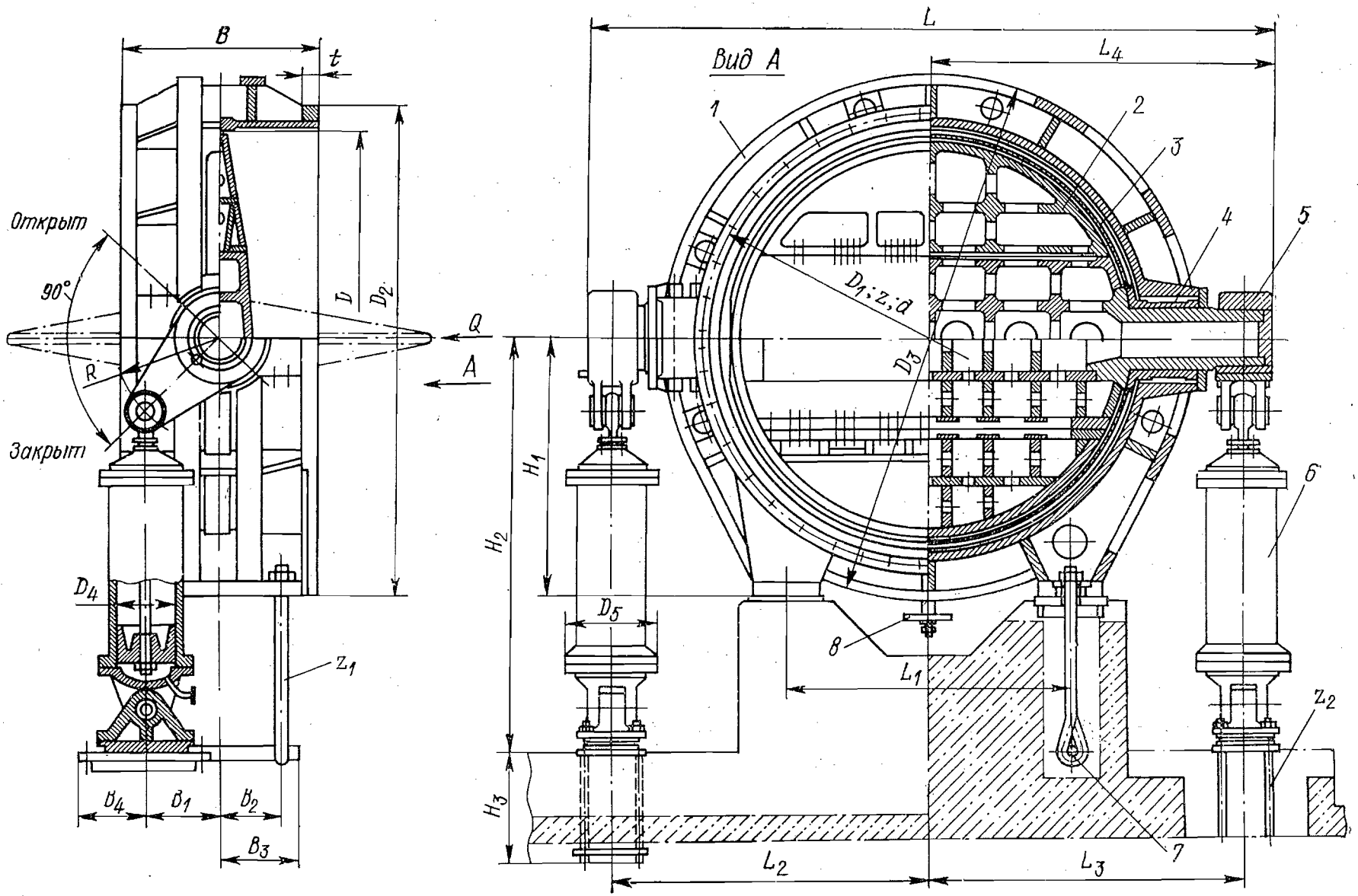


Рис. VIII.3. Дисковый затвор с плоскоскошенным диском (тип 3Дс)

Таблица VIII.5. Параметры и размеры затворов с плоскоскошенным диском

Обозначение затвора	D, мм	$H_р$, м	$Q_р$, м³/с	Приводной сервомотор: Диаметр, мм	Приводной сервомотор: Число, шт.	$t_з$, с	$m_з$, т
ЗДс120-25	1200	25	1,8	Электропривод		60	2,7
ЗДс130-120	1300	120	13	350	1	45	4,4
ЗДс160-115	1600	115	7	400	1	120	5,7
ЗДс220-75	2200	75	10	350	1	120	12,2
ЗДс240-60	2400	60	32	350	2	180	17,2
ЗДс260-120	2600	120	29	600	1	90	20,5
ЗДс320-80	3200	80	82	500	2	120	33,0
ЗДс360-45	3600	45	58	400	2	120	18,2
ЗДс550-75	5500	75	144	600	2	180	100,0
ЗДс600-120	6000	120	180	800	2	120	160,0

Обозначение затвора	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	H_1	H_2
	мм						
ЗДс120-25	1320	1375	1375	—	—	—	—
ЗДс130-120	1535	1650	1650	350	470	650	1800
ЗДс160-115	1820	1915	1915	400	520	800	1920
ЗДс220-75	2420	2530	2530	350	470	1000	1795
ЗДс240-60	2600	2685	2730	350	470	1100	2555
ЗДс260-120	2800	2900	3000	600	790	1200	3055
ЗДс320-80	3450	3560	3740	500	620	1400	2870
ЗДс360-45	3770	3880	4180	400	—	1555	—
ЗДс550-75	5800	5960	6500	600	770	3000	3565
ЗДс600-120	6380	6550	7000	800	1100	2800	5380

Обозначение затвора	H_3	L	L_1	L_2	L_3	L_4	R	d
	мм							
ЗДс120-25	—	2270	—	1200	—	800	—	М32
ЗДс130-120	665	2250	1450	1200	—	845	450	М32
ЗДс160-115	465	2815	1720	1425	—	1130	450	М36
ЗДс220-75	665	3560	2350	1800	1800	1550	450	М48
ЗДс240-60	890	4135	2470	2065	—	1780	520	М48
ЗДс260-120	950	4170	2600	—	2470	2360	800	М48
ЗДс320-80	760	5370	3500	2500	2500	—	800	М60
ЗДс360-45	700	4860	3300	2300	2300	2430	600	М48
ЗДс550-75	1040	7900	4000	3675	3675	3950	1000	М64
ЗДс600-120	1340	8380	6000	4410	4410	—	1500	М80

Обозначение затвора	B	B_1	B_2	B_3	B_4	t	z	z_1	z_2
	мм						шт.		
ЗДс120-25	500	—	—	—	—	30	29	—	—
ЗДс130-120	900	318	250	375	325	60	54	4	4
ЗДс160-120	900	318	325	400	340	60	46	4	6
ЗДс220-75	1100	318	375	550	325	50	48	4	6
ЗДс240-60	1200	368	400	600	340	50	48	6	6
ЗДс260-120	1200	600	415	475	500	60	54	4	6
ЗДс320-80	1500	567	480	650	375	70	60	6	6
ЗДс360-45	1000	344	310	400	240	45	80	6	8
ЗДс550-75	1800	705	600	—	520	100	72	6	6
ЗДс600-120	2200	1060	700	950	550	110	78	6	6

Примечания. 1. Принятые обозначения: D — диаметр дискового затвора в свету (номинальный); $H_р$ и $Q_р$ — расчетные напор и расход; $t_з$ — время закрытия затвора; $m_з$ — масса затвора (без комплектующего оборудования); z, z_1, z_2 — число болтов; остальные размеры см. на рис. VIII.3. 2. Номинальный диаметр D выбирают из условия равенства скоростей в затворе и трубопроводе.

Затворы и сервомоторы крепят к фундаменту при помощи болтов *7*. Диск затвора фиксируют в закрытом положении стопорным устройством *8*.

В положении «Затвор закрыт» зазор между диском и корпусом перекрывается различными по конструкции уплотнениями *3*.

Надувное уплотнение (рис. VIII.4) состоит из пустотелого резинового шланга *2* с привулканизированным ниппелем *1*. Шланг устанавливают в корпус *3* затвора и крепят планками *4* и винтами *5*. Уплотнение работает за счет воздуха, подаваемого под давлением внутрь шланга. Шланг при этом расширяется и перекрывает зазор между диском и корпусом, уплотняя затвор. Надувные уплотнения применяют при статическом напоре $H_{ст}$ до 100 мм. Давление внутри шланга $p_ш = (1{,}2 \div 1{,}3)\, H_{ст}$. Рекомендуемые размеры (рис. VIII.4): $t = 1 \div 1{,}75$ мм; $t_1 = 0 \div 0{,}5$ мм; $t_2 = 1{,}0$ мм; $t_3 = 0{,}5$ мм. Внутри шланга имеется пружина, предохраняющая его от сплющивания наружным давлением воды. Шланги изготовляют из резины с твердостью 45—65 HSh.

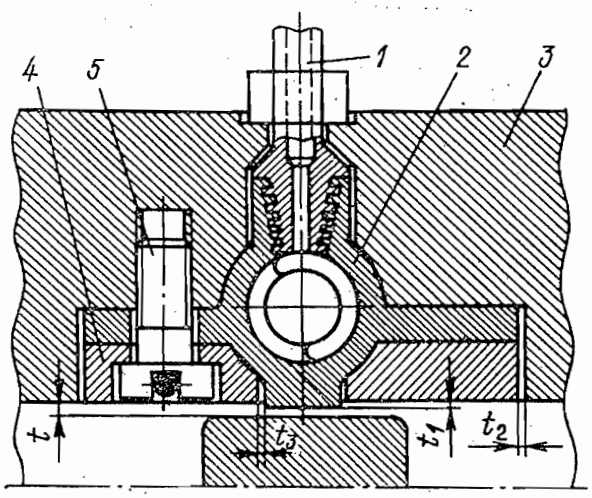


Рис. VIII.4. Надувное уплотнение дискового затвора типа ЗДс

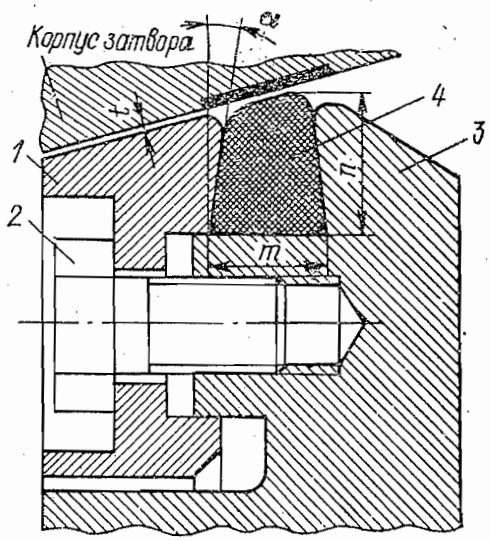


Рис. VIII.5. Натяжное резиновое уплотнение

Натяжное уплотнение (рис. VIII.5) представляет собой резиновый шнур *4* прямоугольного или трапецеидального сечения. Шнур располагается на периферийной кромке диска *3* и крепится к нему планками *1* и болтами *2*. Натяжные уплотнения применяют до напора $H_{ст} = 180$ м. При использовании этих уплотнений привод затвора рассчитывают с учетом момента трения в уплотнении. Рекомендуемые размеры (рис. VIII.5): $t = 1 \div 1{,}5$ мм; $m = 20$ мм; $n = 30$ мм; $\alpha = 7 \div 10°$.

Дисковые затворы с плоским диском. Параметры и размеры дисковых затворов с плоским диском, освоенных производством, приведены на рис. VIII.6 и в табл. VIII.6.

Корпус *2* затвора (рис. VIII.6), подшипники *1*, рычаги *6*, сервомоторы *7*, болты фундаментного крепления *9* подобны одноименным элементам затвора с плоскоскошенным диском.

Диск *3* затвора в диаметральном сечении имеет форму прямоугольника. Для уменьшения сопротивления потоку перед диском и за ним устанавливают неподвижные обтекатели.

В отличие от затворов с плоскоскошенным диском, затвор с плоским диском имеет двойной ряд уплотнений, расположенных в плоскостях торцовых стенок диска: ремонтное (резервное) *4* на входе в затвор и рабочее (оперативное) *5* на выходе из него. Это позволяет заменять рабочее уплотнение без опорожнения напорного трубопровода (под защитой резервного уплотнения). При нормальной работе гидроагрегата включается и работает только рабочее уплотнение затвора; резервное включается в работу только в случае замены рабочего уплотнения и при производстве ремонтных работ в проточной части турбины в целях обеспечения большей герметичности и безопасности работ, проводимых под защитой затвора. В этом случае открывается дренаж *8* в полости между двумя рядами уплотнений.

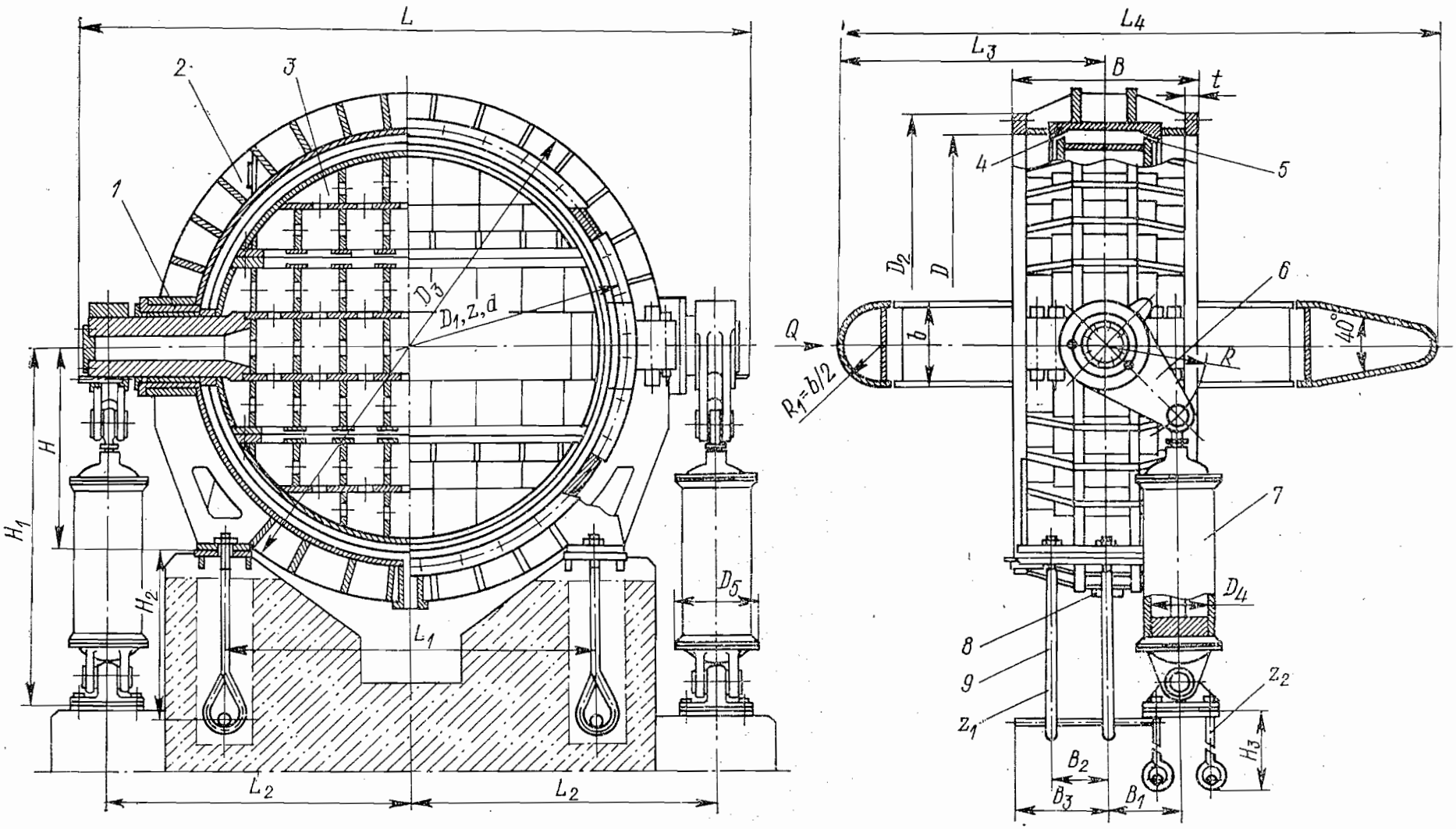


Рис. VIII.6. Дисковый затвор с плоским диском (тип ЗДп)

Таблица VIII.6. Параметры и размеры затворов с плоским диском

Обозначение затвора	D, мм	$H_р$, м	$Q_р$, м³/с	Приводной сервомотор: Диаметр, мм	Приводной сервомотор: Число, шт.	$t_з$, $t_о$, с	$m_з$, т
ЗДп260-160	2600	160	42	600	2	60	23
ЗДп420-107	4200	107	139	600	2	120	62
ЗДп450-80	4500	80	90	700	2	60	57
ЗДп500-175	5000	175	95	600	2	120	130
ЗДп600-120	6000	120	225	800	2	240	178

Обозначение затвора	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	H	H_1	H_2
	мм							
ЗДп260-160	2870	3000	3050	600	790	1200	3040	1150
ЗДп420-107	4500	4660	4800	600	770	1990	3660	1650
ЗДп450-80	4800	4940	5200	700	880	2200	3810	1300
ЗДп500-175	5440	5600	5890	600	770	2400	3660	1260
ЗДп600-120	6450	6640	7000	800	1050	2800	5390	1710

Обозначение затвора	H_3	L	L_1	L_2	L_3	L_4	R	d
	мм							
ЗДп260-160	950	5030	2600	2225	1720	4430	800	М62
ЗДп420-107	1120	6600	3700	3050	2610	6710	1000	М72
ЗДп450-80	950	7420	4500	3400	2805	7000	1100	М70
ЗДп500-175	1140	7840	4800	3900	3140	8310	1000	М95
ЗДп600-120	1005	9540	6000	4440	3755	8900	1500	М80

Обозначение затвора	B	B_1	B_2	B_3	b	t	z	z_1	z_2
	мм						шт.		
ЗДп260-160	1400	575	500	650	600	80	48	6	6
ЗДп420-107	1800	707	550	900	850	100	64	6	6
ЗДп450-80	1600	780	550	700	800	90	60	6	6
ЗДп500-175	2500	707	720	1095	1100	150	60	4	6
ЗДп600-120	2200	1060	700	950	1150	130	80	6	6

Примечания: 1. Принятые обозначения см. в прим. 1 к табл. VIII.5; $t_о$ — время открытия затвора, размеры — на рис. VIII.6. 2. Диаметр затвора в свету D (номинальный) выбирают из условия равенства скоростей в затворе и трубопроводе.

Конструкция затвора с двойным рядом уплотнений и дренажом между ними для отвода протечек через первый (по потоку) ряд уменьшает в три—пять раз протечки через затвор по сравнению с затворами других конструкций.

Резервное уплотнение рекомендуется выполнять нажимным металлическим или другого типа, выключающегося из работы при нормальной эксплуатации. В качестве рабочих, как правило, применяют натяжные уплотнения.

Дисковые затворы с плоским диском, работающие при напоре 120 м и выше, имеют меньший коэффициент гидравлического сопротивления по сравнению с затворами с плоскоскошенным или чечевицеобразным диском, так как из условия равнопрочности толщина плоского диска может быть принята меньшей. Это делает рациональным применение затворов с плоским диском при более высоких напорах.

Бипланные дисковые затворы. В настоящее время в практике гидротехнического строительства широко применяют так называемые бипланные дисковые затворы. Название их произошло от формы диска, представляющего собой пространственную решетку в виде двух пластин, соединенных ребрами.

Конструктивные схемы и параметры бипланных дисковых затворов типов ЗДб и ЗДбс приведены в табл. VIII.2.

Бипланные дисковые затворы обладают рядом преимуществ по сравнению с дисковыми затворами других форм. К таким преимуществам относятся: меньшие гидравлические потери напора в затворе, составляющие 70—80 % от потерь на-

пора в дисковых затворах обычной конструкции; эффект спрямления потока, заключающийся в меньшем воздействии затвора на стационарный поток за ним (в спиральной камере гидроагрегата), что благоприятно сказывается на энергетических качествах турбины; возможность уплотнения затвора по всей периферии диска; меньшая трудоемкость изготовления диска как в литом, так и в сварном исполнениях.

Результаты исследований показали: 1) равноскоростные затворы (удовлетворяющие условию постоянства скорости в напорном трубопроводе и затворе) и обычные затворы (диаметр которых равен диаметру напорного трубопровода) имеют одинаковые коэффициенты гидравлического сопротивления; 2) коэффициенты гидравлического сопротивления в режиме обратного потока (ГАЭС, насосные станции) на 5—10 % больше, чем при прямом потоке; 3) коэффициент гидравлического сопротивления бипланного затвора с обтекателями в области цапф на 10 % меньше, чем затвора без обтекателей.

Бипланные затворы могут применяться на напоры до 230 м. Минимальный размер бипланных затворов ограничивается возможностью такой приварки диагональных (вертикальных) ребер к двум параллельным пластинам, чтобы поверхности в углах были удобообтекаемыми. Максимальный размер затворов ограничивается производственным оборудованием, габаритами транспортных средств, возникающими при этом проблемами секционирования диска и обеспечения надлежащей жесткости деталей.

Конструкция бипланных дисковых затворов аналогична конструкциям дисковых затворов с плоскоскошенным и плоским дисками во всем, кроме устройства ротора (диска).

В зависимости от конструкции диска бипланные затворы подразделяются на два типа: ЗДб и ЗДбс (см. табл. VIII.2).

Первый тип (ЗДб) имеет один ряд уплотнений натяжного типа и применяется на напор до 170 м.

Второй тип (ЗДбс) имеет два ряда уплотнений и применяется на напор до 230 м. На пластине, первой по потоку, расположено резервное (ремонтное) уплотнение, представляющее собой металлическое кольцо, передвигаемое вручную винтовым механизмом; на второй пластине размещено оперативное уплотнение натяжного типа (см. рис. VIII.5). Резервное уплотнение включается в работу только при ремонте оперативного уплотнения или одновременно с ним, если ведутся ремонтные работы в напорном трубопроводе и проточной части гидротурбины под защитой дискового затвора. При этом для уменьшения протечек через затвор открывается дренаж между уплотнениями.

Шаровые затворы с тарельчатым клапаном

Параметры и размеры шаровых затворов типа ЗШт приведены на рис. VIII.7 и в табл. VIII.7.

Корпус *4* затвора выполняется, как правило, литым и имеет технологический вертикальный или горизонтальный разъем. Затворы диаметром более 3,0 м имеют корпуса с разъемами в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, что продиктовано условиями сборки и транспортировки. Четыре лапы в нижней части корпуса служат для установки затвора на фундамент. В корпусе выполняют расточки: под подшипники — по оси поворота ротора, под подвижное кольцо ремонтного уплотнения — с входной стороны, для установки седла (кольца) рабочего уплотнения — с выходной стороны. На корпусе предусмотрены три прилива с отверстиями: один с входной стороны вверху (для присоединения обвода разгрузки ремонтного уплотнения), два с выходной стороны (вверху — для присоединения байпаса, внизу — для слива воды из корпуса при закрытом ремонтном уплотнении).

Ротор *3* затвора состоит из корпуса ротора и цапф. Корпус ротора может быть литым или сварным. Цапфы (кованые) соединены с корпусом ротора болтами (на затворах диаметром более 2 м) или при помощи сварки (на затворах диаметром менее 2 м). Две расточки на корпусе ротора предназначены: вверху — для установки клапана *2* рабочего уплотнения, внизу — для крепления уплотнительного кольца ремонтного уплотнения.

Ротор затвора диаметром свыше 3 м по условиям транспортировки выполняют разъемным. Части ротора соединяют между собой крепежом.

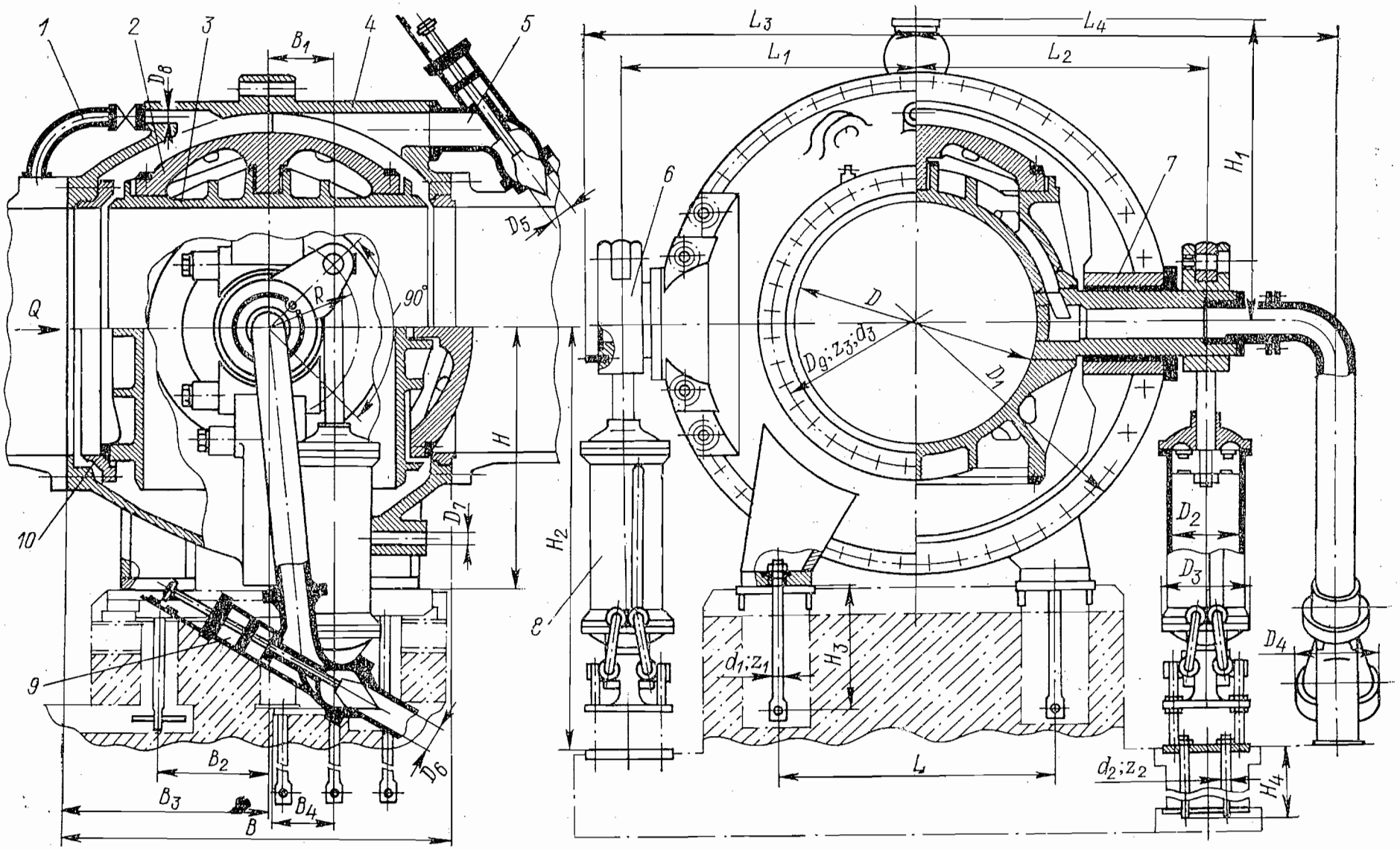


Рис. VIII.7. Шаровой затвор с тарельчатым клапаном (тип 3Шт)

Таблица VIII.7. Параметры и размеры шаровых затворов с тарельчатым клапаном

Обозначение затвора	D, мм	$H_р$, м	$Q_р$, м³/с	Приводной сервомотор: Диаметр, мм	Приводной сервомотор: Число, шт.	$t_з$, $t_о$, с	$m_з$, т
ЗШт130-950	1300	950	—	400	2	60	43
ЗШт180-375	1800	375	41	500	2	120	64
ЗШт260-280	2600	280	71	600	2	120	128
ЗШт300-550	3000	550	90	800	2	120	270
ЗШт420-400	4200	400	150	1100	2	120	570

Обозначение затвора	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8
	мм							
ЗШт130-950	2780	400	550	370	100	100	100	40
ЗШт180-375	3700	500	630	490	200	200	100	80
ЗШт260-280	—	600	770	—	200	200	150	150
ЗШт300-550	5220	800	1100	750	200	200	150	150
ЗШт420-400	7750	1110	1430	680	180	180	300	200

Обозначение затвора	D_9	H	H_1	H_2	H_3	H_4	L	L_1
	мм							
ЗШт130-950	1670	1540	—	2500	1300	780	1200	1615
ЗШт180-375	2100	1900	2230	2655	950	1140	2000	2100
ЗШт260-280	2950	2300	—	—	885	—	2500	2675
ЗШт300-550	3490	2700	3125	4880	1990	1150	3240	3500
ЗШт420-400	4700	3900	4165	6340	2050	1205	4000	4500

Обозначение затвора	L_2	L_3	L_4	R	d_1	d_2	d_3	B
	мм							
ЗШт130-950	1615	1760	2550	650	М72	М42	М64	2445
ЗШт180-375	2100	2300	3065	650	М80	М64	М80	2700
ЗШт260-280	2675	2975	—	1000	М80	М64	—	3540
ЗШт300-550	3500	3870	4800	1200	М140	М80	М100	4140
ЗШт420-400	4500	—	6000	1650	М125	М100	М140	5600

Обозначение затвора	B_1	B_2	B_3	B_4	z_1	z_2	z_3
	мм				шт.		
ЗШт130-950	460	775	1420	375	4	6	36
ЗШт180-375	460	800	1400	415	4	6	36
ЗШт260-280	705	800	1760	—	4	6	—
ЗШт300-550	849	450	2070	450	6	6	40
ЗШт420-400	1165	1750	2800	915	8	6	56

Примечание. Принятые обозначения см. в примеч. 1 к табл. VIII.5, размеры — на рис. VIII.7.

Цапфы ротора на участке сопряжения с подшипниками облицовывают листами из коррозионно-стойкой стали. На наружные концы цапф насажены рычаги *6*, закрепленные цилиндрическими клиновыми шпонками. Ротор поворачивается сервомоторами *8*, которые соединены с рычагами пальцами.

Рабочее уплотнение затвора состоит из сферического клапана *2* и уплотнительного кольца (седла). Клапан имеет сменное кольцо из коррозионно-стойкой стали.

Ремонтное уплотнение *10* состоит из подвижного и неподвижного колец и винтового механизма передвижения подвижного кольца. Иногда для передвижения последнего используют давление воды из напорного трубопровода. Подвижное кольцо перемещается в расточке входного фланца корпуса затвора в осевом направлении при вращении гаек винтового механизма до упора в кольцо на роторе и тем самым создает необходимое уплотнение. Зазор в месте сопряжения подвижного кольца с корпусом затвора уплотняют резиновым шнуром. При закрытом ремонтном уплотнении к подвижному кольцу приложено усилие давления воды, препятствующее его отжатию. Поэтому для перемещения кольца в направлении открытия уплотнения предусмотрен обвод *1* для гидравлической разгрузки ремонтного уплотнения. Шаровые затворы с ремонтным уплотнением устанавливают, как правило, перед гидроагрегатами, вода к которым подводится по одному общему водоводу. Благодаря этому возможна остановка одного агрегата при работе остальных.

В закрытом положении затвора клапан рабочего уплотнения прижимается к его седлу давлением воды, подаваемой через щелевой зазор в полость между ротором и клапаном. При открытии затвора вода из этой полости сливается через канал в роторе и по специальной сливной магистрали, управляемой гидроклапаном *9*.

Для выравнивания давления воды перед и за ротором перед открытием затвора служит байпас *5*.

Конструкция подшипников *7* в шаровых затворах такая же, как в дисковых. Втулки подшипников выполняют из бронзы. Смазка — густая. Уплотнение подшипников — резиновыми манжетами. Зазоры между разъемами корпуса затвора, между корпусом подшипника и корпусом затвора уплотняют резиновыми шнурами.

Цилиндрические затворы с упорным конусом

Размеры и параметры цилиндрических затворов типа ЗЦк, освоенных производством, приведены на рис. VIII.8 и в табл. VIII.8.

Корпус *3* затвора выполняют, как правило, сварным. Он состоит из цилиндрической обечайки и радиальных ребер, которые на выходе из затвора оканчиваются

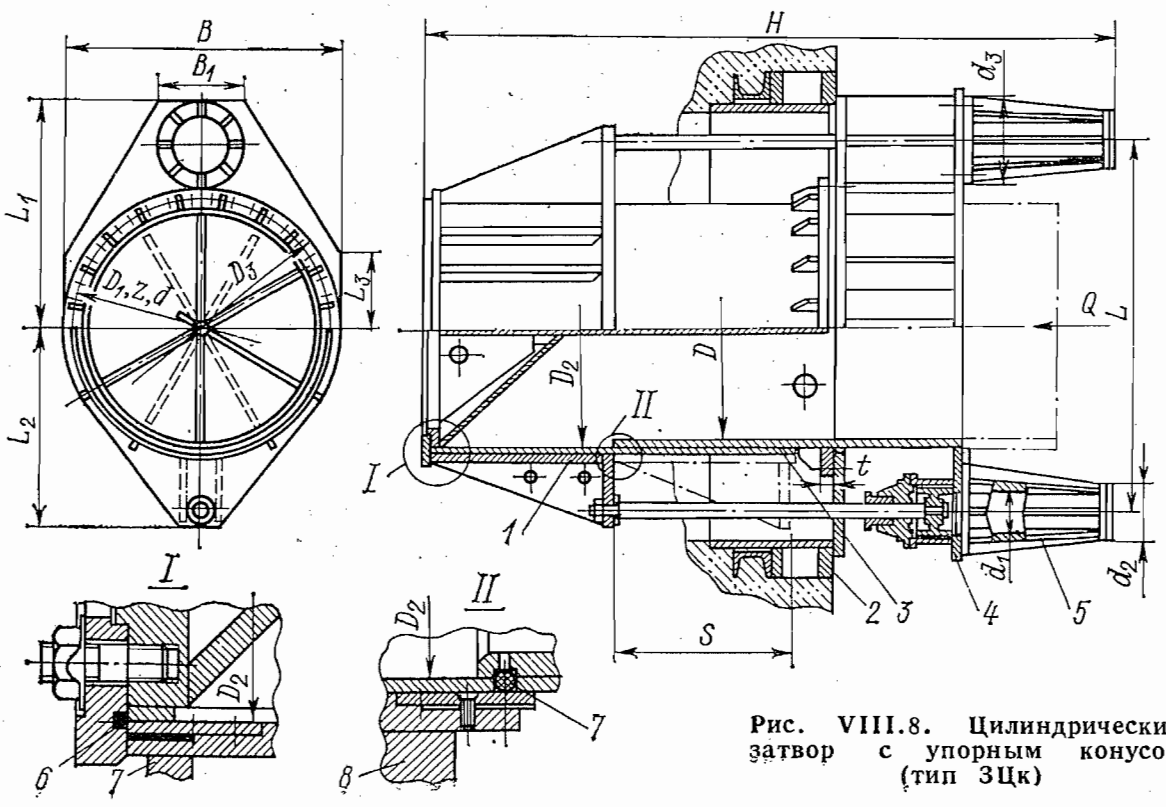


Рис. VIII.8. Цилиндрический затвор с упорным конусом (тип ЗЦк)

Таблица VIII.8. Параметры и размеры цилиндрических затворов с упорным конусом

Обозначение затвора	D, мм	$H_р$, м	$Q_р$, м³/с	Приводной сервомотор: Диаметр, мм	Приводной сервомотор: Число, шт.	$t_з$, $t_о$, с	$m_з$, т
ЗЦк160-60	1600	60	26	250	2	120	5,4
ЗЦк220-70	2200	70	67	250	2	150	11,8

Обозначение затвора	D_1	D_2	D_3	H	L	L_1	L_2	L_3
	мм							
ЗЦк160-60	1760	1650	1820	4255	2450	1550	1325	480
ЗЦк220-70	2390	2260	2510	5585	3100	1925	1625	750

Обозначение затвора	S	d	d_1	d_2	d_3	B	B_1	t	z
	мм								шт.
ЗЦк160-60	1030	М34	250	420	600	2180	660	50	40
ЗЦк220-70	1400	М48	250	420	600	2950	600	60	48

Примечание. Принятые обозначения см. в примеч. 1 к табл. VIII.5, размеры — на рис. VIII.8.

конусным днищем. К обечайке и ребрам снаружи приваривают полосы из коррозионно-стойкой стали, являющиеся направляющими для клапана затвора.

Клапан *1* затвора — также сварной конструкции, он состоит из цилиндрической обечайки с приваренными к ней снаружи двумя фланцами *7* и *8* и ребрами жесткости. Во избежание заклинивания клапана при открытии и закрытии затвора на внутренней поверхности его напротив направляющих ребер предусмотрены бронзовые вкладыши.

Уплотнения *6* затвора представляют собой резиновые шнуры круглого или специального профиля.

Приводом затвора служат сервомоторы *5*, прикрепленные фланцами к раме *4*. Синхронизация сервомоторов гидравлическая. Применяют также электромеханический привод, преимущество которого перед сервомоторами заключается в том, что он обеспечивает жесткую синхронизацию тяговых усилий, действующих на обе штанги клапана.

Открытие цилиндрического клапана происходит за счет перемещения его вдоль оси затвора по направляющим ребрам корпуса. При этом между опорным конусным днищем корпуса и кромкой клапана образуется кольцевой зазор переменной величины, который обеспечивает необходимый расход воды через затвор.

Цилиндрический затвор может быть установлен в вертикальном или горизонтальном положении и закреплен с помощью рамы *4*, которая, в свою очередь, крепится к фундаментному кольцу *2*.

VIII.3. РАСЧЕТ ЗАТВОРОВ

Расчет затвора включает следующие взаимно связанные между собой этапы: 1) определение сил и моментов, действующих на корпус, ротор и привод затвора при различных эксплуатационных режимах; 2) выбор типа и расчет привода (сервомотора); 3) расчет деталей на прочность (этот расчет ведется по общепринятой методике для деталей гидротурбинного оборудования и здесь не рассматривается).

Силы и моменты, действующие на затвор

Силы и моменты, действующие на затвор, определяются следующими факторами: 1) гидростатическим давлением воды; 2) гидравлическим ударом при сбросе нагрузки с гидроагрегата или закрытии затвора; 3) динамическим давлением воды, протекающей через затвор; 4) трением между ротором и корпусом затвора в подшипниковом сопряжении и в уплотнении; 5) массой ротора и подвижных частей, которую, как правило, в расчет не принимают, так как она мала по сравнению с гидродинамическими силами; 6) усилием в механизмах управления (приводе) затвора.

Гидростатическое давление воды является расчетным при выборе типа затвора и его привода, когда отсутствуют полные данные о гидроагрегате (расход, режим работы, сила гидравлического удара при сбросе нагрузки или закрытии затвора).

Гидравлический удар в напорном трубопроводе вызывается аварийным закрытием направляющего аппарата турбины или закрытием затвора. Расчетным режимом при определении максимальной силы гидравлического удара считается 100 %-ный сброс нагрузки в гидроагрегате при аварийном закрытии направляющего аппарата.

Динамическое давление воды. Водный поток, протекающий через затвор, оказывает на различные органы затвора динамическое давление, которое зависит от скорости потока, формы и размеров этих органов, а также их взаимного расположения. Возникающие при этом силы и моменты можно найти испытанием геометрически подобной модели.

Согласно общим положениям гидродинамики, силы и моменты, возникающие от динамического воздействия потока на органы затвора, пропорциональны квадрату скорости. Для геометрически подобных и подобно расположенных элементов затвора сила взаимодействия с потоком, кроме того, пропорциональна квадрату характерного линейного размера, а момент взаимодействия — кубу этого размера.

При испытании моделей определяют коэффициент гидравлического сопротивления $\varepsilon(\alpha)$, так как от него зависят скорость течения воды $v_з$, а следовательно, силы и моменты при различных углах α поворота ротора [41].

Связь между потерей напора в затворе $\Delta H_з$ и коэффициентом гидравлического сопротивления $\varepsilon(\alpha)$, гидравлической силой $P_д$ и коэффициентом силы $\lambda(\alpha)$, а также между моментом $M_д$ гидравлической силы $P_д$ относительно оси симметрии ротора (диска) и коэффициентом момента $m(\alpha)$ можно представить выражениями:

$$\Delta H_з = \varepsilon(\alpha)\, v_з^2/(2g);$$

$$P_д = \lambda(\alpha)\, D^2 v_з^2/\rho; \qquad \text{(VIII.1)}$$

$$M_д = m(\alpha)\, D^3 v_з^2/\rho, \qquad \text{(VIII.2)}$$

где D — диаметр перекрываемого затвором отверстия; $v_з$ — средняя скорость воды в выходном сечении затвора; g — ускорение свободного падения; $\varepsilon(\alpha)$, $\lambda(\alpha)$, $m(\alpha)$ — безразмерные опытные коэффициенты гидравлического сопротивления, сил и моментов, определяемых модельными испытаниями (эти коэффициенты используют без изменения для расчета силового взаимодействия потока с элементами натурного затвора).

Коэффициенты $\varepsilon(\alpha)$, $\lambda(\alpha)$ и $m(\alpha)$ зависят от напора, при котором работает затвор, и гидравлических условий за затвором. Например, течет ли вода за затвором в закрытом трубопроводе или на этом участке имеется клапан для впуска воздуха (вантуз), выливается ли вода под уровень нижнего бьефа или в атмосферу — все это влияет на параметры потока. На значения коэффициентов влияют также форма примыкающих к затвору участков трубопровода, конфигурация их коленьев и диффузоров, а также наличие расположенных по потоку других затворов, спиральных камер турбин и т. д. Если участок трубопровода до и после затвора не изогнут и длина его более двух диаметров трубопровода, то наличие вне этого участка искажающих факторов не сказывается на потоке в пределах затвора. Накопленный опыт эксплуатации затворов, расчет которых базировался на сохранении подобия взаимодействия потока с поверхностями затвора, показывает, что эта предпосылка справедлива с достаточной для практических целей точностью.

При движении запорного органа в процессе закрытия (открытия) затвора в нем изменяются скорость течения воды $v_з$, а также связанные с ней и с положением за-

порного органа (углом его поворота α) потери напора в затворе $\Delta H_з$, сила $P_д$ и момент $M_д$.

Водопроводящие системы ГЭС практически работают под постоянным напором, поскольку относительные колебания уровней верхнего и нижнего бьефов в процессе работы гидроагрегатов незначительны. Для определения скорости $v_з$ при работе системы под постоянным напором H_0 составляем для нее уравнение

$$H_0 = \varepsilon(\alpha)\, v_з^2/(2g) + \sum \varepsilon_i v_з^2/(2g) + v_з^2/(2g),$$

где $\varepsilon(\alpha)\, v_з^2/(2g)$ — потери напора в затворе; $\sum \varepsilon_i v_з^2/(2g)$ — потери напора на всех остальных участках трубопровода, включая турбину, которая в данном расчете рассматривается как гидравлическое сопротивление; $v_з^2/(2g)$ — скоростной напор в выходном сечении водовода.

В силу сплошности потока скорости v_i и $v_в$ связаны со скоростью $v_з$ соотношениями $v_з F_з = v_i F_i = v_в F_в$, где F_i и $F_в$ — площади любого расчетного и выходного сечений водовода; $F_з$ — площадь отверстия, перекрываемого затвором. С учетом этих соотношений получаем:

$$H_0 = \frac{v_з^2}{2g}\left[\varepsilon(\alpha) + F_з^2\left(\sum \varepsilon_i/F_i^2 + 1/F_в^2\right)\right];$$

$$v_з = \sqrt{2gH_0/\left[\varepsilon(\alpha) + F_з^2\left(\sum \varepsilon_i/F_i^2 + 1/F_в^2\right)\right]}.$$

Вводя понятие приведенного гидравлического сопротивления $\varepsilon_{пр} = F_з^2\left(\sum \varepsilon_i/F_i^2 + 1/F_в^2\right)$, получим окончательно

$$v_з = \sqrt{2gH_0/[\varepsilon(\alpha) + \varepsilon_{пр}]}.$$

Обычно известно значение скорости v_0, соответствующее полному открытию затвора и равное расходу через турбину, деленному на площадь отверстия, перекрываемого затвором. В этом случае формулу для $v_з$ удобно выразить через v_0. Поскольку для полностью открытого затвора $\alpha = 0$ и $v_0 = \sqrt{2gH_0/[\varepsilon(0) + \varepsilon_{пр}]}$, то, следовательно, $\varepsilon_{пр} = 2gH_0/v_0^2 - \varepsilon(0)$, откуда

$$v_з = \sqrt{2gH_0/[\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0) + 2gH_0/v_0^2]}, \qquad \text{(VIII.3)}$$

где H_0 — статический напор, действующий на затвор; v_0 — скорость воды, соответствующая расходу через турбину при полностью открытом затворе.

На основании формулы (VIII.3) выражения для сил (VIII.1) и моментов (VIII.2) для установившегося режима течения воды можно представить в следующем виде:

$$P_д = \frac{2g\lambda(\alpha)/\rho}{\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0) + 2gH_0/v_0^2} H_0 D^2;$$

$$M_д = \frac{2gm(\alpha)/\rho}{\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0) + 2gH_0/v_0^2} H_0 D^3.$$

При гидравлическом ударе скорость воды $v_з$ можно принять (при однониточном трубопроводе) пропорциональной величине $\sqrt{H_0(1+\zeta)}$, где ζ — относительное повышение напора при гидравлическом ударе. В этом случае:

$$P_д = \frac{2g\lambda(\alpha)/\rho}{\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0) + 2gH_0/v_0^2} H_0(1+\zeta) D^2;$$

$$M_д = \frac{2gm(\alpha)/\rho}{\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0) + 2gH_0/v_0^2} H_0(1+\zeta) D^3.$$

Однако следует иметь в виду, что линейная зависимость между $v_з$ и $\sqrt{H_0(1+\zeta)}$ справдлива для однониточного трубопровода лишь в том случае,

когда затвор расположен в конце трубопровода. При разветвленной системе трубопроводов скорость $v_з$ находят согласно теории гидравлического удара.

Поскольку гидравлическая сила $P_д$ при промежуточных (отличных от полного открытия или закрытия) положениях запорного органа направлена под углом к оси трубопровода, при расчете ее представляют двумя составляющими: горизонтальной $P_г$, параллельной оси трубопровода, и вертикальной $P_в$, перпендикулярной оси трубопровода. Тогда коэффициенты результирующих усилий и сами результирующие усилия равны:

$$\lambda(\alpha) = \sqrt{\lambda_г^2(\alpha) + \lambda_в^2(\alpha)}; \quad P_д = \sqrt{P_г^2 + P_в^2}.$$

Числовые значения коэффициентов гидравлического сопротивления $\varepsilon(\alpha)$, сил $\lambda_2(\alpha)$, $\lambda_в(\alpha)$ и моментов $m(\alpha)$ для различных дисковых затворов при разных значениях относительной толщины диска b/D, где b — максимальная толщина диска, а также для шаровых затворов приведены в табл. VIII.9—VIII.12.

В качестве примера на рис. VIII.9 показан закон изменения скорости, гидравлического момента и сил, действующих на диск при разных его положениях в процессе закрытия затвора.

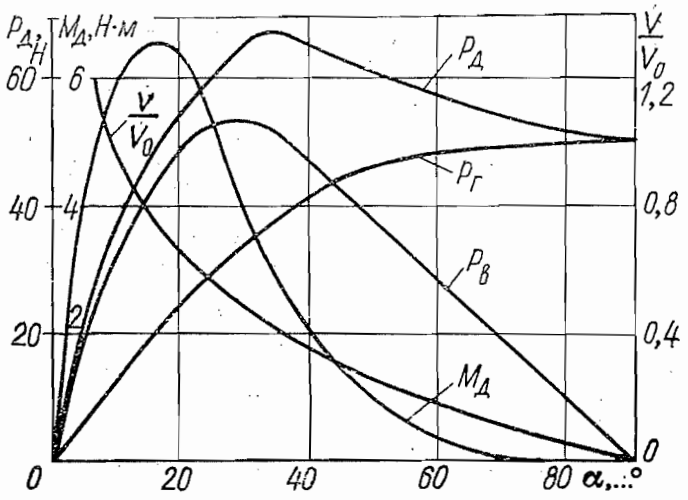


Рис. VIII.9. Динамические силы и моменты, действующие на диск затвора

Направление действия горизонтальной составляющей $P_г$ гидравлической силы всегда совпадает с направлением потока воды в трубопроводе, а точка приложения гидравлической силы $P_д$ расположена по отношению к оси симметрии запорного органа (оси поворота, когда смещение оси не предусмотрено) так, что создаваемый этой силой относительно оси симметрии момент направлен на закрытие затвора. Направление действия вертикальной составляющей $P_в$ гидравлической силы таково, что создаваемый ею относительно оси симметрии запорного орга. а момент также направлен на закрытие затвора. Таким образом, момент гидравлической силы $P_д$ и каждой из ее составляющих $P_г$ и $P_в$ относительно оси симметрии запорного органа всегда направлен в сторону закрытия последнего. Это положение справедливо для всех затворов с поворотным запорным органом и не зависит от направления потока и расположения оси поворота (горизонтального или вертикального) запорного органа.

Для полностью закрытого затвора ($\alpha = 90°$), когда $v_з = 0$, $P_в(90°) = 0$, а $P_г(90°)$ — результат действия на запорный орган перепада давления на нем, получаем

$$P_г(90°) = \rho(\pi D^2/4)\,\Delta H_з g,$$

где ρ — плотность жидкости.

Если ось поворотного органа вертикальна и совпадает с осью его симметрии, то момент гидравлической силы равен нулю.

Если при тех же условиях ось поворота расположена горизонтально и за запорным органом отсутствует давление жидкости, то на него действует гидростатический момент

$$M_{д.гс} = \pi\rho g D^4/64.$$

Силы трения. В расчет принимаются силы трения цапф ротора (диска) в подшипниках корпуса затвора $M_{тр.п}$ и момент трения натяжного уплотнения затвора $M_{тр.у}$. Суммарный момент трения $M_{тр} = M_{тр.п} + M_{тр.у}$, причем

$$M_{тр.п} = P_д f_п D_п/2;$$

$$M_{тр.у} = D_{упл}^2 b_{упл} f_{упл} \Delta H_з \rho g,$$

Таблица VIII.9. Коэффициенты гидравлического сопротивления (ε), силы (λ) и момента (m) дискового затвора с плоскоскошенным диском ($\delta = 0{,}02D$)

b/D	α, ...°	ε	$\lambda_г$	$\lambda_в$	λ	m
0,15	0	0,065	0,013	0	0,013	0
	10	0,25	0,088	0,349	0,368	0,06146
	20	1,02	0,381	0,793	0,873	0,1010
	30	2,96	1,120	1,695	2,037	0,1287
	40	7,82	3,048	3,256	4,503	0,1691
	50	23,0	9,048	6,974	11,40	0,2500
	60	66,0	25,78	14,21	29,73	0,3071
	70	332	129,5	44,46	138,6	0,8325
	80	3620	1422	213,3	1436	6,035
	90	∞	—	—	—	0
0,20	0	0,096	0,013	0	0,013	0
	10	0,28	0,090	0,357	0,377	0,05973
	20	1,00	0,377	0,785	0,864	0,1075
	30	2,96	1,120	1,695	2,037	0,1452
	40	7,82	3,048	3,526	4,503	0,1838
	50	22,4	8,822	6,800	11,12	0,2535
	60	65,8	25,71	14,17	29,64	0,3340
	70	332	129,5	44,46	138,6	0,8325
	80	3620	1422	213,3	1436	6,035
	90	∞	—	—	—	0
0,25	0	0,147	0,014	0	0,014	0
	10	0,36	0,096	0,379	0,401	0,06063
	20	1,07	0,390	0,813	0,894	0,1130
	30	3,05	1,150	1,734	2,083	0,1569
	40	8,22	3,186	3,403	4,707	0,2036
	50	24,0	9,425	7,265	11,88	0,2708
	60	71,5	27,90	15,37	32,17	0,3625
	70	332	129,5	44,46	138,6	0,8325
	80	3620	1422	213,3	1436	6,035
	90	∞	—	—	—	0

Примечание. Здесь δ — толщина периферийной части диска.

Таблица VIII.10. Коэффициенты гидравлического сопротивления (ε), силы (λ) и момента (m) дискового затвора с плоским диском и обтекателями рациональной формы (см. рис. VIII.6)

b/D	α, ...°	ε	λ	m	b/D	α, ...°	ε	λ	m
0,15	0	0,075	—	0	0,20	50	114	48,321	0,5750
	5	0,25	0,3927	0,0599		60	430	169,25	0,8979
	10	0,64	0,5474	0,0581		70	1417	556,84	1,7725
	20	2,0	1,0367	0,0800		80	3750	1473,0	3,9073
	30	5,9	2,7638	0,1851		90	∞	—	0
	40	17	7,9166	0,2125					
	50	55	23,530	0,3383					
	60	210	82,859	0,4748					
	70	1135	446,10	1,1833					
	80	3000	1178,5	2,5010					
	90	∞	—	0					
0,20	0	0,10	—	0	0,25	0	0,126	—	0
	5	0,37	0,4304	0,07193		5	0,5	0,4712	0,08625
	10	0,90	0,6342	0,07283		10	1,2	0,7343	0,09167
	20	3,2	1,4514	0,1085		20	4,5	1,0010	0,1375
	30	9,5	4,2057	0,1923		30	18	5,6076	0,2217
	40	28,5	12,974	0,2950		40	40	18,032	0,3417
						50	170	71,432	0,7125
						60	650	256,65	1,3563
						70	1700	668,00	2,8351
						80	4500	1767,5	5,6263
						90	∞	—	0

Таблица VIII.11. Коэффициенты гидравлического сопротивления (ε), силы (λ) и момента (m) дисковых бипланных затворов (см. табл. VIII.2)

Тип затвора	α, ...°	ε	$\lambda_г$	$\lambda_в$	λ	m
ЗДб ($H_{ст}$ = 75 м)	0	0,080	0,083	0	0,083	0,024
	5	0,182	0,079	0,291	0,302	0,076
	10	0,394	0,145	0,536	0,555	0,096
	15	0,680	0,280	0,784	0,832	0,129
	20	1,188	0,463	1,05	1,15	0,149
	25	1,748	0,695	1,35	1,52	0,175
	30	3,060	1,24	1,87	2,24	0,192
	40	5,860	2,44	2,66	3,61	0,221
	50	17,88	7,35	5,98	9,48	0,382
	60	46,60	20,1	10,7	22,8	0,654
	70	137,4	59,2	20,9	62,8	1,21
	80	624,0	270	50,3	275	2,60
	90	∞	—	0	—	0
ЗДбс ($H_{ст}$ = 230 м)	0	0,120	0,035	0	0,035	0
	5	0,245	0,134	0,409	0,430	0,068
	10	0,722	0,289	0,768	0,821	0,131
	15	1,372	0,578	1,36	1,48	0,198
	20	2,050	0,934	1,79	2,02	0,259
	25	3,240	1,39	2,41	2,79	0,336
	30	4,862	2,09	3,11	3,75	0,430
	40	11,43	4,81	5,27	7,14	0,720
	50	25,25	10,8	8,61	13,8	1,14
	60	55,20	23,8	14,0	27,6	1,71
	70	152,8	65,2	24,2	69,6	2,76
	80	1110	471	88,6	479	9,72
	90	∞	—	0	—	0

Таблица VIII.12. Коэффициенты гидравлического сопротивления (ε), силы (λ) и момента (m) шарового затвора

Исполнение затвора	α, ...°	ε	$\lambda_г$	$\lambda_в$	λ	m
С двумя клапанами, симметрично расположенными на роторе	0	0,02	0	0	0	0
	5	0,07	0,0084	0,0756	0,076	0,0560
	10	0,29	0,1013	0,233	0,254	0,0740
	20	1,1	0,6020	1,04	1,20	0,0735
	30	3,5	1,962	2,35	3,06	0,1845
	40	9,5	5,360	4,70	7,13	0,3255
	50	21,7	12,03	7,58	14,2	0,6129
	60	69	31,34	12,25	33,6	1,41
	70	278	140,2	26,3	142,6	4,46
	80	10 000	4674	314,2	4684	50
	90	∞	—	—	—	—
С одним клапаном, расположенным выше оси поворота ротора	0	0,02	0	0	0	0
	5	0,05	0,0495	0,0825	0,0962	0,0425
	10	0,23	0,1063	0,2415	0,2640	0,0658
	20	0,98	0,4510	1,00	1,093	0,0700
	30	2,7	1,642	1,92	2,525	0,1404
	40	6,4	3,78	3,34	5,04	0,240
	50	14,8	8,50	5,65	10,2	0,408
	60	35,7	19,6	9,08	21,6	0,840
	70	116	58,8	17,0	61,2	1,54
	80	815	388	44,9	390	2,23
	90	∞	—	—	—	—
С одним клапаном, расположенным ниже оси поворота ротора	0	0,020	0	0	0	0
	5	0,056	0,029	0,0622	0,0686	0,0475
	10	0,215	0,072	0,220	0,231	0,0711
	20	0,925	0,295	0,756	0,811	0,0568
	30	2,3	1,063	1,40	1,757	0,1056
	40	6,0	2,694	2,47	3,66	0,2275
	50	13,5	5,920	3,99	7,14	0,348
	60	30	12,54	5,48	13,7	0,570
	70	74,5	28,8	6,52	29,5	1,09
	80	288	102	7,92	102,4	1,44
	90	∞	—	—	—	—

где $P_д$ — суммарная гидравлическая сила; $f_п$ — коэффициент трения (для пары сталь — бронза при густой смазке $f_п = 0{,}15$); $D_п$ — диаметр цапфы; $D_{упл}$ — диаметр уплотняемой поверхности; $b_{упл}$ — ширина уплотнения; $f_{упл}$ — коэффициент трения в уплотнении.

Усилия в механизмах и выбор сервомотора

Условие равенства нулю суммы моментов сил, действующих на ротор (диск), имеет вид

$$M_д \pm M_{тр} \mp zP_c R_р \cos \beta_c = 0,$$

где $M_д$ — гидравлический момент; $M_{тр}$ — момент трения; z — число сервомоторов; $R_р$ — длина рычага; P_c — усилие на сервомоторе; β_c — угол наклона оси сервомотора при промежуточных положениях ротора (диска).

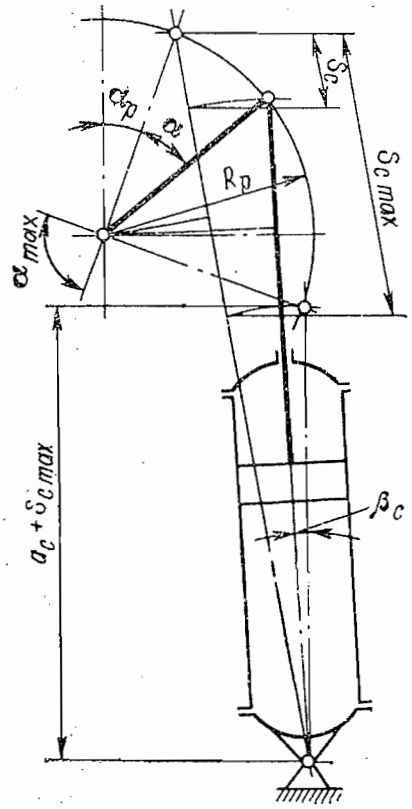


Рис. VIII.10. Кинематическая схема привода затвора

Отсюда удовлетворяющее условию равновесия усилие на сервомоторе

$$P_c = (M_д \pm M_{тр})/(zR_р \cos \beta_c),$$

где знак минус — при закрытии затвора, знак плюс — при открытии затвора.

Угол β_c определяют из кинематической схемы привода затвора (рис. VIII.10) в зависимости от угла поворота α ротора (диска):

$$\beta_c = \operatorname{arctg} \frac{R_р [\cos \alpha_р + \sin (\alpha_р + \alpha)]}{a_c + S_{c\,max} + R_р [\cos (\alpha_р + \alpha) + \sin \alpha_р]},$$

где $R_р$ — длина рычага; α — угол поворота ротора (α_{max} — максимальный угол поворота ротора от положения полного открытия до положения полного закрытия); $\alpha_р$ — угол установки рычага; a_c — конструктивный размер, представляющий собой разность между расстоянием от оси качания до оси шарнирного соединения рычаг—тяга при полностью втянутом в цилиндр поршне и полным ходом поршня сервомотора; $S_{c\,max}$ — полный (максимальный) ход поршня сервомотора:

$$S_{c\,max} = \left[\sqrt{R_р^2 (7 + \sin^2 \alpha_р) + 4a_c R_р (\sin \alpha_р + \cos \alpha_р) + a_c^2} - \right.$$

$$\left. - a_c + R_р (\sin \alpha_р + \cos \alpha_р)\right]/3.$$

Последние две формулы справедливы для построения, когда обеспечивается условие $\beta_c = 0$ при $\alpha = 90°$.

VIII.4. СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЗАТВОРАМИ

Гидромеханическая схема управления шаровым затвором с помощью давления масла от МНУ

Гидромеханическая схема управления шаровым предтурбинным затвором с подачей масла от МНУ показана на рис. VIII.11. Такая схема осуществляет следующие операции: дистанционное открытие и закрытие затвора с центрального пульта ГЭС; ручное открытие и закрытие с местного поста управления; автоматическое аварийное закрытие затвора при выходе гидроагрегата в разгонный режим при сбросе нагрузки и отказе в работе направляющего аппарата.

Дистанционное открытие затвора. Для открытия затвора подается импульс от ключа управления или от реле пуска турбины. Срабатывает реле открытия за-

твора, его контакты включают электромагнит золотника гидропривода байпаса *5*. Масло через дроссель *8* поступает в гидропривод *9* байпаса. Байпас открывается. Вода заполняет водовод за затвором. Воздух из спиральной камеры выходит через воздушный клапан *7*. После выравнивания давления до и после затвора срабатывает электроконтактный манометр *6*.

В начале хода гидропривода *9* срабатывает конечный переключатель *11*, включается сигнальная лампа «Байпас открыт». В конце хода срабатывает конечный переключатель *10*, который выключает сигнальную лампу «Байпас закрыт».

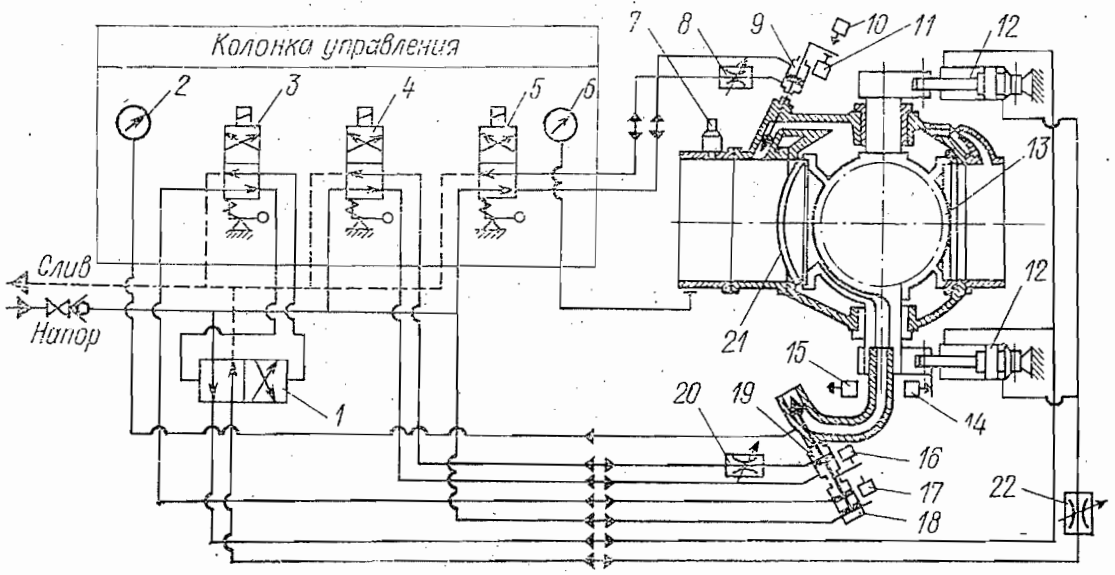


Рис. VIII.11. Гидромеханическая схема управления шаровым затвором с помощью давления масла

Контакты электроконтактного манометра *6* замыкают промежуточное реле, включающее электромагнит золотника *4*. Масло от МНУ через дроссель *20* поступает в гидропривод *19* гидроклапана. Гидроклапан открывается. В начале хода гидроклапана на открытие срабатывает конечный переключатель *16*. Включается сигнальная лампа «Гидроклапан открыт». В конце хода срабатывает конечный переключатель *17*, который включает реле времени.

Через определенный промежуток времени, необходимый для сброса давления в подклапанной полости и прижатия клапана *21* рабочего уплотнения к ротору *13* контактами электроконтактного манометра *2*, отключается сигнальная лампа «Гидроклапан закрыт» и включается электромагнит золотника управления *3*. Золотник *3* переустанавливается в положение «Затвор открыт».

Масло от МНУ через золотник блокировки *18* и золотник *3* поступает в главный золотник *1*, плунжер которого перемещается на открытие затвора, и масло через дроссель *22* поступает в сервомоторы *12*. Затвор открывается. В начале хода сервомотора срабатывает конечный переключатель *14*, включается сигнальная лампа «Затвор открыт», промежуточное реле отключается.

В конце хода срабатывает конечный переключатель *15*, сигнальная лампа «Затвор закрыт» отключается, включается промежуточное реле, которое замыкает электромагниты золотников *4* и *5*. Байпас и гидроклапан закрываются, сигнальные лампы «Байпас закрыт» и «Гидроклапан закрыт» включаются.

Дистанционное закрытие затвора. Ключом с пульта управления ГЭС подается импульс. Включается реле «Закрытие затвора», его контактом включается электромагнит золотника *4* гидроклапана.

Масло от МНУ через дроссель *20* поступает в гидропривод *19* гидроклапана. Гидроклапан открывается. В начале хода гидроклапана на открытие срабатывает конечный переключатель *16*. Включается сигнальная лампа «Гидроклапан открыт». В конце хода срабатывает конечный переключатель *17*, который включает реле времени. Через определенный промежуток времени, необходимый для сброса давления в подклапанной полости и прижатия клапана *21* к ротору *13* контактами реле времени, отключается сигнальная лампа «Гидроклапан закрыт» и включается электромагнит золотника *3* управления.

Давлением масла (через золотник блокировки *18* и золотник *3*) перемещается главный золотник *1*. Масло под давлением поступает в полости сервомоторов *12* на закрытие, затвор закрывается. В начале хода затвора на закрытие срабатывает конечный переключатель *15*, включается сигнальная лампа «Затвор закрыт», промежуточное реле отключается. В конце хода затвора на закрытие срабатывает конечный переключатель *14*, сигнальная лампа «Затвор открыт» отключается.

Промежуточное реле включается. Контактами промежуточного реле включается электромагнит золотника *4* гидроклапана уплотнения. Гидроклапан закрывается. В начале хода гидроклапана уплотнения на закрытие срабатывает конечный переключатель *17* и отключает реле времени. Включается сигнальная лампа «Гидроклапан закрыт». Уплотнение закрывается. В конце хода гидроклапана на закрытие срабатывает конечный переключатель *16*. Сигнальная лампа «Гидроклапан открыт» отключается.

Ручное открытие затвора. Для ручного открытия затвора надо выполнить следующие операции: 1) рукоятку золотника *5* управления байпасом установить в положение «Байпас открыт»; 2) после выравнивания давления до и после затвора по манометрам *6* установить рукоятку золотника *4* гидроклапана в положение «Гидроклапан открыт»; 3) после сброса давления в подклапанной полости по манометру *2* установить рукоятку золотника управления *3* в положение «Затвор открыт»; 4) после полного открытия затвора установить золотники *4* и *5* в положение «Гидроклапан закрыт» и «Байпас закрыт». Клапан байпаса и гидроклапана закрывается.

Ручное закрытие затвора. В случае отсутствия постоянного тока затвор можно закрыть вручную в следующей последовательности: 1) рукоятку золотника *4* гидроклапана уплотнения установить в положение «Гидроклапан открыт»; 2) нажать кнопку электромагнита золотника *3* (игла золотника перемещается вниз, при этом рукоятка становится в положение «Закрыто», масло поступает в сервомоторы *12*, затвор закрывается); 3) после закрытия затвора нажать на кнопку электромагнита золотника *4* управления гидроклапаном. Клапан уплотнения закрывается, затвор уплотняется.

Автоматическое аварийное закрытие. Автоматическое закрытие затвора предусматривают в следующих случаях: 1) при сбросе нагрузки в гидроагрегате и выходе его в разгонный режим при отказе направляющего аппарата; команда на закрытие подается автоматически от регулятора частоты вращения турбины через реле аварийного закрытия затвора; 2) при понижении давления масла в гидроаккумуляторе МНУ ниже уровня аварийной уставки; импульс на закрытие затвора подается от реле давления МНУ.

Дальнейшие операции по автоматическому закрытию затвора такие же, как и при дистанционном управлении.

Гидромеханическая схема управления дисковым затвором с помощью грузового привода

Схема управления показана на рис. VIII.12. Она позволяет осуществить следующие операции: дистанционное открытие и закрытие затвора с пульта управления ГЭС; ручное открытие и закрытие затвора с местного поста управления; автоматическое аварийное закрытие затвора при выходе гидроагрегата в разгонный режим и отказе в работе направляющего аппарата гидротурбины или падении давления масла в МНУ ниже аварийной уставки.

Дистанционное открытие затвора. Подается импульс на открытие затвора от реле пуска турбины или от ключа пульта управления ГЭС. Срабатывает реле открытия затвора, включается электромагнит золотника *3* управления байпасом. Золотник *3* переустанавливается. Масло под давлением через дроссель *5* поступает в нижнюю полость гидропривода *6* байпаса. Байпас открывается, вода заполняет спиральную камеру турбины, воздух из спиральной камеры выходит через клапан *9*. В начале хода гидропривода байпаса на открытие срабатывает конечный выключатель *8*, сигнальная лампа «Байпас открыт» включается. В конце хода байпаса на открытие срабатывает конечный выключатель *7*, сигнальная лампа «Байпас закрыт» отключается. При достижении расчетного давления в спиральной камере срабатывает электроконтактный манометр *4*. Через промежуточное реле включается электромагнит золотника управления *2*.

Золотник переустанавливается в положение открытия затвора. Масло через дифференциальный золотник аварийного закрытия *18* поступает в главный золотник *17*. Шток золотника *17* перемещается. Масло от МНУ через дроссель *16* поступает в нижнюю полость сервомотора *12*. Затвор открывается.

В начале хода сервомотора на открытие срабатывает конечный выключатель *10*, включается сигнальная лампа «Затвор открыт». В конце хода сервомотора срабатывает конечный выключатель *15*, сигнальная лампа «Затвор закрыт» отключается. Включается электромагнит гидропривода *6* байпаса, байпас закрывается, сигнальная лампа «Байпас открыт» отключается, включается лампа «Байпас закрыт».

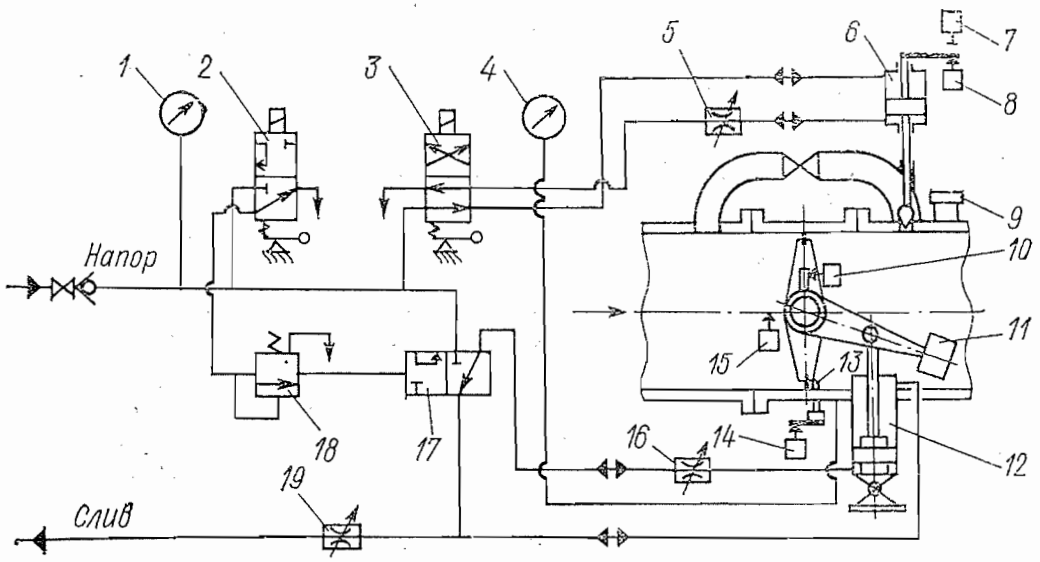


Рис. VIII.12. Гидромеханическая схема управления дисковым затвором с помощью грузового привода

В открытом положении диск затвора удерживается (стопорится) давлением масла в нижней полости сервомотора. В случае открытия затвора после проведения ремонтных работ необходимо вывести из зацепления с диском ручной стопор *13*. В конце хода штока стопора срабатывает конечный выключатель *14*, подготавливая электрическую цепь открытия затвора.

Дистанционное закрытие затвора. Подается импульс на закрытие затвора от реле остановки турбины или от ключа с пульта управления ГЭС. Срабатывает реле закрытия затвора, включается электромагнит золотника управления *2*. Золотник управления переустанавливается, соединяя напорную полость золотника аварийного закрытия *18* со сливом. Под действием пружины шток этого золотника смещается, полость управления главного золотника *17* соединяется со сливом. Благодаря дифференциальности шток главного золотника перемещается, соединяя полости сервомотора *12* со сливом. Под действием грузового привода *11* затвор закрывается. Масло из нижней полости сервомотора *12* поступает в верхнюю полость, а избыток масла, связанный с дифференциальностью полостей, через дроссель *19* сливается в бак МНУ.

В начале хода сервомотора на закрытие срабатывает конечный выключатель *15*, сигнальная лампа «Затвор закрыт» включается. В конце хода сервомотора на закрытие срабатывает конечный выключатель *10*, сигнальная лампа «Затвор открыт» отключается.

Ручное открытие затвора (при осушенном напорном трубопроводе). Выводится из зацепления с диском шток стопора *13*. С помощью ручного привода перемещается шток золотника *3* гидропривода байпаса, масло поступает в гидропривод байпаса, байпас открывается. Вода заполняет спиральную камеру турбины. При достижении заданного давления воды в спиральной камере с помощью ручного привода перемещается шток золотника управления *2*. Масло под давлением через золотник аварийного закрытия *18* переустанавливает главный золотник *17* в положение открытия затвора. Масло от МНУ поступает в нижнюю полость сервомотора *12*, затвор открывается.

После полного открытия затвора с помощью ручного привода шток золотника *3* гидропривода байпаса перемещается в положение закрытия, масло поступает в гидропривод *6* байпаса, который закрывается.

Ручное закрытие затвора. С помощью ручного привода шток золотника управления *2* перемещается в положение закрытия затвора. Напорная полость золотника аварийного закрытия *18* и полость управления главного золотника *17* соединяются со сливом. Вследствие дифференциальности шток главного золотника перемещается, соединяя полости сервомотора *12* со сливом. Под действием грузового привода *11* затвор закрывается.

Автоматическое аварийное закрытие. Автоматическое закрытие затвора предусматривают в следующих случаях: 1) при сбросе нагрузки в гидроагрегате и выходе его в разгонный режим при отказе в работе направляющего аппарата; импульс на закрытие затвора подается автоматически от регулятора частоты вращения турбины через реле аварийного закрытия затвора; 2) при понижении давления масла в гидроаккумуляторе МНУ ниже уровня аварийной установки; шток золотника аварийного закрытия *18* под действием пружины переустанавливается в положение закрытия затвора.

Управляющая полость главного золотника *17* и нижняя полость сервомотора *12* соединяются со сливом. Под действием грузового привода *11* затвор закрывается.

Электроконтактный манометр *1* служит для визуального контроля давления масла в системе управления затвором.

Глава IX

АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОТУРБИННЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Система автоматического управления гидротурбинным оборудованием представляет собой комплекс устройств, обеспечивающих автоматическое управление этим оборудованием — без участия человека. Эксплуатационный персонал выполняет функции наблюдения за работой оборудования [6, 29, 40].

В состав системы автоматического управления входят: 1) аппаратура автоматики управления турбиной и вспомогательными механизмами; 2) регулятор частоты вращения гидротурбины; 3) маслонапорная установка (МНУ).

IX.1. АППАРАТУРА АВТОМАТИКИ УПРАВЛЕНИЯ ТУРБИНОЙ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

Аппаратура автоматики обеспечивает выполнение следующих основных функций.

Поддержание нормального уровня масла в баке лекажного агрегата. В бак лекажного агрегата собираются все протечки масла, для контроля уровня которого установлен датчик. Лекажный агрегат снабжен насосом для перекачивания масла в сливной бак МНУ. При достижении определенного уровня включается электродвигатель лекажного насоса, который перекачивает масло до тех пор, пока его уровень не достигнет нормального значения. При высоком уровне масла в баке подается предупредительный сигнал.

Автоматическое удаление дренажной воды из крышки турбины. В крышку турбины собираются все протечки воды, для контроля уровня которой в крышке установлен датчик, а для откачки воды предусмотрены два насоса с электродвигателями. При достижении определенного уровня включается основной насос. Если уровень воды продолжает повышаться, включается резервный насос. Обеспечивается подача предупредительных сигналов о повышении уровня воды. В высоконапорных турбинах вода откачивается с помощью эжектора,также управляемого автоматически.

Сигнализация положения стопора турбины. Независимо от конструктивного выполнения стопора (на сервомоторе направляющего аппарата или на регулирующем кольце) обеспечивается контроль двух положений: «Стопор открыт» и «Стопор закрыт». Система построена таким образом, что в случае использования нескольких

стопоров сигнал об их положении поступает только тогда, когда все механизмы находятся в одинаковом состоянии (закрыты или открыты). При промежуточных положениях стопора информация отсутствует.

Контроль среза пальцев направляющего аппарата. Срез пальцев контролируют с помощью специальных бесконтактных датчиков, устанавливаемых на каждой лопатке направляющего аппарата. Система построена таким образом, что при срезе любого из пальцев подается предупредительный сигнал и на лицевой панели колонки автоматики высвечивается номер срезанного пальца.

Автоматический контроль состояния направляющего подшипника турбины. Для подшипников *с водяной смазкой* подается вода от основного и резервного источников питания, а также контролируются ее расход и давление в ванне подшипника. При снижении расхода воды до аварийно низкого значения подается импульс на аварийную остановку агрегата.

Для подшипников *с масляной смазкой* подается масло, а также контролируются уровень масла в ванне подшипника, температура масла и температура вкладышей подшипника. Если температура масла или вкладышей достигает аварийно высокого значения, подается импульс на аварийную остановку агрегата.

Поддержание заданного уровня воды под рабочим колесом. Для гидротурбин, работающих в режиме синхронного компенсатора, обеспечивается отжатие воды при переводе в этот режим и контролируется уровень отжатой воды под рабочим колесом. Заданный уровень поддерживается путем включения и отключения устройств подачи сжатого воздуха.

До 1977 г. система автоматики выполнялась с применением контактных устройств. В последнее время она основана на использовании бесконтактной техники, обеспечивающей высокую надежность работы оборудования.

На рис. IX.1 показана схема расположения устройств автоматики радиально-осевой гидротурбины. Система автоматического управления состоит из выявительной, логической и исполнительной частей. К выявительной части относятся датчики, преобразующие контролируемые параметры (уровень воды или масла, перемещение, расход, температуру и т. д.) в соответствующий электрический сигнал (аналоговый или дискретный). Логическая часть обрабатывает сигналы выявительной части по определенному закону и выдает команды на исполнительную часть, предупредительные сигналы и сигналы аварийной остановки агрегата. Исполнительная часть включает в себя электродвигатели, электромагниты и станционные устройства управления агрегатом.

Логическая часть системы управления сосредоточена в панели электрооборудования типа КА (колонка автоматики). Колонка автоматики представляет собой односекционную стойку размерами 335×575×2400 мм, в которой установлены пять блоков, снабженных штепсельными разъемами. В нижней части стойки расположены клеммники для присоединения внешних кабелей. При установке электропанели КА следует учитывать, что на ее задней стороне имеются двери, которые требуется открывать в период наладки и эксплуатации. Ширина двери 300 мм.

В зависимости от сочетания блоков колонки автоматики имеют несколько исполнений (табл. IX.1). На лицевых панелях блоков расположены показывающие приборы, переключатели, сигнальные лампы, контрольные гнезда, позволяющие получать информацию о работе гидротурбинного оборудования и осуществлять управление отдельными устройствами. В настоящее время колонку автоматики выполняют с использованием бесконтактных элементов «Логика-Т». В дальнейшем намечается заменить их интегральными микросхемами.

Таблица IX.1. Сочетание блоков в различных исполнениях колонки автоматики

Наименование блока	Исполнение колонки					
	КА	КА-01	КА-02	КА-03	КА-04	КА-05
Блок питания	1	1	1	1	1	1
Блок аккумулятора	1	1				
Блок насоса МНУ	2	1				
Блок насосов МНУ		1				
Блок сливного бака и управления подкачкой воздуха	1	1				
Блок синхронного компенсатора			1	1	1	1
Блок контроля положения механизмов турбины			1	1	1	1
Блок контроля водяного подшипника			1	1		
Блок лекажного насоса			1		1	
Блок насосов турбины				1		1
Блок контроля масляного подшипника					1	1

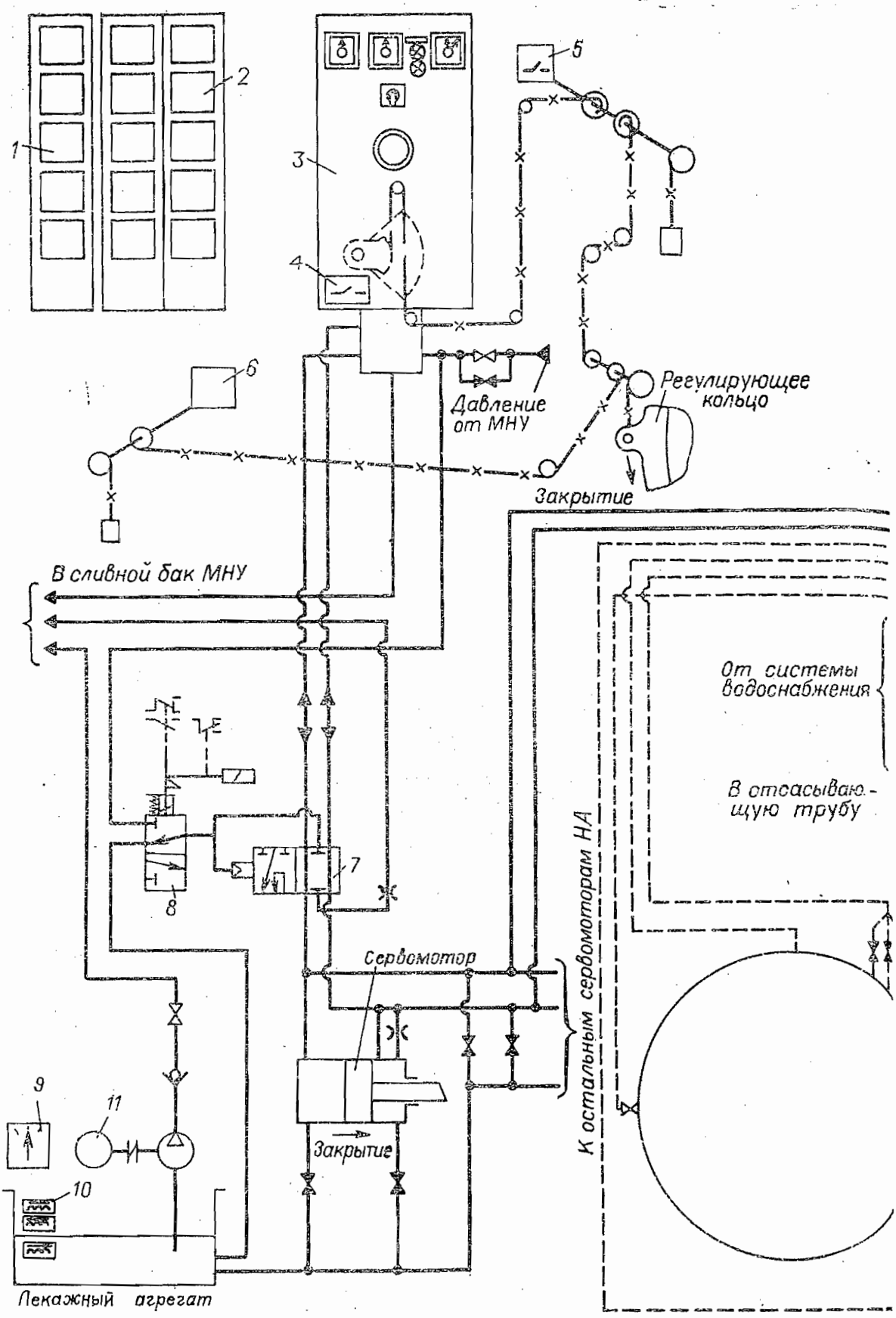
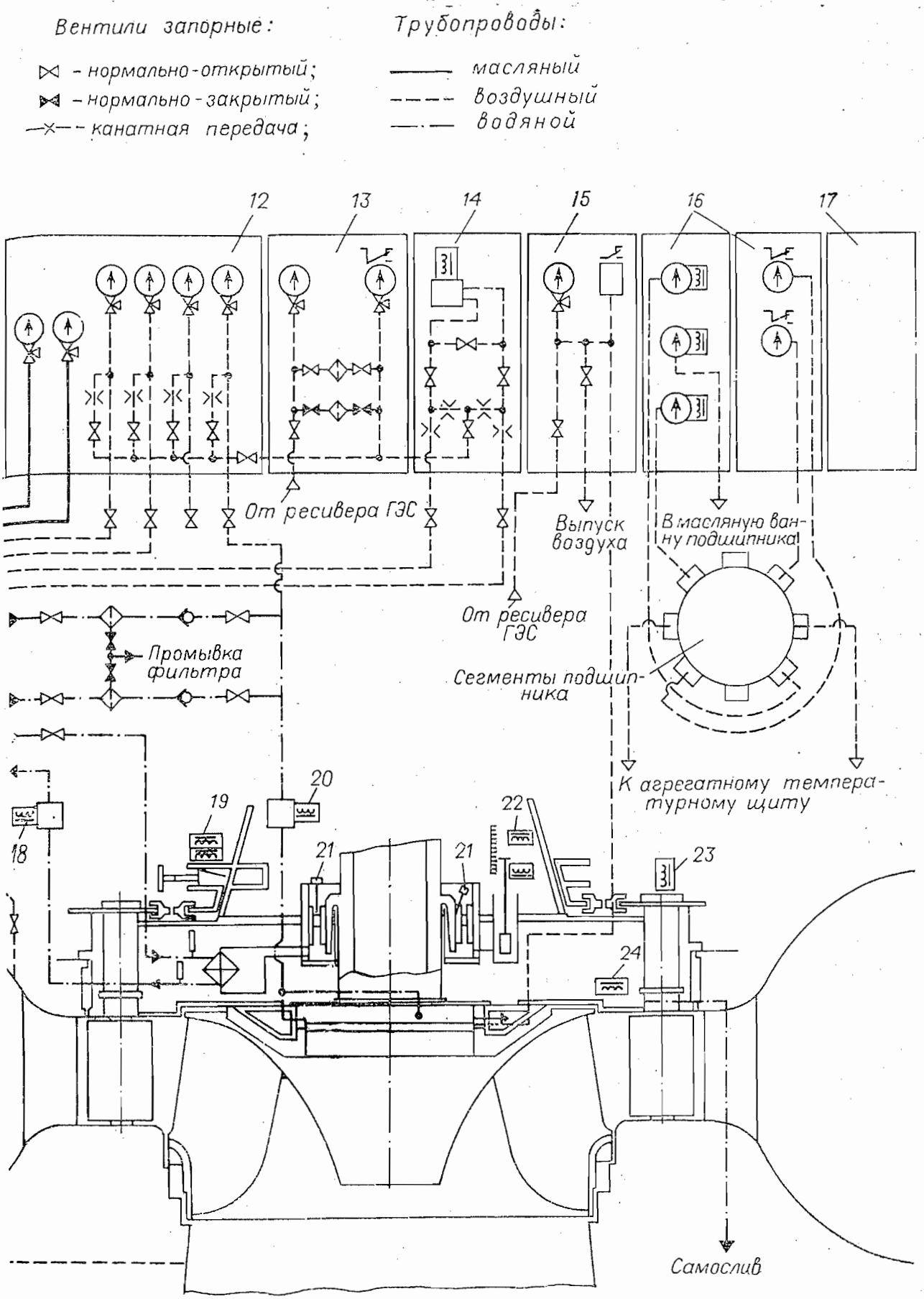


Рис. IX.1. Схема расположения

1 — колонка автоматики управления механизмами турбины; *2* — панель электрооборудова
5 — командоаппарат; *6* — электрический механизм обратной связи; *7* — золотник аварий
ника; *9* — ключ ручного управления лекажным агрегатом; *10* — датчик уровня лекажного
13 — щит воздушного питания; *14* — щит контроля расхода воды через турбину; *15* — щи
17 — клеммный шкаф турбины; *18* — датчик расхода воды маслоохладителя; *19* — датчик
противления подшипника; *22* — датчик уровня масла в ванне подшипника



устройств автоматики гидротурбины:

ния регулятора; *3* — гидромеханическая колонка регулятора; *4* — контакт обрыва троса; ного закрытия направляющего аппарата; *8* — клапан с электромагнитом аварийного золот- агрегата; *11* — электродвигатель лекажного агрегата; *12* — щит измерительных приборов; контроля давления в ремонтном уплотнении; *16* — щит контроля температуры подшипника; положения стопора; *20* — датчик расхода воды к уплотнению вала; *21* — термометры со- *23* — датчик среза пальцев; *24* — датчик уровня дренажной воды

IX.2. РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОТУРБИНЫ

Регулятор частоты вращения гидротурбины предназначен для автоматического регулирования частоты вращения и управления гидротурбинами всех типов, а также для регулирования активной мощности гидроагрегата. Регулятор обеспечивает устойчивое автоматическое регулирование гидроагрегата на холостом ходу, при работе на изолированную нагрузку и в мощную энергосистему, а также позволяет осуществлять автоматический пуск, остановку гидроагрегата и оптимальный процесс закрытия направляющего аппарата при сбросах нагрузки. Эти задачи могут выполняться как гидромеханическими, так и электрогидравлическими регуляторами.

В гидромеханических регуляторах функции измерения необходимых параметров и формирования стабилизирующих устройств осуществляют механические устройства, в электрогидравлических — электротехнические устройства. Гидромеханические регуляторы мало пригодны для реализации большого числа управляющих воздействий, а также для группового регулирования, имеющего большое значение для многоагрегатных ГЭС. В связи с этим в последние годы выпускают в основном электрогидравлические регуляторы, а не гидромеханические.

В состав электрогидравлических регуляторов входят панель электрооборудования, гидромеханическая колонка управления и механизм обратных связей. По назначению различают два исполнения регуляторов: ЭГР — для гидротурбин с одним регулирующим органом (без комбинатора); ЭГРК — для гидротурбин с двумя регулирующими органами (с комбинатором). При обозначении панели электрооборудования к шифру ЭГР добавляют специальные индексы, например 1Т или 2И: ЭГР-1Т или ЭРГ-2И, где 1Т означает первую модификацию панели с применением транзисторных усилителей, 2И — вторую модификацию панели с применением интегральных микросхем.

Гидромеханические колонки управления различаются модификациями (исполнениями) и диаметрами главных золотников: 70; 100; 150; 200; 250 мм. При обозначении типа гидромеханической колонки диаметр применяемого золотника и порядковый номер исполнения колонки указывают после шифров ЭГР или ЭГРК, например: гидромеханическая колонка ЭГР-150-5 или ЭГРК-200-6.

В целом электрогидравлический регулятор имеет, например, обозначение: ЭГР-1Т-150-5 или ЭГРК-2И-200-6. В обозначениях регулятора, где отсутствует указание модификации панели электрооборудования, электрическая часть регулятора в качестве усилителя имеет электронную лампу.

В табл. IX.2 приведены основные особенности модификаций электрогидравлических регуляторов.

Основные технические данные электрогидравлических регуляторов:

Диапазон действия механизма изменения частоты [1] (МИЧ)	±10 %
Диапазон действия механизма изменения мощности (МИМ)	0—100 %
Диапазон изменения статизма [1] b_p	0—10 %
Интенсивность изодромной обратной связи [1] b_t	0—100 %
Постоянная времени изодрома T_d	0—25 с
Постоянная времени ускорения T_n	0—1с
Регулируемая искусственно вводимая мертвая зона [1]	0—2 %
Минимальная мертвая зона [1]	0,025 %

[1] Указанные параметры даны в % от номинальной частоты вращения.

Функциональные схемы ЭГР

На рис. IX.2, *а* представлена схема регулятора с панелями ЭГР или ЭГР-М и колонками управления исполнений 2 или 4. Особенность этой схемы в том, что изодромная обратная связь и статизм взяты по положению сервомоторов направляющего аппарата. В качестве датчиков обратных связей использованы потенциометры или сельсины. Недостаток схемы — низкое быстродействие по каналу изменения мощности агрегата, так как реализация сигнала от МИМ связана с действием изодрома.

На рис. IX.2, *б* показана схема регулятора с панелью ЭГР-2М и колонкой управления исполнения 3. Здесь изодромная обратная связь и статизм взяты от промежуточного сервомотора. В качестве датчика обратной связи применен сельсин.

Таблица IX.2. Основные особенности модификаций электрогидравлических регуляторов

Обозначение регулятора	Электрическая часть		Гидромеханическая часть	
	Тип панели электрооборудования	Основные особенности	Тип гидромеханической колонки	Основные особенности
ЭГР-150	ЭГР	Усилитель выполнен с применением электронной лампы. Изодромная обратная связь и статизм взяты по положению направляющего аппарата. ЧЧЭ — контур *LC*. Изменение частоты и мощности осуществляется через МИЧ. Датчиками обратных связей являются потенциометры. Катушка ЭГП — двухобмоточная (с пятью выводами). Схема управления по напору выполнена с применением электронного усилителя	ЭГР-150	ЭГП — гильзового типа *1. Потенциометры обратной связи — внутри колонки. Пуск и остановка — через МОО
ЭГР-100-3; ЭГР-150-3			ЭГР-100-3; ЭГР-150-3	То же, что и для колонки ЭГР-150. Противоразгонная защита с применением масляного катаракта. Механическое ограничение открытия направляющего аппарата по напору. ЭГП — типа сопло-заслонка
ЭГРК-100; ЭГРК-150			ЭГРК-100; ЭГРК-150	То же, что и для колонки ЭГР-150-3. Механизм управления комбинатором — с применением гидроусилителя. Управление лопастями рабочего колеса — с помощью электродвигателя
ЭГР-М-100-3; ЭГР-М-150-3	ЭГР-М	Выявительная часть выполнена с применением магнитных усилителей (ТУМ). В качестве датчиков обратных связей от направляющего аппарата применены сельсины. Катушка ЭГП — однообмоточная. Схема управления по напору выполнена на транзисторах ЧЧЭ — контур *LC*. Изменение частоты и мощности осуществляется через МИЧ. Сигнал управления от МИМ подается через изодром *2	ЭГР-100-3; ЭГР-150-3	То же, что и для колонок ЭГР-100-3 и ЭГР-150-3. Механизм обратных связей с сельсинами установлен в колонке
ЭГРК-М-100-3; ЭГРК-М-150-3			ЭГРК-100-3; ЭГРК-150-3	Применены типовые узлы и механизмы колонки ЭГР-100-3. Лопасти рабочего колеса управляются электродвигателем. Пуск и остановка — через МОО

Продолжение табл. IX.2

Обозначение регулятора	Электрическая часть		Гидромеханическая часть	
	Тип панели электрооборудования	Основные особенности	Тип гидромеханической колонки	Основные особенности
ЭГРК-2М-200-3; ЭГРК-2М-250-3	ЭГР-2М	Выявитель выполнен с применением специальных магнитных усилителей (с пермаллоевыми сердечниками). Усилитель имеет динамическую коррекцию. Регулятор имеет два механизма: МИЧ и МИМ. Сигнал управления от МИМ подается через изодром. Датчики обратных связей — сельсины. Изодромная обратная связь и статизм взяты по положению направляющего аппарата *4	ЭГРК-200-3; ЭГРК-250-3	Наличие промежуточного сервомотора. Механизм программного закрытия с электромагнитом. Лопасти рабочего колеса управляются гидромеханическим устройством. Имеется механизм *3 ограничения открытия направляющего аппарата по высоте отсасывания H_S. Пуск и остановка через МОО. Контроль давления масла перед ЭГП. Показания приборов колонки дублируются сельсинами
ЭГР-2М-100-4; ЭГР-2М-150-4			ЭГР-100-4; ЭГР-150-4	То же, что и для колонок ЭГР-100-3 и ЭГР-150-3. Механизм ограничения по напору — с сельсином обратной связи. Противоразгонная защита с применением контакта на главном золотнике. Применены типовые механизмы колонки ЭГРК-250-3 (МОО, фильтр, указатели и др.). Контроль давления масла перед ЭГП
ЭГРК-2М-100-4; ЭГРК-2М-150-4			ЭГРК-100-4; ЭГРК-150-4	То же, что и для колонок ЭГРК-100-3 и ЭГРК-150-3. Механизм программного закрытия с электромагнитом. Лопасти управляются с помощью гидромеханических устройств. Применены типовые узлы и механизмы колонки ЭГРК-250-3

Продолжение табл. IX.2

Обозначение регулятора	Электрическая часть		Гидромеханическая часть	
	Тип панели электрооборудования	Основные особенности	Тип гидромеханической колонки	Основные особенности
ЭГР-1Т-100-4; ЭГР-1Т-150-4	ЭГР-1Т	Формирование сигнала регулирования по ПИД-закону. Электрический интегратор имеет транзисторный усилитель (УПД-2). Имеется устройство автоматической подгонки частоты. Предусмотрено введение зоны нечувствительности. Сигнал от МИМ подается на вход следящей системы. Датчиками обратных связей от направляющего аппарата являются вращающиеся трансформаторы. Блочно-модульное исполнение панели (с печатным монтажом модулей). Механизмы МИЧ и МИМ расположены в панели электрооборудования. Электрический усилитель выполнен с использованием принципа широтно-импульсной модуляции	ЭГР-100-4; ЭГР-150-4	То же самое, что и в регуляторах ЭГР-2М-100-4 и ЭГР-2М-150-4. Механизм обратных связей с вращающимися трансформаторами вынесен из колонки управления. Показания приборов колонки дублируются потенциометрами. Механизмы МИЧ и МИМ вынесены из колонки управления. Механизм ограничения направляющего аппарата по напору — с потенциометром в обратной связи
ЭГРК-1Т-100-4; ЭГРК-1Т-150-4			ЭГРК-100-4; ЭГРК-150-4 *[5]	То же самое, что в регуляторах ЭГРК-2М-100-4 и ЭГРК-2М-150-4. Механизм обратных связей с вращающимися трансформаторами вынесен из колонки управления. Показания приборов дублируются потенциометрами
ЭГРК-1Т-150-5			ЭГРК-150-5	То же, что и для колонки ЭГРК-150-4. Пуск и остановка — с применением соленоидов и МОО. Имеется механизм холостого хода с коррекцией открытия по напору. Наличие фиксатора. Механизм программного закрытия отсутствует. Лопасти рабочего колеса управляются с применением соленоида. Имеется телефон. Конструкция механизма управления комбинатором содержит два клина для коррекции и ограничения по напору
ЭГРК-1Т-200-6			ЭГРК-200-6	То же, что и для колонки ЭГРК-150-5. Имеется механизм программного закрытия с воздействием на лопасти рабочего колеса
ЭГР-1Т-100-5			ЭГР-100-5	То же, что и для колонки ЭГР-100-4. Пуск и остановка — с применением соленоида и МОО. Имеется механизм холостого хода с коррекцией открытия по напору. В конструкции механизма ограничения по напору предусмотрено два кулачка. Имеется телефон

Продолжение табл. IX.2

Обозначение регулятора	Электрическая часть		Гидромеханическая часть	
	Тип панели электрооборудования	Основные особенности	Тип гидромеханической колонки	Основные особенности
ЭГР-2И-10-7 *6	ЭГР-2И	То же, что и для панели ЭГР-1Т. Усилитель — с применением интегральных микросхем. Регулятор управляется с применением бесконтактных элементов «Логика-Т». Командоаппарат построен на электронном принципе. Имеется электронное реле частоты вращения. ЧЧЭ содержит интегратор, управляемый частотой вращения агрегата	ЭГР-10-7	Колонки управления на давление 6,3 МПа. ЭГП — с электрической обратной связью. Пуск и остановка — с применением соленоидов. Наличие механизма холостого хода с коррекцией открытия по напору. Имеется фиксатор. Главный золотник диаметром 10 мм совмещен в одном корпусе с аварийным золотником. Имеется телефон
ЭГР-2И1-10-8 *7	ЭГР-2И1	То же, что и для панели ЭГР-2И. Статизм по открытию направляющего аппарата или по мощности. Безмоторные МИЧ и МИМ. Двухполярный усилитель с широтно-импульсной модуляцией. Отсутствует реле частоты вращения. Релейная схема автоматики выполнена на электромагнитных реле. Сигнал управления от МИМ подается через изодром	ЭГР-10-8	То же, что и для колонки ЭГР-10-7. Отсутствует механизм холостого хода. Имеется механизм ограничения открытия направляющего аппарата (соленоидный) для насосного режима. Пуск через ЭГП в турбинном режиме. ЭГП — с электрической обратной связью. Пуск и остановка — через ЭГП. МОО является элементом ручного управления и защиты
ЭГР-2И1-100-11; ЭГР-2И1-150-11			ЭГР-100-11; ЭГР-150-11	
ЭГРК-2И1-100-4; ЭГРК-2И1-150-4			ЭГРК-100-4; ЭГРК-150-4	То же, что и для колонок ЭГРК-100-4 и ЭГРК-150-4. Лопасти рабочего колеса управляются с помощью соленоида. Отсутствует контроль давления перед ЭГП

*1 На некоторых ГЭС ЭГП гильзового типа заменены на ЭГП типа сопло-заслонка.
*2 Только в последних модификациях панели ЭГР-М.
*3 В колонке ЭГРК-200-3 этот механизм отсутствует.
*4 В регуляторах ЭГРК-2М-200-3 и ЭГРК-2М-250-3 изодромная обратная связь и статизм взяты от промежуточного сервомотора.
*5 В последних модификациях колонок ЭГРК-150-4 лопасти рабочего колеса управляются соленоидом.
*6 Регулятор предназначен для управления радиально-осевой гидротурбиной, имеющей направляющий аппарат с индивидуальными сервомоторами.
*7 Регулятор предназначен для управления насос-турбиной, имеющей направляющий аппарат с индивидуальными сервомоторами.

Схема выполнена со следящей гидромеханической системой, имеющей малую постоянную времени, практически не оказывающую влияния на динамику регулирования. Высокое быстродействие системы по управляющему воздействию от МИМ достигается тем, что сигнал от МИМ помимо прямого канала подается на изодром, чем компенсируется влияние последнего на скорость реализации командного сигнала.

На рис. IX.2, *в* дана схема регулятора с панелями ЭРГ-1Т или ЭГР-2И и колонками управления исполнений 4, 5 или 6. Для этой схемы характерно наличие электрического интегратора, с выхода которого взяты изодромная обратная связь и статизм. Гидромеханическая часть является следящей системой. В качестве датчика обратной связи по положению сервомотора направляющего аппарата применен

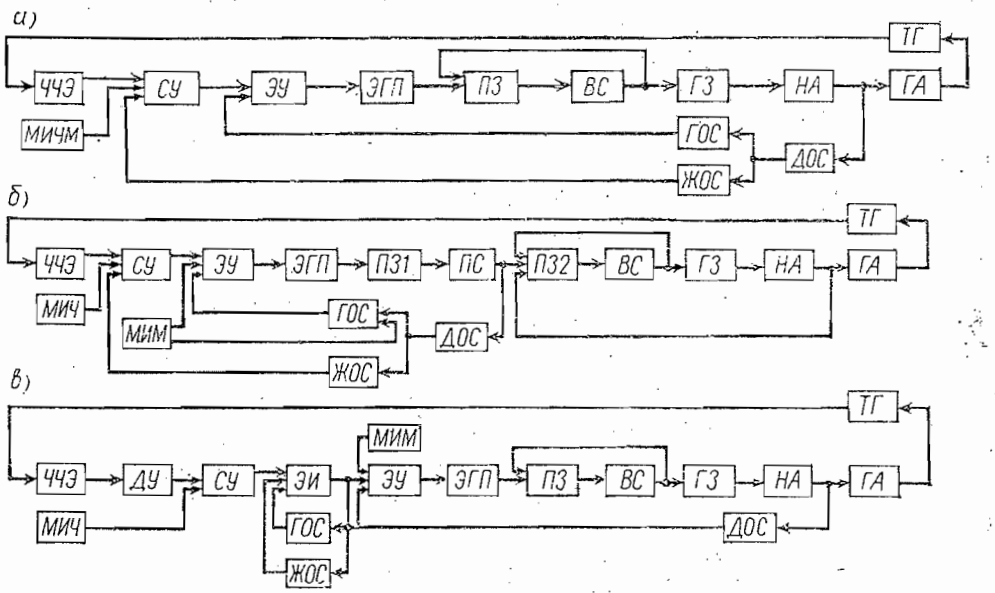


Рис. IX.2. Функциональные схемы ЭГР

поворотный трансформатор. Высокое быстродействие со стороны МИМ обеспечивается тем, что сигнал управления подается непосредственно на вход следящей системы. Благодаря этому реализация управляющих воздействий не зависит от выбранных параметров статизма и изодрома. В отличие от рассмотренных выше схем в регуляторе предусмотрена возможность введения ускорения, что обеспечивает формирование сигнала по ПИД-закону.

Панель электрооборудования

Панель электрооборудования является составной частью электрогидравлического регулятора и предназначена для выполнения следующих функций: измерения частоты вращения гидроагрегата; формирования сигнала регулирования; суммирования и преобразования сигналов управления и сигналов обратных связей; усиления основного сигнала регулирования до уровня, необходимого для управления ЭГП; автоматического переключения цепей регулятора при изменении режимов работы гидроагрегата.

Панели электрооборудования одинаковы для всех типов регуляторов и отличаются только типом используемых в них электрических элементов, обеспечивающих выполнение перечисленных выше функций. Панели ЭГР в качестве усилителя имеют электронную лампу 6Н1П, в панелях ЭГР-М использованы магнитные усилители типа ТУМ, в панелях ЭГР-2М — специальные магнитные усилители с пермаллоевыми сердечниками, в панелях ЭГР-1Т — транзисторные усилители типа УПД, а в панелях ЭГР-2И — интегральные микросхемы.

В настоящее время серийно выпускают панели ЭГР-1Т и ЭГР-2И. В панелях ЭГР-1Т схема управления регулятором выполнена на электромагнитных реле, в панелях ЭГР-2И — на бесконтактных элементах «Логика-Т».

Панель ЭГР-1Т представляет собой двухсекционную стойку размерами 570 × × 540 × 2285 мм. В каждой секции установлено по пять блоков. В нижней части панели расположен клеммник для подключения внешнего кабеля, который подводят через специальное отверстие в днище панели. В нижней части также установлены

механизмы изменения частоты и мощности, автомат защиты тахогенератора от перегрузок, трансформатор для подгонки напряжения тахогенератора. Нижняя часть панели закрыта съемными листами из тонколистовой стали с жалюзи для естественной вентиляции.

Лицевые стороны блоков, образующие основную часть фасада панели электрооборудования, имеют сигнальные лампы и контрольные гнезда для подключения измерительных приборов. Таких блоков восемь. Еще два блока имеют на лицевых сторонах только контрольно-измерительные приборы, которые показывают следующие параметры: частоту вращения агрегата (электротахометр); открытие направляющего аппарата; положение механизма ограничения открытия; давление масла в системе регулирования; величину сигнала индивидуального регулирования; величину сигнала группового регулирования.

В качестве указателей применены узкопрофильные приборы, имеющие цветовые светофильтры. Под приборами установлены ключи управления механизмами изменения частоты и мощности и механизмом ограничения открытия направляющего аппарата.

Задняя часть панели закрыта двумя одностворчатыми дверьми шириной 500 мм, за которыми расположены жгуты проводов межблочных соединений и органы настройки регулятора. Блоки снабжены штепсельными разъемами. Внутри блоков расположены специальные направляющие для установки субблоков с электрическими элементами. Субблоки также имеют штепсельные разъемы. Элементы в субблоке соединяются печатным монтажом.

Панель ЭГР-2И конструктивно выполнена аналогично.

Органы управления регулятором

Для обеспечения работы агрегата в режиме индивидуального регулирования в панели расположены следующие электрические устройства управления и настройки: МИЧ, позволяющий изменять скорость вращения агрегата при его работе на холостом ходу; МИМ, позволяющий изменять мощность агрегата при работе его под нагрузкой; механизм изменения статизма, позволяющий изменять статизм регулятора; изодромное устройство, служащее для раздельной настройки параметров при работе агрегата на холостом ходу и под нагрузкой (при переходе агрегата из режима холостого хода в режим нагрузки обеспечивается автоматическое переключение выбранных уставок изодрома); устройство для введения производной сигнала по частоте (ускорения); устройство для искусственного введения регулируемой мертвой зоны; устройство для перевода гидроагрегата в режим группового регулирования.

МИЧ и МИМ содержат сельсин и электродвигатель для дистанционного воздействия. Управление частотой на холостом ходу и мощностью под нагрузкой производится от одного ключа.

Для обеспечения нормальной работы регулятора с панелью ЭГР-1Т используются источники питания, приведенные в табл. IX.3. Кроме того, для обеспечения автоматической подгонки частоты генератора к частоте сети к панели подводят переменный ток напряжением 100 В от измерительного трансформатора напряжения шин ГЭС (потребляемая мощность не более 10 В·А).

Таблица IX.3. Характеристики источников питания панели ЭГР-1Т

Источник питания	Потребляемая мощность, не более	Напряжение, В	Нагрузка
Тахогенератор (ТГ)	100 В·А	~110 (линейное) ~63,5 (фазное)	Основные цепи регулятора Реле оборотов, электротахометр
Сеть оперативного тока ГЭС (ОТ)	110 Вт	—220 (—125)	Цепи автоматики
Сеть собственных нужд ГЭС (СН)	100 В·А	~220	Вспомогательные цепи

Регулятор с панелью ЭГР-2И не требует тахогенератора, так как для питания панели служит переменный ток напряжением 220 В с резервированием от напряжения оперативного тока 220 В. В этом случае сигнал на ЧЧЭ, измеряющий отклонения частоты генератора от номинального значения, подается от измерительного трансформатора напряжения главного генератора (100 В, потребляемая мощность 10 В·А).

Электрическая схема регулятора

Выявительная часть. На рис. IX.3 показана принципиальная электрическая схема серийного регулятора с панелью ЭГР-1Т. Питание панели электрооборудования осуществляется от тахогенератора переменного тока с постоянными магнитами, установленного на валу гидроагрегата. Автотрансформатор позволяет подобрать напряжение на входе преобразователя напряжения тахогенератора в том случае, когда линейное напряжение тахогенератора отличается от нормального. Напряжение тахогенератора контролирует реле *Р21*. Преобразователь напряжения тахогенератора формирует необходимые напряжения переменного и постоянного тока для питания основных цепей регулятора.

Через преобразователь напряжения сети собственных нужд осуществляется питание элементов автоматической настройки по напору (~24 В), дистанционных указателей (—22 В), ламп освещения узкопрофильных приборов (~6,3 В), цепей автоматики (—24 В) и др.

Частотно-чувствительный элемент представляет собой резонансный *LC*-контур с демодулятором. Элемент ЧЧЭ-1 выполняет функцию измерения стклонения частоты вращения агрегата от номинального значения. Выходной сигнал с ЧЧЭ-1 поступает к устройству, служащему для получения увеличенной зоны нечувствительности регулятора. Наличие такого устройства позволяет при необходимости устранить реагирование системы регулирования на небольшие отклонения частоты сети в энергосистеме и тем самым уменьшить износ гидромеханических устройств системы регулирования. Далее сигнал через дифференцирующий *RC*-контур, создающий воздействие по ускорению, поступает на вход интегрирующего усилителя. Постоянную времени дифференцирующей цепи изменяют с помощью четырех ключей. Каждый из ключей включает определенный конденсатор, обеспечивающий изменение постоянной времени T_n на 0,25 с.

Транзисторный усилитель, имеющий достаточно большой коэффициент усиления, охвачен емкостной обратной связью. Таким образом, он превращается в электрический интегратор (ЭИ), выполняющий функцию, аналогичную гидравлическому сервомотору. По выходному напряжению интегрирующего усилителя взяты изодромная обратная связь и статизм. Контакты реле *Р15* служат для переключения уставок изодрома при включении агрегата под нагрузку. На вход ЭИ подается сигнал по частоте и управляющий сигнал от МИЧ через контакт реле *Р18*.

Выходной сигнал ЭИ поступает на вход усилителя мощности. На вход этого усилителя подаются также сигналы от МИМ и от датчика обратной связи направляющего аппарата.

Сигнал МИМ снимается с роторных обмоток сельсина и выпрямляется фазочувствительным демодулятором. На вход демодулятора включен прибор, показывающий сигнал МИМ. Для контроля крайних положений МИМ служат реле *Р24* и *Р25*.

Сигнал обратной связи формируется вращающимся трансформатором *ВТ801*, ротор которого связан с сервомотором направляющего аппарата.

Суммарный электрический сигнал регулирования, усиленный до необходимой мощности выходным усилителем, поступает на катушку ЭГП.

При переводе регулятора в режим группового регулирования на вход усилителя мощности поступают сигналы от задатчика группового регулирования (ЗГР) и от датчика положения направляющего аппарата. Сигнал от ЗГР подается также на прибор. В режиме группового регулирования интегрирующий усилитель отключают.

Для исключения возможных толчков в системе регулирования, связанных с несоответствием переключаемых сигналов, в режиме группового регулирования предусмотрено непрерывное слежение сигнала МИМ за сигналом от ЗГР. При этом на входе вспомогательного усилителя следящей системы поступают сигналы от сельсина МИМ, ЗГР и интегрирующего усилителя. Усиленный суммарный сигнал

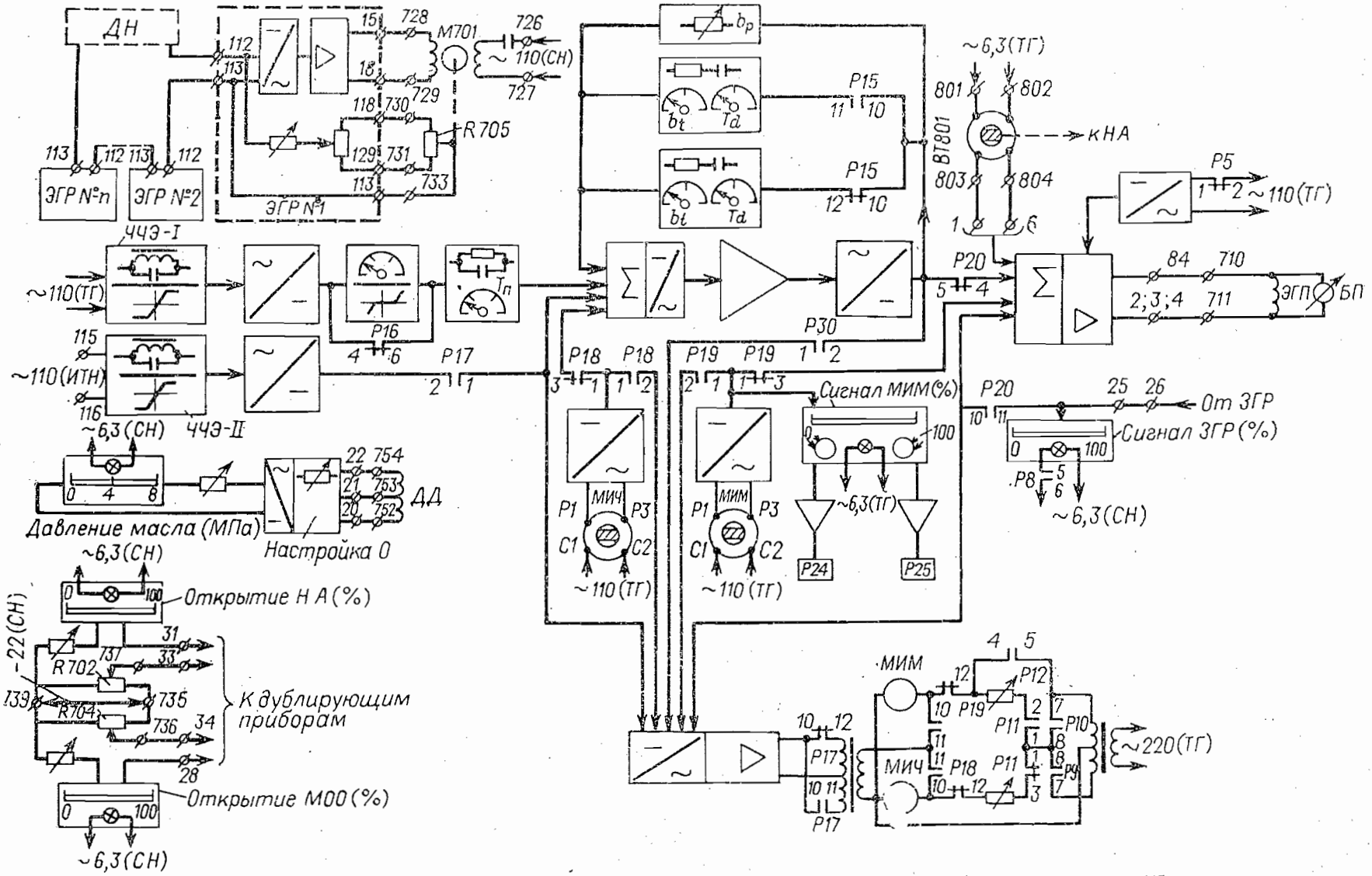


Рис. IX.3. Электрическая схема выявительной части регулятора с панелью ЭГР-1Т:

БП — балансный прибор; *ВТ* — вращающийся трансформатор; *ДН* — датчик напора; *ЗГР* — задатчик группового регулирования; *ИТН* — измерительный трансформатор напряжения; *ПНСН, ПНТГ* — преобразователи напряжения собственных нужд и тахогенератора соответственно; *Р1—Р30* — реле панели; *ДД, МИМ, МИЧ, НА, ТГ, ЭГП* — см. список принятых сокращений

вания; *ИТ* — измерительный трансформатор напряжения; *ДД, МИМ, МИЧ, НА, ТГ, ЭГП* — см. список принятых сокращений и тахогенератора соответственно; *Р1—Р30* — реле панели; *ДД, МИМ, МИЧ, НА, ТГ, ЭГП* — см. список принятых сокращений

поступает в обмотку управления двигателя МИМ. Двигатель вращается до тех пор, пока суммарный сигнал не станет равным нулю. Последнее означает, что при переключении с группового регулирования на индивидуальное сумма сигналов на входе выходного усилителя не изменится и, следовательно, толчка мощности не произойдет.

Устройство автоматической подгонки частоты вращения агрегата к частоте сети содержит второй частотно-чувствительный элемент (*ЧЧЭ-II*), аналогичный первому и подключенный к измерительному трансформатору напряжения сети, с которой синхронизируется агрегат.

При включении автоподгонки на вход ЭИ контакты реле *Р17* включают сигнал *ЧЧЭ-II*, а контакты реле *Р18* отключают сигнал МИЧ. Настройкой *ЧЧЭ-II* можно получить необходимое для синхронизации скольжение. МИЧ при автоподгонке включается в режим слежения, чтобы избежать толчка в системе регулирования из-за несоответствия переключаемых сигналов при включении выключателя генератора.

На схеме показано также устройство для автоматической настройки кулачка комбинатора по напору для регуляторов ЭГРК. Это же устройство выполняет функцию ограничения открытия направляющего аппарата по напору для регуляторов ЭГР.

С выхода общестанционного датчика напора сигнал, пропорциональный отклонению напора, подается на последовательно соединенные входные цепи устройств автоматической настройки по напору. Поданный сигнал в каждом из блоков преобразуется, усиливается и поступает на обмотку управления электродвигателя *М701*. Электродвигатель перемещает кулачок комбинатора или клин ограничителя открытия и одновременно движок потенциометра *R705*, обеспечивая, таким образом, сигнал обратной связи по положению механизма. Перемещение механизма происходит до тех пор, пока напряжение, снимаемое с движка потенциометра, не скомпенсирует напряжение, полученное от датчика напора. Это соответствует определенному для данного напора положению механизма.

Релейная часть. Релейная часть (рис. IX.4) обеспечивает необходимую последовательность действия механизмов регулятора при автоматическом пуске агрегата, нормальной остановке, при переводе в режим синхронного компенсатора, а также при сбросах нагрузки (в случае нормального действия регулятора и при его неисправности).

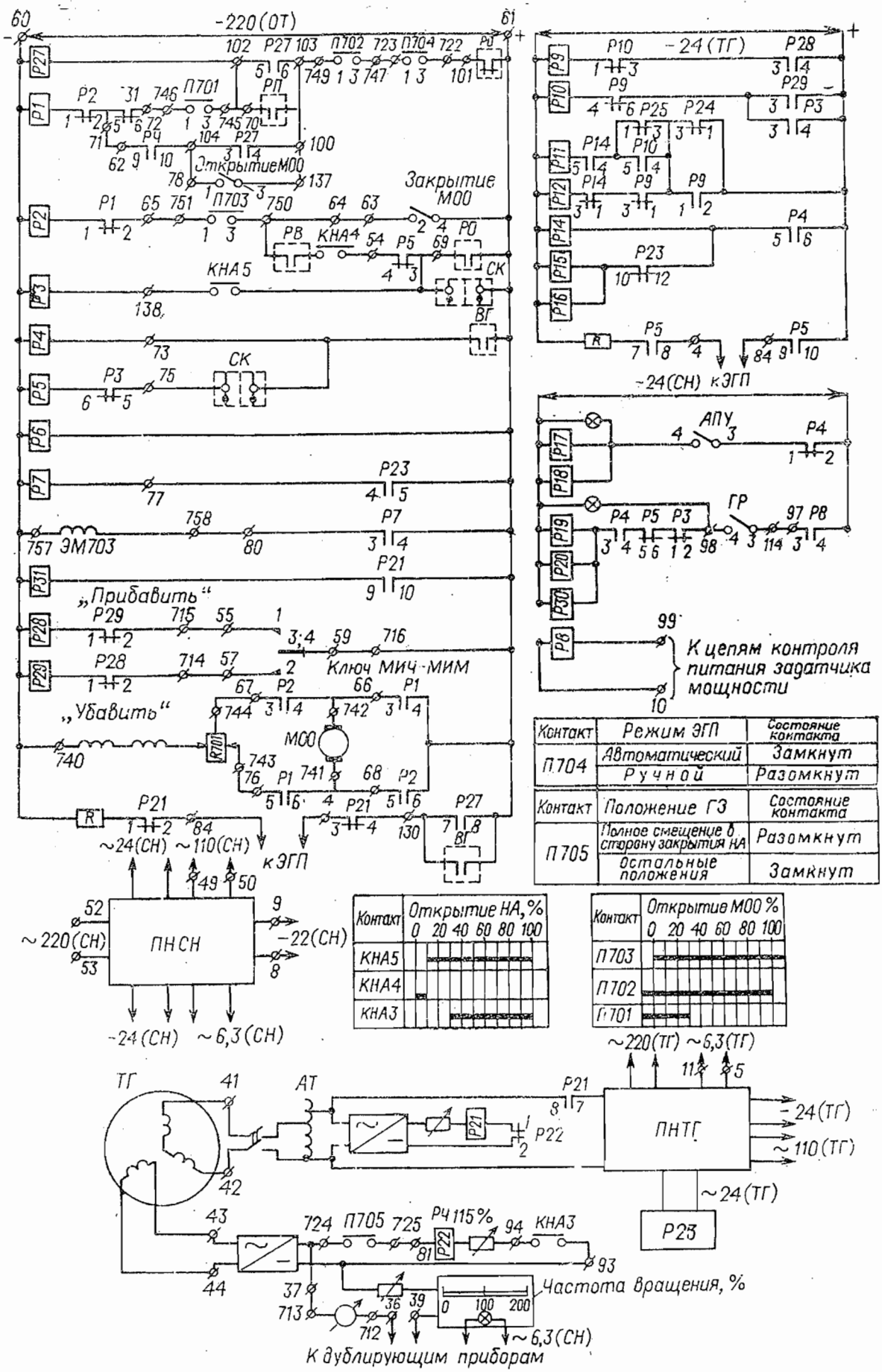
При *автоматическом пуске* после подачи импульса от контакта реле пуска срабатывает реле *Р1* и включает электродвигатель МОО на открытие. Ограничитель отходит до положения, соответствующего пусковому открытию, определяемому настройкой переключателя *П701*. Одновременно с движением МОО под действием сигнала в катушке ЭГП направляющий аппарат открывается и, когда открытие достигает пускового значения, останавливается. Агрегат начинает вращаться. При достижении 80 % от номинальной частоты вращения срабатывает реле *Р21*, которое переключает регулятор в режим автоматического управления, направляющий аппарат устанавливается на открытие холостого хода, а частота вращения почти достигает номинального значения.

Для гидромеханических колонок исполнений 5 и 6, имеющих электромагниты пуска и остановки, холостого хода и другие, в панели регулятора предусмотрены соответствующие реле, обеспечивающие управление этими электромагнитами.

Автоматический пуск агрегата с регуляторами ЭГРК осуществляется аналогично. Лопасти рабочего колеса управляются гидравлическим путем или через специальный электромагнит разворота лопастей.

В случае, когда автоподгонка не включена, изменение частоты вращения агрегата при его работе на холостом ходу осуществляется ключом МИЧ—МИМ путем воздействия на реле *Р28* в сторону «Прибавить» и на реле *Р29* в сторону «Убавить». При наличии автосинхронизатора соответствующие импульсы в сторону увеличения или уменьшения частоты также подаются через реле *Р28* и *Р29*.

После завершения процесса синхронизации и включения агрегата в сеть срабатывает реле *Р4* и своими контактами включает реле *Р1*, что вызывает перемещение МОО в положение полного открытия до отключения электродвигателя переключателем *П702*. При включении реле *Р4* воздействие от ключа МИЧ—МИМ переводится с электродвигателя МИЧ на электродвигатель МИМ, чем обеспечивается управление мощностью агрегата под нагрузкой.



Контакт	Режим ЭГП	Состояние контакта
П704	Автоматический	Замкнут
	Ручной	Разомкнут

Контакт	Положение ГЗ	Состояние контакта
П705	Полное смещение в сторону закрытия НА	Разомкнут
	остальные положения	Замкнут

Контакт	Открытие НА, % 0 20 40 60 80 100
КНА5	
КНА4	
КНА3	

Контакт	Открытие МОО % 0 20 40 60 80 100
П703	
П702	
П701	

Рис. IX.4. Электрическая схема релейной части регулятора с панелью ЭГР-1Т:

АПЧ — устройство автоматической подгонки частоты; *АТ* — автотрансформатор; *ВГ* — выключатель генератора; *ГР* — групповое регулирование; *КНА* — контакт командоаппарата; *ПНСН, ПНТГ* — преобразователи напряжения собственных нужд и тахогенератора соответственно; *П701—П703* — контакты МОО; *П704* — контакт ЭГП; *П705* — контакт ГЗ; *РВ* — реле времени; *РО* — реле оборотов; *РП* — реле пуска; *РЧ* — реле частоты; *Р1—Р30* — реле панели; *СК* — синхронный компенсатор; *ЭМ* — электромагнит; *МИМ, МИЧ, МОО, НА, ТГ, ЭГП* — см. список принятых сокращений

При *нормальной автоматической остановке агрегата* после подачи импульса от контакта реле остановки срабатывает промежуточное реле *Р3* и своим контактом включает реле *Р10*. Двигатель МИМ и, следовательно, направляющий аппарат перемещаются до положения холостого хода. При достижении МИМ положения холостого хода срабатывает реле *Р24*, контакт которого отключает реле *Р12*. Электродвигатель МИМ отключается. Электродвигатель МОО включается контактом командоаппарата *КНА4* только при достижении направляющим аппаратом открытия, близкого к значению холостого хода, что обеспечивает медленную разгрузку агрегата через МИМ во всем диапазоне мощности агрегата от максимального значения до нуля. Электродвигатель МОО полностью закрывает направляющий аппарат.

Для колонок ЭГРК исполнения 4 при полном закрытии направляющего аппарата за счет действия гидромеханической части регулятора обеспечивается разворот лопастей рабочего колеса на пусковой угол.

Для колонок ЭГРК исполнения 6 лопасти рабочего колеса разворачиваются на пусковой угол с помощью специального электромагнита разворота лопастей.

В *режим синхронного компенсатора* агрегат переводится ключом *СК*. При этом включается реле *Р5*, которое переводит МИМ в положение холостого хода, отключает питание выходного усилителя и включает сигнал на катушку ЭГП в сторону закрытия, что вызывает полное закрытие направляющего аппарата.

При *сбросе нагрузки* (отключении генераторного выключателя *ВГ*) система регулирования перемещает направляющий аппарат в сторону закрытия с максимальной расчетной скоростью. Одновременно через реле *Р4*, *Р14* и *Р12* обеспечивается перемещение МИМ в положение холостого хода. По окончании переходного процесса направляющий аппарат устанавливается на открытие холостого хода, а частота вращения приближается к номинальному значению.

В регуляторе ЭГРК предусмотрено программное закрытие направляющего аппарата. Электромагнит *ЭМ703*, который включается контактом реле *Р7*, воздействует через гидромеханическую часть регулятора на перемещение направляющего аппарата в сторону закрытия независимо от сигнала электрической части регулятора. Направляющий аппарат закрывается до положения, определяемого заранее заданной уставкой. Одновременно лопасти разворачиваются на пусковой угол. При достижении номинальной частоты вращения отключаются реле *Р23* и *Р7*, с *ЭМ703* снимается напряжение, регулятор переводится в режим автоматического управления: направляющий аппарат устанавливается на открытии холостого хода, восстанавливается комбинаторная зависимость.

При *сбросе нагрузки в случае неисправности автоматической части регулятора* не происходит движения направляющего аппарата на закрытие. Это выявляет контакт *П705*, который остается замкнутым. При достижении 115 % от номинальной частоты вращения срабатывает реле *Р22* и включает электромагнит аварийного золотника. Направляющий аппарат перемещается в сторону закрытия, и при достижении заданного значения открытия контакт командоаппарата включает электромагнит программного аварийного закрытия, чем обеспечивается замедление скорости движения направляющего аппарата.

В настоящее время ведутся работы по совершенствованию электрической части регулятора: по созданию электрического комбинатора, переводу выявительной части на максимальное использование интегральных микросхем, по разработке бесконтактной схемы управления регулятором на интегральных микросхемах и др.

Гидромеханическая колонка управления

Гидромеханическая колонка управления предназначена для преобразования электрических сигналов, поступающих от панели электрооборудования, в поступательные перемещения сервомоторов регулирующих органов, а также для осуществления ручного управления гидротурбиной.

В зависимости от работоспособности сервомоторов регулирующих органов турбины главные золотники гидромеханических колонок управления (как ЭГР, так и ЭГРК) имеют различные типоразмеры. Блоки золотников диаметрами 100 и 150 мм крепят к колонке снизу. Блоки золотников диаметрами 200 и 250 мм устанавливают на специальной фундаментной раме под колонкой управления и соединяют с ней соответствующими тягами и маслопроводами.

ВГ — доапатора г ГЗ; *Р1* — *МИЧ*,

Главные распределительные золотники гидромеханической колонки управления связаны трубопроводами с МНУ и сервомоторами регулирующих органов турбины.

Гидромеханическая колонка управления электрическими кабелями соединена с панелью электрооборудования. Кабели к колонке управления подводят снизу.

С помощью тросовых передач гидромеханическая колонка соединена с сервомоторами направляющего аппарата и рабочего колеса, что обеспечивает механическую обратную связь при ручном управлении, а также в режимах пуска и остановки. Для автоматического регулирования обратная связь выполнена электрической.

Гидромеханическая колонка управления обеспечивает нормальную работу системы регулирования при номинальном давлении масла 2,5 и 4,0 МПа.

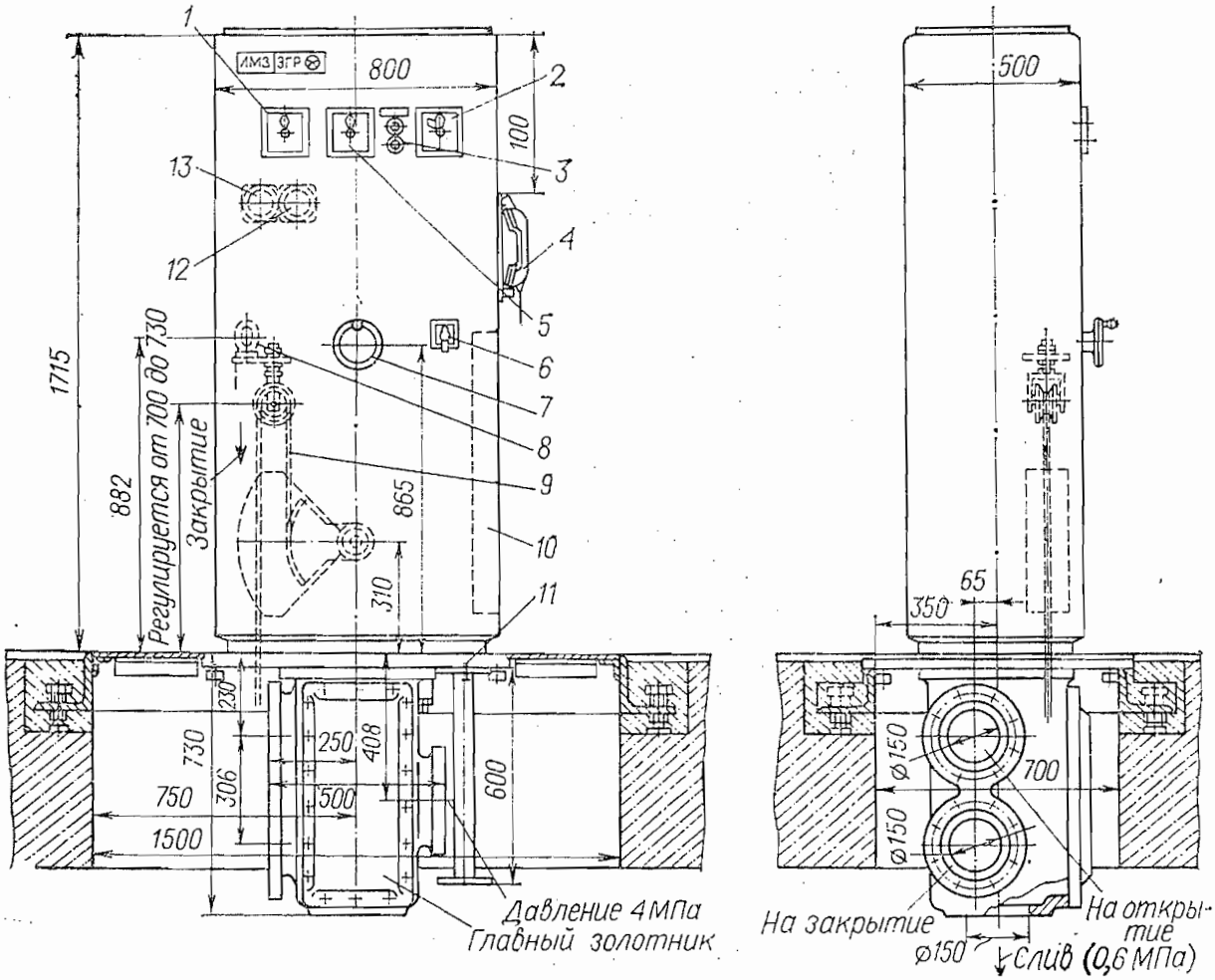


Рис. IX.5. Колонка управления ЭГР

В системах регулирования гидротурбин Саяно-Шушенской ГЭС и насос-турбин Загорской ГАЭС, где лопатки направляющего аппарата управляются с помощью индивидуальных сервомоторов, принято давление масла 6,3 МПа. Для этих агрегатов созданы специальные регуляторы ЭГР-2И-10-7 и ЭГР-2И1-10-8.

Гидромеханическая колонка управления ЭГР. *Конструктивно* колонка управления ЭГР (рис. IX.5) представляет собой металлический шкаф с одной дверью в задней стенке.

На лицевой стенке расположены следующие контрольно-измерительные приборы и указатели: главный указатель *2*, показывающий открытие направляющего аппарата и положение механизма ограничения открытия; электротахометр *1*, показывающий частоту вращения турбины; балансный прибор *5*, показывающий величину и направление управляющего тока в катушке магнитоэлектрического преобразователя и позволяющий сбалансировать сигнал обратной связи от направляющего аппарата с сигналом управления для обеспечения перевода режимов работы регулятора из ручного в автоматический и обратно без толчка направляющего аппарата; сигнальные лампы *3*, показывающие положение стопора направляющего аппарата. На лицевой стенке находятся также маховичок *7* МОО и ключ *6* МИЧ—МИМ.

Внутри колонки управления расположены следующие механизмы и устройства: ЭГП, преобразующий электрические сигналы управления в поступательное перемещение выходного поршня гидроусилителя; механизм ограничения открытия с контактным устройством, осуществляющим автоматический пуск, остановку и ручное управление турбиной; механизм автоматического ограничения максимального открытия направляющего аппарата при повышенных напорах на ГЭС; контактное устройство цепи противоразгонной защиты, обеспечивающее контроль исправности регулятора по отсутствию смещения главного золотника из среднего положения при повышении частоты вращения гидротурбины; масляный фильтр с системой маслопроводов; манометр *13*, показывающий давление масла, подводимого к гидроусилителю; указатель напора *12*; рукоятка переключения регулятора с автоматического управления на ручное; контактное устройство контроля обрыва троса *9* обратной связи от направляющего аппарата; клеммник *10*. В последних модификациях ЭГР на боковой стенке колонки управления установлен телефон *4* для оперативной связи с пультом управления и другими абонентами ГЭС. Для переноса колонки управления краном и установки ее на фундамент на станине предусмотрены два рым-болта *8*. Для заземления колонки предусмотрен специальный болт *11*.

Гидромеханическая схема колонки управления ЭГР-100-5 представлена на рис. IX.6.

Автоматическое управление турбиной осуществляется при установке рукоятки *14* в положение «Автомат» и отведенном вверх штоке механизма ограничения открытия *7* (МОО). Сигнал управления, сформированный в панели электрооборудования, поступает в магнитоэлектрический преобразователь *12* и преобразуется в механическое перемещение поршня гидроусилителя *13*. Через рычажные передачи и промежуточный гидравлический усилитель это перемещение передается главному золотнику *17*, управляющему сервомоторами направляющего аппарата и имеющему регулируемые упоры для ограничения скорости движения сервомоторов. Обратная связь от сервомоторов осуществляется через вращающиеся трансформаторы *21*, роторы которых связаны тросовой передачей с направляющим аппаратом. МОО предназначен для ограничения заданного максимального значения открытия направляющего аппарата, осуществления пуска и остановки агрегата, а также для ручного управления. При ручном управлении рукоятка *14* должна быть установлена в положение «Ручное». При этом поршень гидроусилителя *13* находится в верхнем положении. При вращении маховика *8* шток МОО через рычажные передачи и побудительный золотник *16* воздействует на главный золотник *17*, вызывая перемещения сервомоторов направляющего аппарата. Обратная связь в этом случае осуществляется тросовой передачей, поворачивающей вал *19*.

Ограничение открытия турбины в зависимости от напора производится кулачком механизма ограничения по напору *25*, который поворачивается в положение, соответствующее действующему напору, электродвигателем или вручную маховичком. Электродвигатель получает сигналы управления от панели электрооборудования. Обратная связь по положению кулачка осуществляется потенциометром или сельсином *24*.

Автоматический пуск турбины осуществляется механизмом ограничения открытия *7*. При этом поршень гидроусилителя *13* под воздействием тока, поданного в катушку МЭП *12*, должен подняться в верхнее положение. В момент подачи пускового сигнала включается электродвигатель МОО и своим штоком освобождает через рычажные передачи побудительный золотник *16*. При достижении штоком МОО положения, соответствующего пусковому открытию, путевой переключатель отключает электродвигатель, направляющий аппарат открывается до пускового значения и агрегат начинает вращаться.

После синхронизации и включения агрегата в сеть вновь включается электродвигатель МОО, его шток *7* поднимается в положение, соответствующее максимальному разрешенному открытию направляющего аппарата.

Импульс на включение соленоида механизма остановки *11* при пуске подается одновременно с импульсом на включение МОО на открытие. При остановке или потере напряжения оперативного тока соленоид действует на закрытие направляющего аппарата.

Соленоид механизма холостого хода *10* в процессе пуска при достижении частоты вращения 50—80 % от номинальной включается и закрывает направляющий аппарат до значения, несколько большего значения открытия холостого хода. Этот же со-

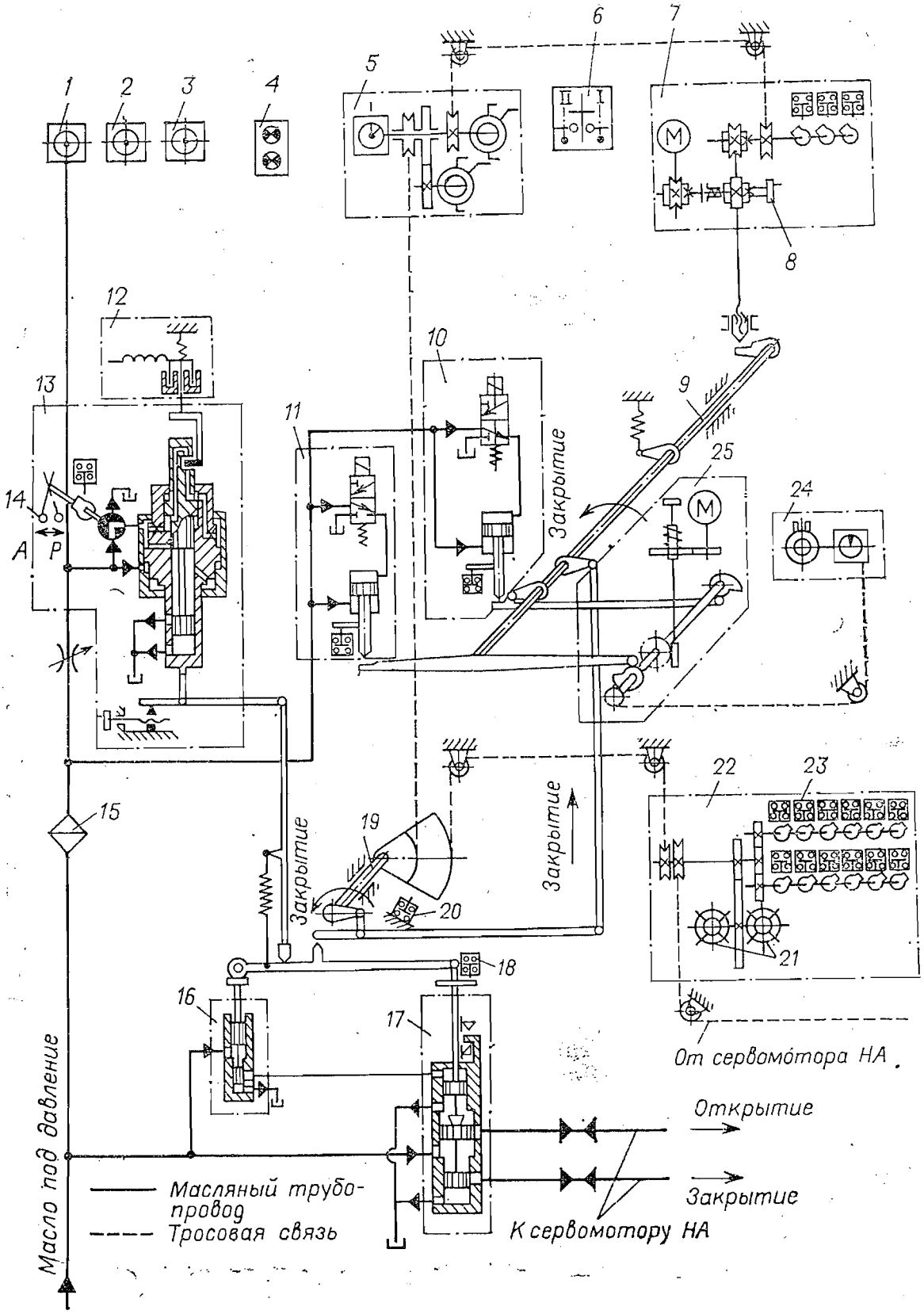


Рис. IX.6. Гидромеханическая схема колонки управления ЭГР-100-5:

1 — манометр; *2* — балансный прибор; *3* — электротахометр; *4* — сигнальные лампы стопора; *5* — указатель положения НА и ограничителя с дистанционными датчиками; *6* — ключ МИЧ—МИМ; *7* — МОО; *8* — маховик ручного управления; *9* — вал ограничителей; *10* — механизм холостого хода с соленоидом; *11* — механизм остановки; *12* — МЭП; *13* — гидроусилитель ЭГП; *14* — рукоятка переключения управления (ручное *Р* — автоматическое *А*); *15* — фильтр; *16* — ПЗ; *17* — ГЗ; *18* — контакт цепи противоразгонной защиты; *19* — вал обратной связи; *20* — контакт сигнализации обрыва троса; *21* — вращающиеся трансформаторы; *22* — механизм обратных связей; *23* — контактный командоаппарат; *24* — механизм обратной связи по напору; *25* — механизм ограничения открытия по напору

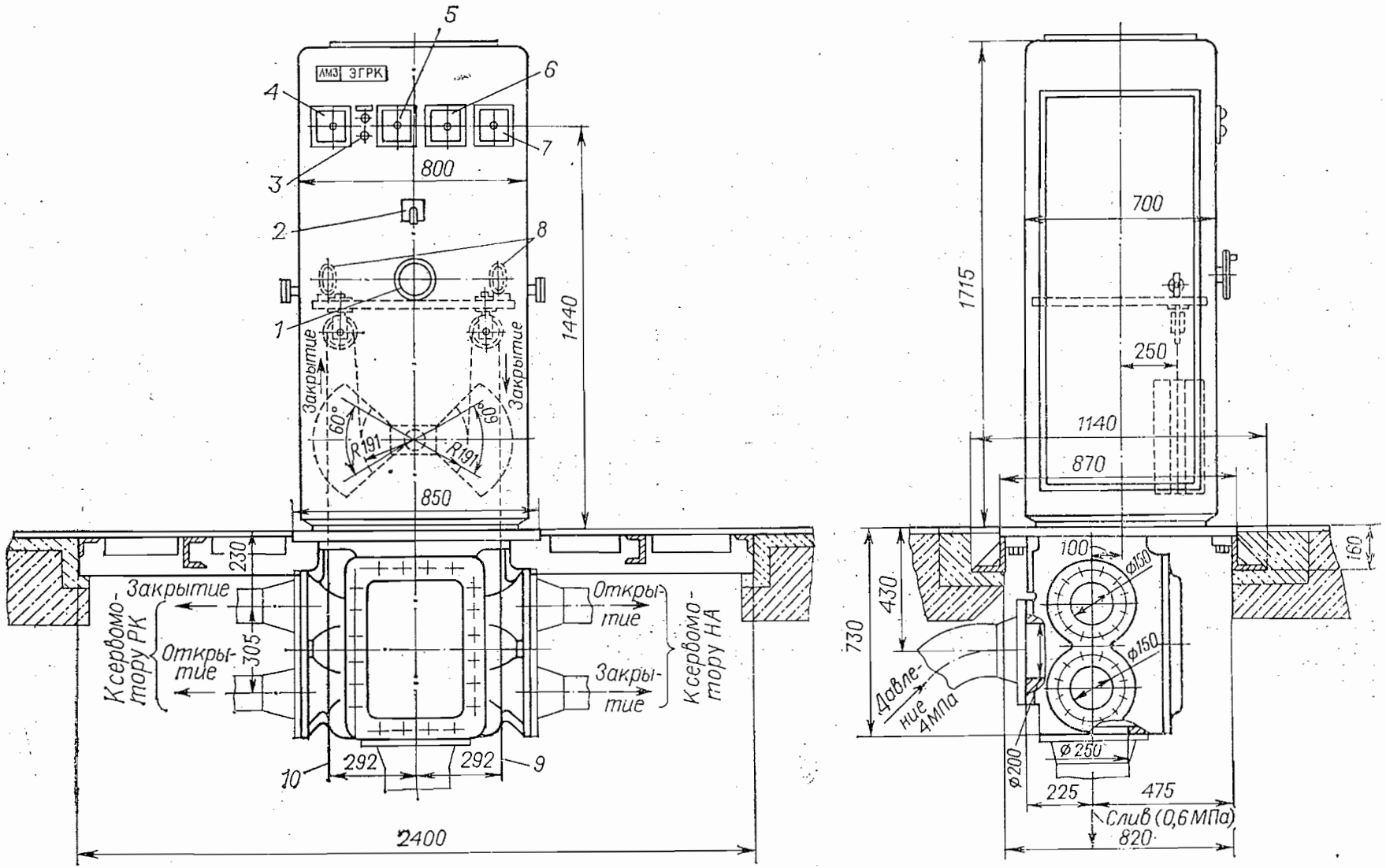


Рис. IX.7. Колонки управления ЭГРК-150-4 и ЭГРК-150-5:

1 — маховик ручного управления; *2* — ключ МИЧ—МИМ; *3* — сигнальные лампы стопора; *4* — указатель положения лопастей РК; *5* — указатель открытия НА; *6* — балансный прибор; *7* — электротахометр; *8* — рым-болты для транспортировки; *9, 10* — тросы (диаметром 5 мм) обратной связи НА и РК соответственно

леноид срабатывает в момент отключения выключателя генератора (сброса нагрузки). Такая схема позволяет защитить агрегат от разгона при неисправностях автоматической части регулятора в периоды пуска и сброса нагрузки.

Гидромеханическая колонка управления ЭГРК. *Конструктивно* колонка управления ЭГРК (рис. IX.7 и IX.8) представляет собой металлический шкаф с тремя дверями со стороны двух боковых и задней стенок шкафа. На лицевой стороне колонки расположены такие же приборы и указатели, как и в колонке ЭГР. Дополнительно установлен только указатель лопастей рабочего колеса.

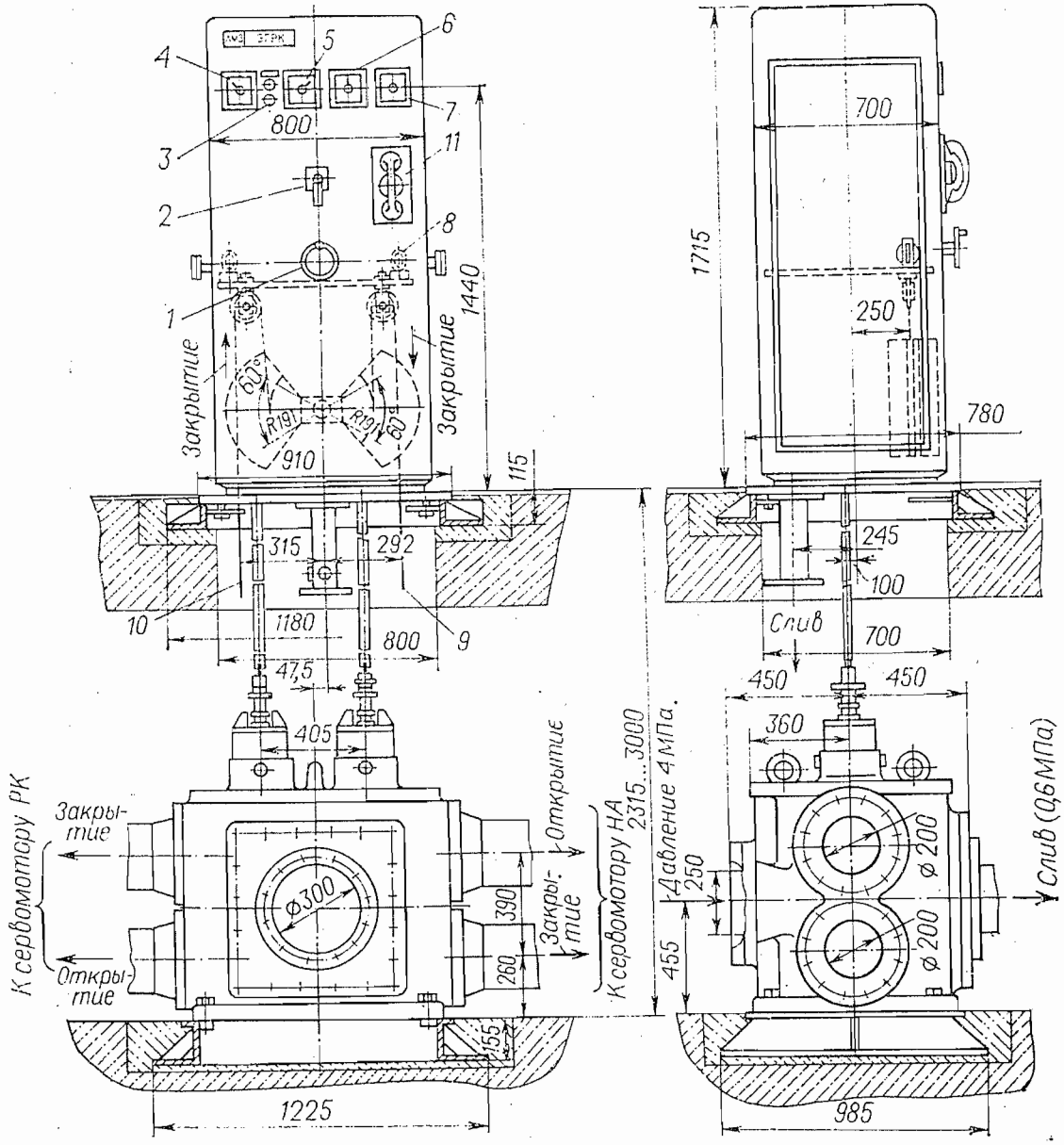


Рис. IX.8. Колонка управления ЭГРК-200-6:
1—10 — то же, что на рис. IX.7; *11* — телефон

Внутри колонок управления ЭГРК-100-4, ЭГРК-150-4, ЭГРК-150-5 и ЭГРК-200-6 кроме механизмов и приборов, установленных в колонке ЭГР, расположены следующие устройства.

1. Комбинаторное устройство, служащее для установки лопастей рабочего колеса в зависимости от положения направляющего аппарата при различных напорах ГЭС, что обеспечивает работу поворотно-лопастной гидротурбины с оптимальным КПД. Комбинаторное устройство состоит из пространственного кулачка, профиль которого определяется комбинаторными зависимостями, полученными по результатам модельных испытаний турбины, механизма привода кулачка и механизма управления кулачком по напору.

2. Механизм программного закрытия, работающий в период сброса нагрузки агрегатом и служащий для закрытия направляющего аппарата до определенного

значения независимо от действия ЭГП, а также для разворота лопастей в этот период.

3. Механизм автоматического разворота лопастей рабочего колеса, действующий при пусках и остановках турбины. В колонках ЭГРК-100-4 и ЭГРК-150-4 этот механизм выполнен гидравлическим, в колонках ЭГРК-150-5 и ЭГРК-200-6 — с применением соленоида.

4. Механизм ручного управления лопастями рабочего колеса.

Главный золотник рабочего колеса размещен в одном общем корпусе с золотником направляющего аппарата.

На лицевой стороне панели колонок управления ЭГРК-200-6 и ЭГРК-150-5 установлен телефон.

Гидромеханическая схема колонки управления ЭГРК-200-6 представлена на рис. IX.9. Автоматическое и ручное управление направляющим аппаратом такое же, как в колонках ЭГР.

Лопасти рабочего колеса управляютсяя комбинаторным устройством *22*, кулачок *26* которого поворачивается через рычажную передачу от вала *30*. Смещение ролика, опирающегося на кулачок, передается через систему рычажных передач и побудительный золотник *36* на главный золотник *37*, управляющий сервомотором рабочего колеса. Обратная связь от сервомотора осуществляется механической тросовой передачей. Комбинаторная зависимость от напора корректируется смещением кулачка *26* вдоль его оси с помощью электрогидравлического привода механизма настройки регулятора по напору *22*. Этот же механизм предотвращает перегрузку агрегата при повышенных напорах ГЭС, воздействуя клином *25* через вал ограничителей на главный золотник *39*, ограничивая возможное открытие направляющего аппарата. Механизм настройки комбинатора по напору кроме автоматического привода снабжен ручным.

В колонке установлены следующие соленоиды с гидроусилителями: пуска *18*, остановки *17*, холостого хода *16*, а также соленоид фиксатора *15*, который фиксирует положение направляющего аппарата в случае неисправности элсктрической части регулятора или при снижении давления масла в системе регулирования до определенного значения.

Соленоид разворота лопастей *13* включается при остановке агрегата в момент полного закрытия направляющего аппарата, обеспечивая, таким образом, установку лопастей рабочего колеса на пусковой угол. Восстановление комбинаторной зависимости при пусках достигается отключением этого соленоида в момент, когда частота вращения становится равной 50 % от номинального значения.

Механизм обратных связей. Для обеспечения автоматического регулирования обратную связь от сервомоторов направляющего аппарата выполняют электрической: применяют два вращающихся трансформатора, один из которых обеспечивает работу гидромеханической следящей системы, а другой (в регуляторах с панелью ЭГР-2И) является датчиком бесконтактного командоаппарата. Вращающиеся трансформаторы размещены в специальном механизме обратных связей. В последних модификациях регуляторов этот механизм вынесен из гидромеханической колонки и установлен вблизи сервомоторов, что позволяет сократить длину передачи между ними и исключить влияние упругости передачи на действие обратных связей при автоматическом регулировании.

Механизм обратных связей выпускают в двух вариантах: совмещенным с контактным командоаппаратом *31* и без командоаппарата. Контактный командоаппарат, если он не совмещен с механизмом обратных связей, устанавливают на трассе тросовой передачи обратной связи недалеко от гидромеханической колонки. Командоаппарат содержит 12 микропереключателей, контролирующих положение направляющего аппарата (положение нулевого открытия, холостого хода и др.). Настройка включения микропереключателей осуществляется регулировкой положения кулачков. Механизм обратных связей соединен кабелями с панелями общестанционной автоматики и панелью электрооборудования регулятора. Кабель от вращающихся трансформаторов должен быть экранирован.

Система управления направляющим аппаратом с индивидуальными сервомоторами. Все регуляторы, кроме ЭГР-2И-10-7 и ЭГР-2И1-10-8, осуществляют управление сервомоторами направляющего аппарата с регулирующим кольцом. Регуляторы ЭГР-2И-10-7 (для гидротурбин Саяно-Шушенской ГЭС) и ЭРГ-2И1-10-8 (для насос-турбин Загорской ГАЭС) обеспечивают управление направляющим аппаратом с индивидуальными сервомоторами.

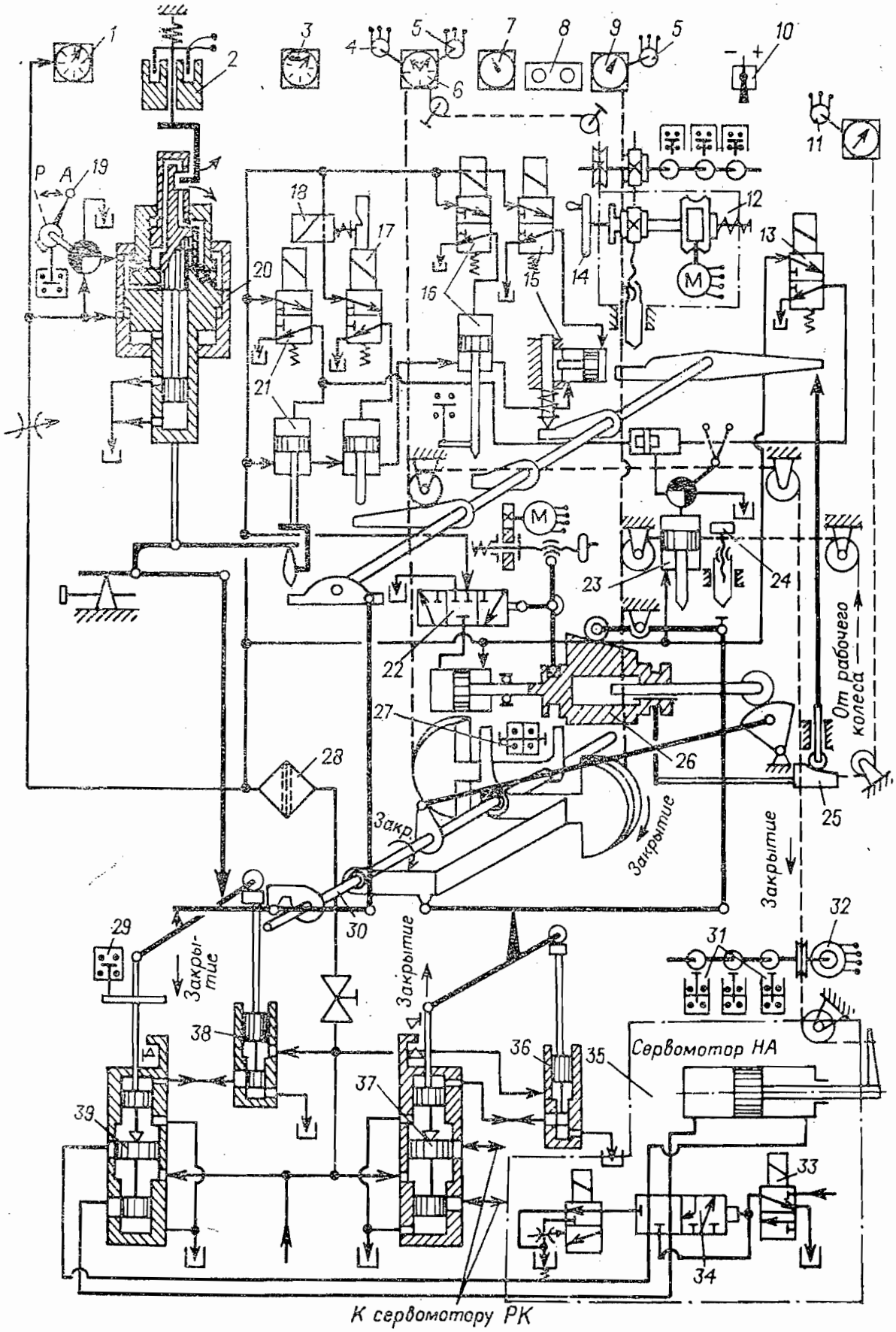


Рис. IX.9. Гидромеханическая схема колонки управления ЭГРК-200-6:

1 — манометр; *2* — МЭП; *3* — балансный прибор; *4* — дистанционный датчик положения МОО; *5* — дистанционные датчики положения лопастей РК и НА; *6* — указатель положения НА и МОО; *7* — электротахометр; *8* — сигнальные лампы стопора; *9* — указатель положения лопастей РК; *10* — ключ МИЧ—МИМ; *11* — механизм обратной связи по напору; *12* — МОО; *13* — соленоид и механизм разворота лопастей РК; *14* — маховик ручного управления; *15* — соленоид и механизм фиксатора; *16* — соленоид и механизм холостого хода; *17* — соленоид остановки;

Лопатки направляющего аппарата приводятся в действие двадцатью прямоосными сервомоторами, расположенными радиально относительно оси турбины и закрепленными в специальной опоре, которая установлена на крышке турбины. Шток каждого сервомотора соединен с направляющей лопаткой с помощью рычага. Каждый сервомотор управляется своим золотником. Золотники размещены с внутренней стороны опоры непосредственно на сервомоторах.

С помощью рычагов каждый золотник соединен, с одной стороны, с синхронизирующей кинематической передачей, а с другой — с передачей обратной связи своего сервомотора.

Синхронизирующая передача представляет собою кольцевой многозвенник в виде тяг, расположенный с наружной стороны опоры сервомоторов и прикрепленный к ней с помощью рычагов. Многозвенник вместе с рычагами смещается от действия промежуточного сервомотора, который является выходным звеном электрогидравлического регулятора.

В целях повышения чувствительности системы управления каждый золотник снабжен гидроусилителем, состоящим из гидравлически связанных вспомогательного сервомотора, выполненного за одно целое с золотником управления, и побудительного золотника. Игла последнего и тело золотника управления соединены рычагом, который обеспечивает обратную связь между вспомогательным сервомотором и побудительным золотником. Иглы побудительных золотников выполнены дифференциальными: диаметр нижней тарелки иглы меньше, чем диаметр верхней части ее тела. Постоянное давление масла, подаваемого в полость между иглой и тарелкой, создает силу, прижимающую иглу побудительного золотника к рычагу обратной связи. Эти в одну сторону направленные силы от побудительных золотников обеспечивают силовое замыкание всех рычажных передач и исключают влияние имеющихся в сочленениях зазоров на работу системы.

Каждый золотник соединен трубопроводами диаметром 40 мм с напорным и сливными масляными коллекторами диаметром 200 мм. Масляные коллекторы укреплены в верхней части опоры пяты гидрогенератора и связаны трубопроводами с маслонапорной установкой. Напорные трубы, подводящие масло к золотникам управления, снабжены вентилями.

Функциональная схема регулирования гидротурбины Саяно-Шушенской ГЭС (рис. IX.10) состоит из ЭГР с выходным промежуточным сервомотором *ПС* и параллельных следящих элементов индивидуального привода лопаток направляющего аппарата, включающих побудительный золотник *ПЗ*, вспомогательный сервомотор *ВС*, золотник управления *ЗУ*, индивидуальные сервомоторы лопаток *ИС1* или *ИС2* и соответствующие жесткие передачи обратных связей *ОС1* и *ОС2*.

Промежуточный сервомотор снабжен датчиками обратных связей *ОС*, с помощью которых формируется сигнал жесткой обратной связи по положению поршня сервомотора при автоматическом регулировании. Электрические сигналы от этих датчиков поступают на панель электрооборудования. Тросовая передача от промежуточного сервомотора к гидромеханической колонке управления создает жесткую механическую обратную связь, обеспечивающую действие механизмов гидромеханической колонки при пуске, остановке и ручном управлении гидротурбиной, а также при ограничении открытия направляющего аппарата.

На рис. IX.11 показана схема управления индивидуальными сервомоторами. Перемещение поршня промежуточного сервомотора *1* через рычажную передачу *12* передается синхронизирующей передаче *9*, которая, действуя через рычаги *11* и *13*, смещает иглы побудительных золотников *2*. При подаче постоянного давления масла в толкатели *10* создаются силы, действующие на золотники управления *3* и направленные в сторону открытия. В среднем положении игл побудительных золотников *2* эти силы уравновешены силами со стороны вспомогательных сервомоторов, полости которых образованы правыми тарелками золотников *3* и их корпусами.

Смещение игл вызывает изменение давления в полостях вспомогательных сервомоторов золотников *3*, что приводит к нарушению равновесия сил, действующих на золотники, в результате чего последние смещаются. При этом золотники *3* через рычаги *13* возвращают иглы побудительных золотников *2* в среднее положение, компенсируя ранее поданный сигнал со стороны промежуточного сервомотора *1*. Электрическая обратная связь по положению этого сервомотора обеспечивается вращающимся трансформатором *15*.

---

18 — соленоид пуска; *19* — рукоятка переключения управления (ручное *Р* — автоматическое *А*); *20* — гидроусилитель ЭГП; *21* — соленоид и механизм программного закрытия; *22* — механизм управления комбинатором; *23* — механизм управления лопастями РК; *24* — маховичок ручного управления лопастями РК; *25* — клин ограничения открытия по напору; *26* — кулачок комбинатора; *27* — контакт сигнализации обрыва троса; *28* — фильтр; *29* — контакт цепи противоразгонной защиты; *30* — вал обратных связей НА; *31* — контактный командоаппарат; *32* — механизм обратных связей; *33* — соленоид аварийного золотника; *34* — аварийный золотник; *35* — сервомотор НА с системой аварийного закрытия; *36* и *38* — ПЗ; *37* — ГЗ сервомотора РК; *39* — ГЗ сервомотора НА(——— — масляный трубопровод; — — — — тросовая связь)

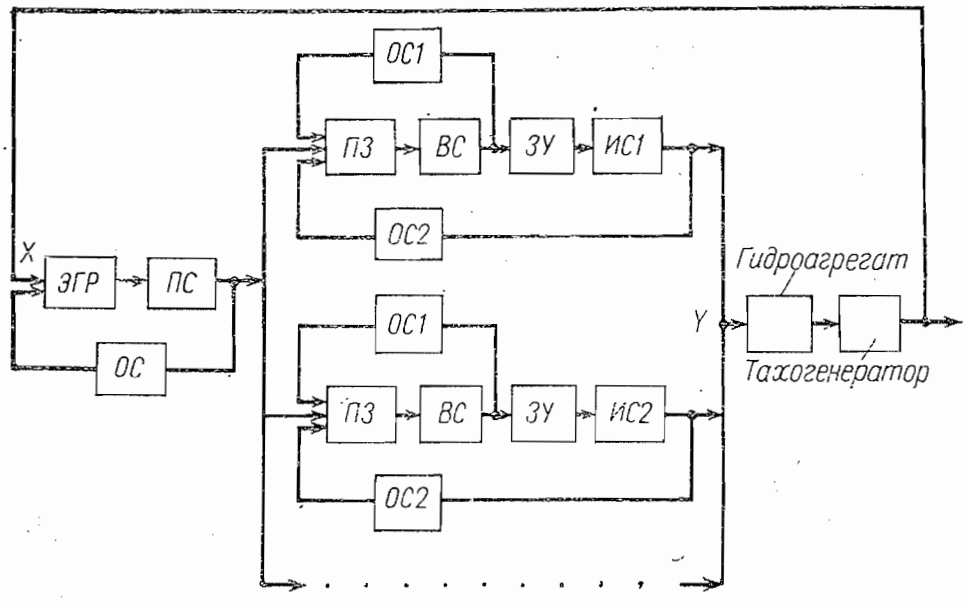


Рис. IX.10. Функциональная схема регулирования с применением индивидуальных сервомоторов:

X — относительное отклонение частоты; *Y* — относительное отклонение хода сервомотора

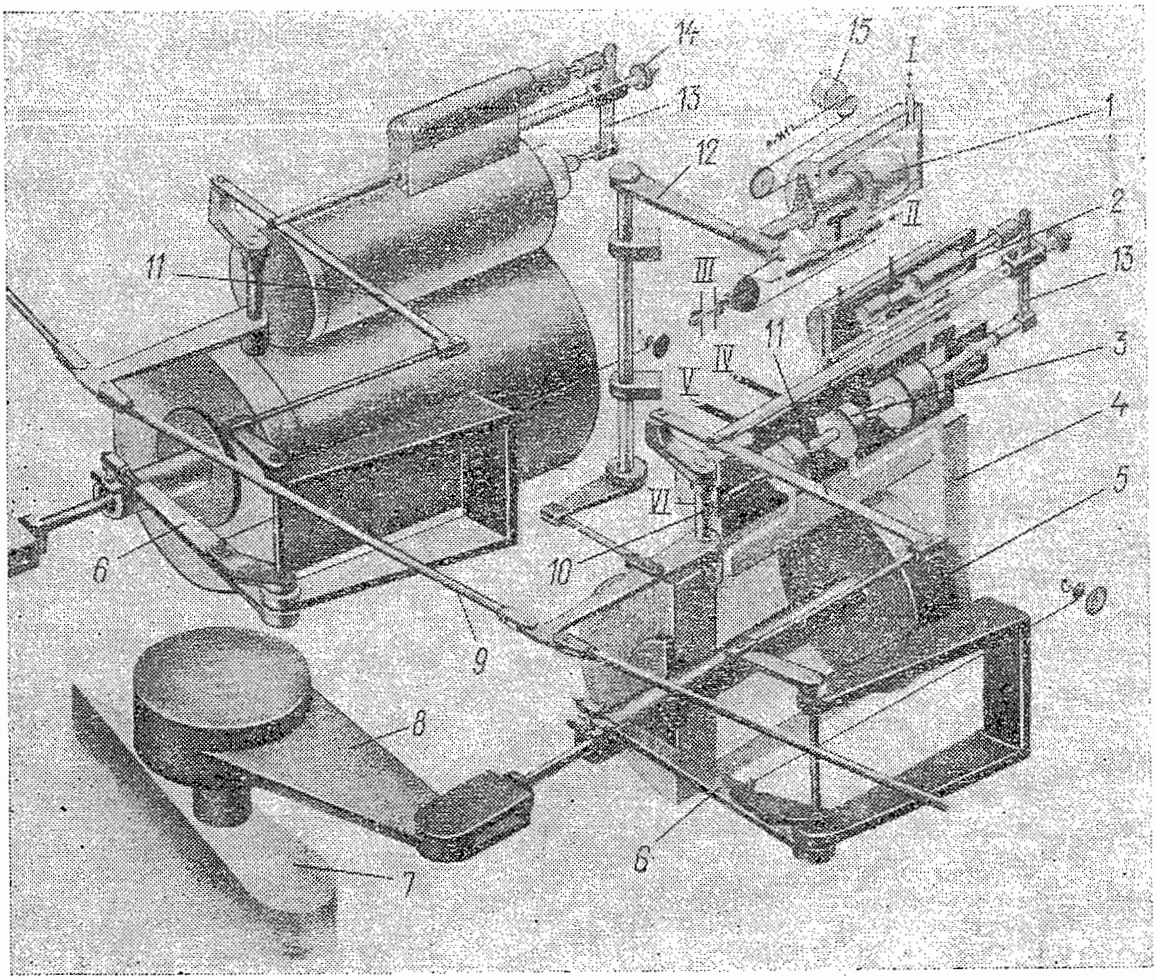


Рис. IX.11. Схема управления индивидуальными сервомоторами направляющего аппарата

Изменение положения золотников управления *3* перераспределяет давление масла в полостях индивидуальных сервомоторов *4*, в результате чего их поршни *5* смещаются и через рычаги *8* поворачивают лопатки *7* направляющего аппарата. Одновременно поршни *5* через рычажные передачи обратных связей *6*, рычаги *11*, *13* и побудительные золотники *2* возвращают золотники управления в среднее положение. Таким образом, индивидуальные сервомоторы *4* повторяют движение промежуточного сервомотора *1*.

Для обеспечения одинаковых перемещений сервомоторов в кинематических передачах предусмотрены специальные регулировки. С помощью регулировок обратных связей индивидуальных сервомоторов можно устанавливать лопатки под одинаковым углом для заданного расчетного или максимального открытия и сохранять при этом плотное прилегание лопаток друг к другу при закрытом направляющем аппарате. Однако в этом случае в промежуточных положениях сервомоторы будут иметь неодинаковые открытия. Система управления позволяет открывать вручную каждую лопатку, что может быть необходимо в случае попадания посторонних предметов между лопатками. Для этой цели предусмотрен маховичок *14* с фиксатором.

Времена открытия и закрытия направляющего аппарата для обеспечения требуемых гарантий регулирования задаются специальными дросселями, установленными в промежуточном сервомоторе. Времена открытия и закрытия индивидуальных сервомоторов настраиваются на 20—30 % меньшими, чем для промежуточного сервомотора *1*, что обеспечивает отсутствие запаздывания в движении индивидуальных сервомоторов. Допустимое динамическое отставание индивидуальных сервомоторов от промежуточного сервомотора *1* не более 8 % от полного хода сервомотора. Скорость движения индивидуальных сервомоторов определяется смещением золотника до упора и устанавливается с помощью специальных подкладных шайб.

Неисправности системы, связанные с рассогласованием положений сервомоторов, контролируются специальными бесконтактными датчиками, сигналы от которых поступают в систему общестанционной автоматики ГЭС.

IX.3. МАСЛОНАПОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Маслонапорные установки (МНУ) предназначены для питания маслом под давлением системы регулирования гидротурбин, системы управления затворами и холостыми выпусками, а также системы управления насосами ирригационных сооружений [21].

В состав МНУ (рис. IX.12) входят: гидроаккумулятор давления *1* и маслонасосный агрегат *2*. В случае необходимости охлаждения масла в системе регулирования в состав МНУ включают маслоохладительную установку *3*. Рабочей средой МНУ являются масло и сжатый воздух, энергия которого обеспечивает действие гидросистемы.

Гидроаккумуляторы давления в зависимости от размеров состоят из одного или двух сосудов, последние в этом случае соединены между собой воздушным трубопроводом.

Маслонасосный агрегат состоит из масляного безнапорного бака и двух масляных винтовых насосов, один из которых является основным, а другой резервным. Крупные МНУ, предназначенные для поворотно-лопастных гидротурбин, оснащены тремя насосами. Масляные винтовые насосы восстанавливают объем и давление масла в аккумуляторе.

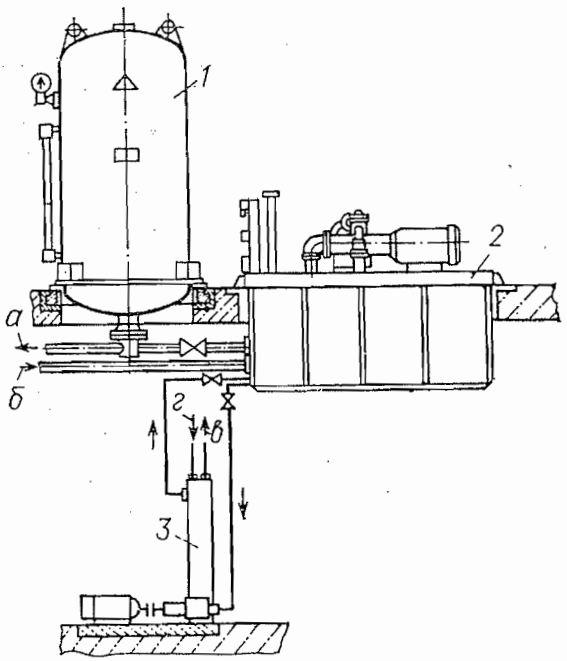


Рис. IX.12. Маслонапорная установка: *а* — к напорной магистрали системы; *б* — от сливной магистрали системы; *в* — вход охлаждающей воды; *г* — выход воды

В МНУ применяют турбинное масло марок ТП-30 (ГОСТ 9972—74), 30 (ГОСТ 32—74) или эквивалентное им. Температура масла не должна выходить за пределы 10—50 °С.

В настоящее время ПО ЛМЗ изготавливает МНУ на рабочее давление 4 МПа в соответствии с ОСТ 108.023.106—80. Типоразмерный ряд МНУ на такое давление представлен в табл. IX.4.

В целях снижения массовых показателей элементов гидромеханической части системы регулирования, а также для возможности облегчения привода лопаток направляющего аппарата (уменьшения высоты регулирующего кольца и др.) появилась необходимость в повышении давления масла в системе регулирования. На

Таблица IX.4. Характеристики МНУ

Типоразмер МНУ	Гидроаккумулятор				
	Обозначение	Объем, м³	Число сосудов	Обозначение	Объем бака, м³
МНУ 1,6/1-40-2,5-2	ГА 1,6/1-40	1,6	1	МА 2,5-2	2,5
МНУ 2,5/1-40-4-2 МНУ 4/1-40-4-2	ГА 2,5/1-40 ГА 4/1-40	2,5 4		МА 4-2	4
МНУ 6,3/1-40-8-2 МНУ 8/1-40-8-2	ГА 6,3/1-40 ГА 8/1-40	6,3 8		МА 8-2	8
МНУ 10/1-40-12,5-2 МНУ 12,5/1-40-12,5-2	ГА 10/1-40 ГА 12,5/1-40	10 12,5		МА 12,5-2	12,5
МНУ 16/1-40-16-2	ГА 16/1-40	16		МА 16-2	16
МНУ 16/1-40-20-3				МА 20-3	20
МНУ 16/2-40-16-2	ГА 16/2-40	16	2	МА 16-2	16
МНУ 16/2-40-20-3				МА 20-3	20
МНУ 20/2-40-16-2	ГА 20/2-40	20		МА 16-2	16
МНУ 20/2-40-20-3				МА 20-3	20
МНУ 25/2-40-25-2	ГА 25/2-40	25		МА 25-2	25
МНУ 25/2-40-32-3				МА 32-3	32
МНУ 30/2-40-25-2	ГА 30/2-40	30		МА 25-2	25
МНУ 30/2-40-32-3				МА 32-3	32
МНУ 36/2-40-32-3	ГА 36/2-40	36		МА 32-3	36

* Обозначение насоса по ГОСТ 20883—75: 3В — исполнение насоса (трехвинтовой); ротов ведущего винта; 40 — давление нагнетания в кгс/см² (4 МПа).

типоразмерного ряда на рабочее давление 4 МПа

Маслонасосный агрегат				Электродвигатель		Частота вращения, мин$^{-1}$
Насос				Тип	Мощность, кВт	
Обозначение*	Объемная подача насоса, л/с	Число насосов	Мощность насоса, кВт			
3В 8/40	3,47	2	18,5	4А180S2	22	2900
3В 16/40	6,23		33	4А200М2	37	
3В 40/40	8,90		53	4А225М4	55	1450
3В 63/40	13,90		72	4А250М4	90	
3В 63/40 3В 16/40	13,90 6,23	2 1	72 33	4А250М4 4А200М2	90 37	1450 2900
3В 63/40	13,90	2	72	4А250М4	90	1450
3В 63/40 3В 16/40	13,90 6,23	2 1	72 33	4А250М4 4А200М2	90 37	1450 2900
3В 63/40	13,90	2	72	4А250М4	90	1450
3В 63/40 3В 16/40	13,90 6,23	2 1	72 33	4А250М4 4А200М2	90 37	1450 2900
3В 80/40	17,50	2	100	4А280S4	110	1450
3В 80/40 3В 40/40	17,50 8,90	2 1	100 53	4А280S4 4А225М4	110 55	
3В 80/40	17,90	2	100	4А280S4	110	
3В 80/40 3В 40/40	17,50 8,90	2 1	100 53	4А280S4 4А225М4	110 55	
3В 80/40 3В 40/40	17,50 8,90	2 1	100 53	4А280S4 4А225М4	110 55	

цифры между буквой В и косой чертой — округленное значение подачи в литрах на 100 обо-

ПО ЛМЗ приступили к разработке серии МНУ на давление 6,3 МПа. Первыми такими разработками являются МНУ 25/2-63-20-3, которыми оснащены гидротурбины Саяно-Шушенской ГЭС, и МНУ 20/2-63-20-3 для насос-турбин Загорской ГАЭС.

Основные размеры гидроаккумуляторов давления на 4 МПа даны на рис. IX.13 и в табл. IX.5, маслонасосных агрегатов — на рис. IX.14 и в табл. IX.6.

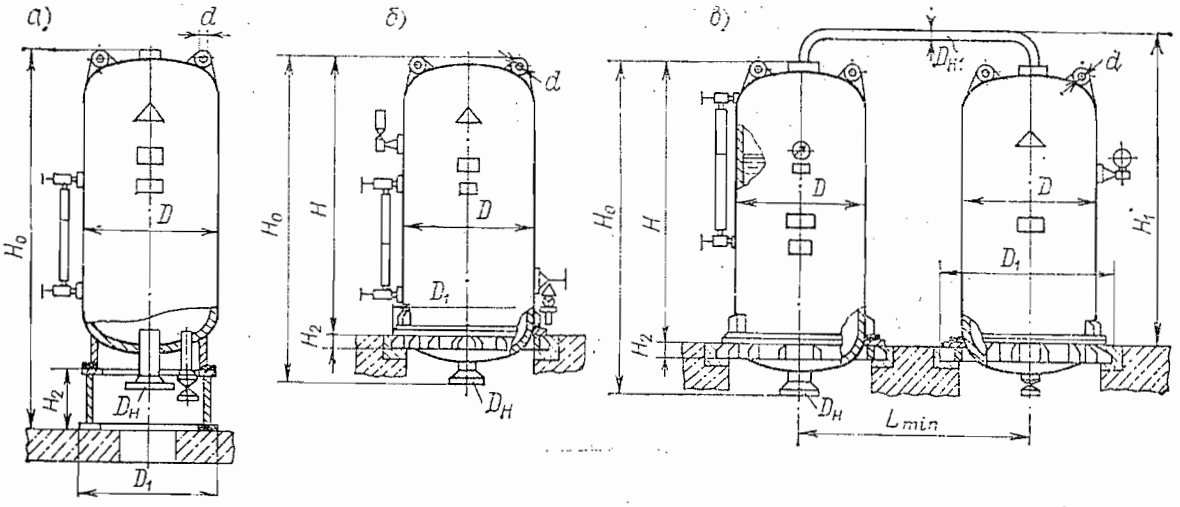


Рис. IX.13. Габаритные размеры гидроаккумуляторов МНУ: *а* — ГА 1,6/1-40; *б* — ГА 2,5/1-40 — ГА 16/1-40; *в* — ГА 16/2-40 — ГА 36/2-40

Аппаратура автоматики управления МНУ. Контроль и управление маслонапорными установками осуществляется автоматически. Обеспечивается контроль давления и уровня масла в гидроаккумуляторе, а также уровня и температуры масла в сливном баке.

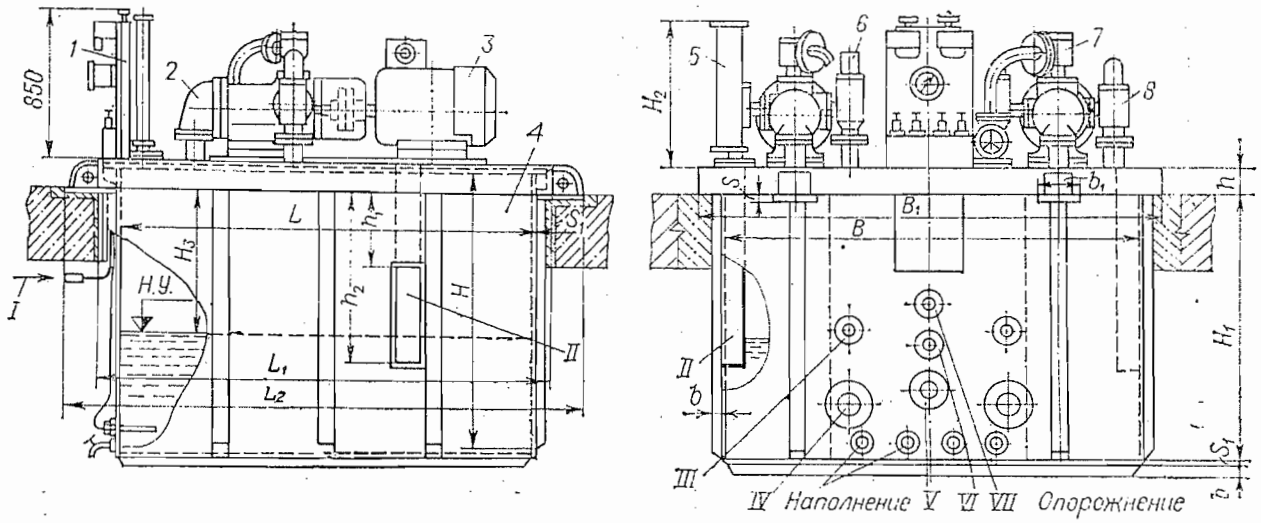


Рис. IX.14. Габаритные размеры маслонасосных агрегатов:

1 — установка датчиков давления и температуры; *2* — масляный винтовой насос; *3* — электродвигатель; *4* — масляный бак; *5* — указатель уровня масла в баке; *6* — перепускной клапан; *7* — обратный клапан; *8* — предохранительный клапан; *I* — давление масла от гидроаккумулятора; *II* — ввод кабеля для электродвигателей; *III* — от аварийного золотника; *IV* — от сливного трубопровода; *V* — к напорному трубопроводу; *VI* — от лекажного агрегата; *VII* — дренаж от регулятора

В системе автоматического управления МНУ (рис. IX.15) в настоящее время применяют бесконтактные датчики, кроме датчиков, которые контролируют аварийные минимальные значения уровня и давления масла в гидроаккумуляторе. Сигналы от бесконтактных датчиков поступают в колонку автоматики, имеющую такое же конструктивное выполнение, как и колонка автоматики в системе управления вспомогательным оборудованием гидротурбины.

Система автоматического управления МНУ выполняет следующие функции.

1. Поддержание нормального давления масла в гидроаккумуляторе путем включения насосов при снижении давления до заранее выбранного значения и отключения их при достижении нормального давления. Электродвигатели насосов управ-

Таблица IX.5. Основные размеры гидроаккумуляторов давления типоразмерного ряда (см. рис. IX.13)

Типоразмер	D	D_1	H_0	H	H_1	H_2	L_{min}	$D_н$	$D_{н1}$	d	Масса, т	Исполнение
	мм											
ГА 1,6/1-40	1040	1150	3030	—		710		100		40	1,7	Однокотельное
ГА 2,5/1-40	1148	1442	3100	2660		140		150		50	2,2	
ГА 4/1-40	1452	1796	3050	2500		140					3,0	
ГА 6,3/1-40	1664	2050	3650	3050	—	180	—		—	70	4,9	
ГА 8/1-40	1860	2260	3670	3100		180					6,0	
ГА 10/1-40	2064	2490	3790	3140		200		200			7,0	
ГА 12,5/1-40	2272	2730	3950	3230		220					9,0	
ГА 16/1-40	2280	2730	4940	4090		220		250			10,6	
ГА 16/2-40	1860	2260	3760	3030	3400	180	2500	250	125	70	11,7	Двухкотельное
ГА 20/2-40	2064	2490	3864	3082	3450	200	2700				13,8	
ГА 25/2-40	2272	2730	3992	3136	3513	220	2900	300			17,4	
ГА 30/2-40	2480	2980	4080	3160	3590	245	3100		150	90	21,0	
ГА 36/2-40			4720	3800	4230						24,0	

Примечание. Здесь $D_н$ — диаметр проходного сечения фланца.

Таблица IX.6. Основные размеры и масса маслонасосных агрегатов типоразмерного ряда (см. рис. IX.14)

Типоразмер	B	B_1	L	L_1	L_2	H	H_1	H_2	H_3	h	h_1	h_2	b	b_1	S	S_1	Масса, т
	мм																
МА 2,5-2	1800	1972	1600	1772	2020	1000	940	800	550	125	350	700	32	200	14	6	2,6
МА 4-2	2200	2412	1800	2012	2320	1150	1050		650	160			40				3,9
МА 8-2	2500	2716	2500	2716	3030	1300	1200		780		500	900		250	16	8	6,3
МА 12,5-2	2800	3016	2800	3016	3330	1600	1520	1100	950			1200		300			8,0
МА 16-2			2900	3116	3430	2000	1935	1400	1200		700	1400	58		20		9,5
МА 20-3			3600	3816	4130									350			11,5
МА 25-2	3000	3236	3400	3636	3930	2500	2415		1600	200				400	25		13,0
МА 32-3		3236	4260	4496	4876												15,6

ляются через тиристорные станции управления, более надежные по сравнению с магнитными пускателями. Помимо автоматического возможно ручное управление электродвигателями с помощью ключей. Система автоматики как при ручном, так и при автоматическом управлении обеспечивает пуск насосов без нагрузки.

2. Поддержание заданного уровня масла в гидроаккумуляторе МНУ с помощью устройства подкачки воздуха.

3. Пуск насоса маслоохладительной установки (если она имеется) при повышении температуры в сливном баке МНУ и отключение насоса при достижении нормального значения температуры.

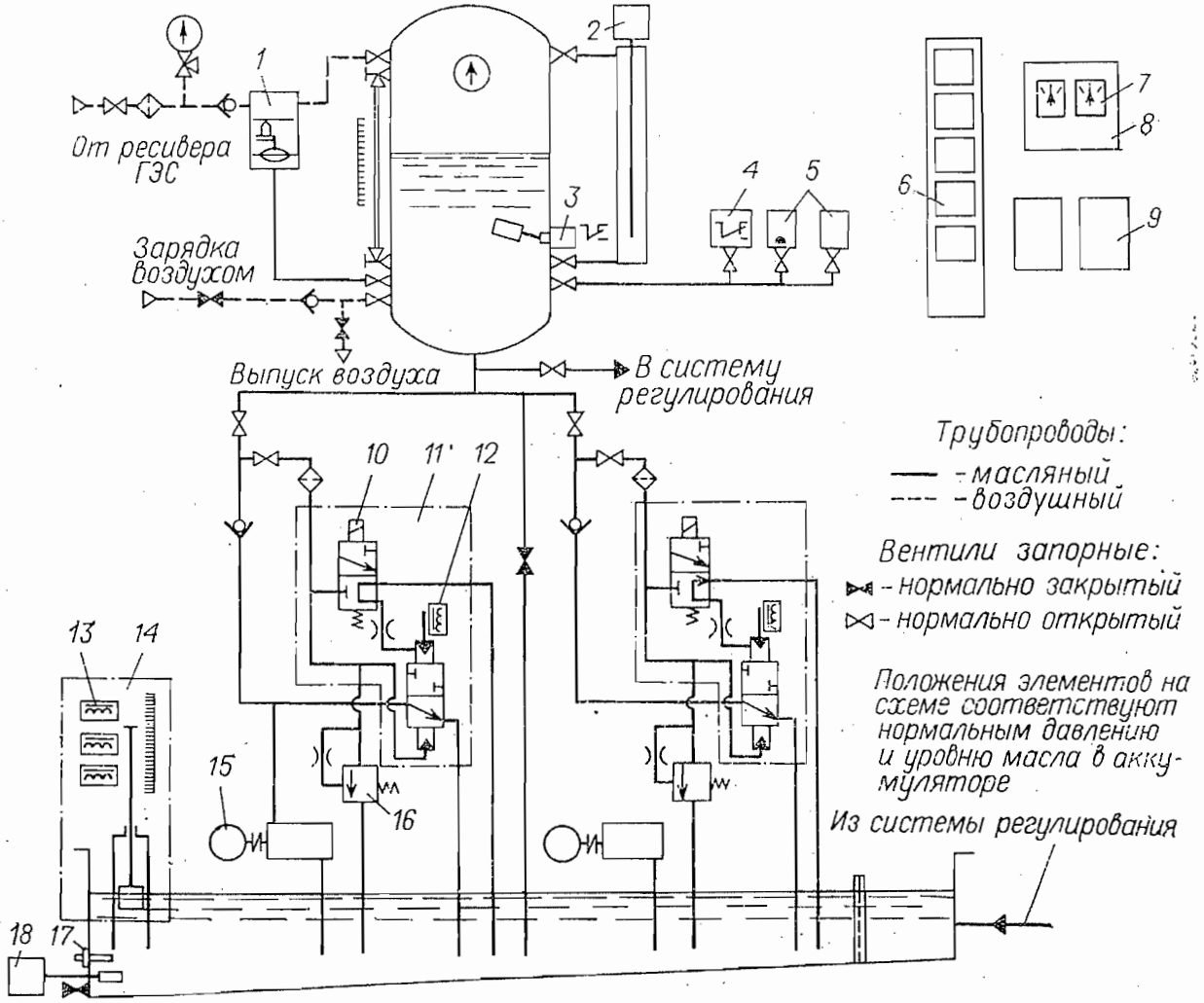


Рис. IX.15. Система автоматического управления МНУ:

1 — регулятор уровня; *2*, *3* — датчики уровня аккумулятора (*3* — аварийный); *4*, *5* — датчики давления аккумулятора (*4* — аварийный); *6* — колонка автоматики типа КА; *7* — ключ управления электродвигателем; *8* — клеммник МНУ; *9* — тиристорная станция управления; *10* — электромагнит перепускного клапана; *11* — перепускной клапан; *12* — датчик перепускного клапана; *13* — датчик уровня масла в баке; *14* — указатель уровня масла в баке; *15* — электродвигатель насоса; *16* — предохранительный клапан; *17* — термометр сопротивления; *18* — датчик температуры

4. Выдачу предупредительных сигналов: при повышении и снижении уровня масла в гидроаккумуляторе и сливном баке; при повышении температуры масла в сливном баке.

5. Выдачу сигналов на аварийную автоматическую остановку турбины при понижении давления и уровня масла в гидроаккумуляторе до аварийно низкого значения.

Выбор и расчет маслонапорных установок. Выбор типоразмера МНУ определяется объемом $V_{ак}$ гидроаккумулятора давления.

Объем гидроаккумулятора рассчитывают из условия расхода масла, затрачиваемого на нормальный процесс управления турбиной ($Q_н$) и аварийное закрытие направляющего аппарата ($Q_{ав}$). При этом минимальное давление p_{min} в гидроаккумуляторе МНУ в конце процесса аварийного закрытия должно быть достаточ-

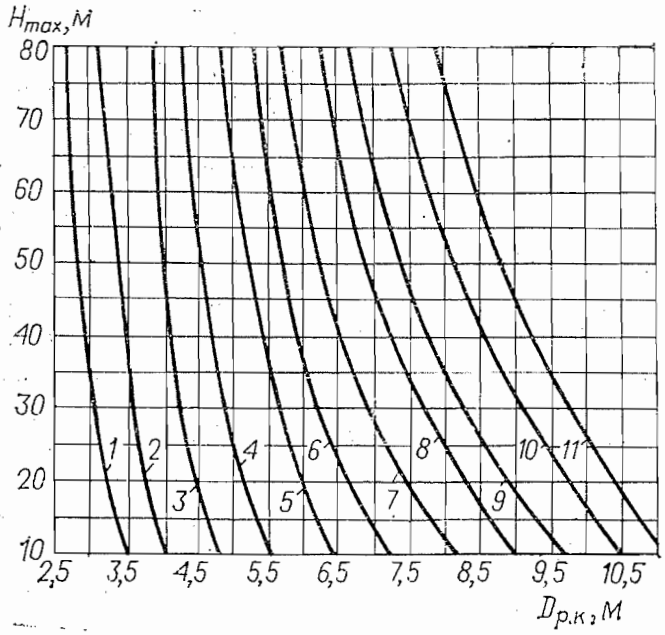


Рис. IX.16. Номограмма для предварительного выбора МНУ поворотно-лопастных гидротурбин:

1 — МНУ 1,6/1-40-2,5-2; *2* — МНУ 2,5/1-40-4-2; *3* — МНУ 4/1-40-4-2; *4* — МНУ 6,3/1-40-8-2; *5* — МНУ 8/1-40-8-2; *6* — МНУ 10/1-40-12,5-2; *7* — МНУ 12,5/1-40-12,5-2; *8* — МНУ 16/1-40-20-3; *9* — МНУ 20/2-40-20-3; *10* — МНУ 25/2-40-32-3; *11* — МНУ 30/2-40-32-3

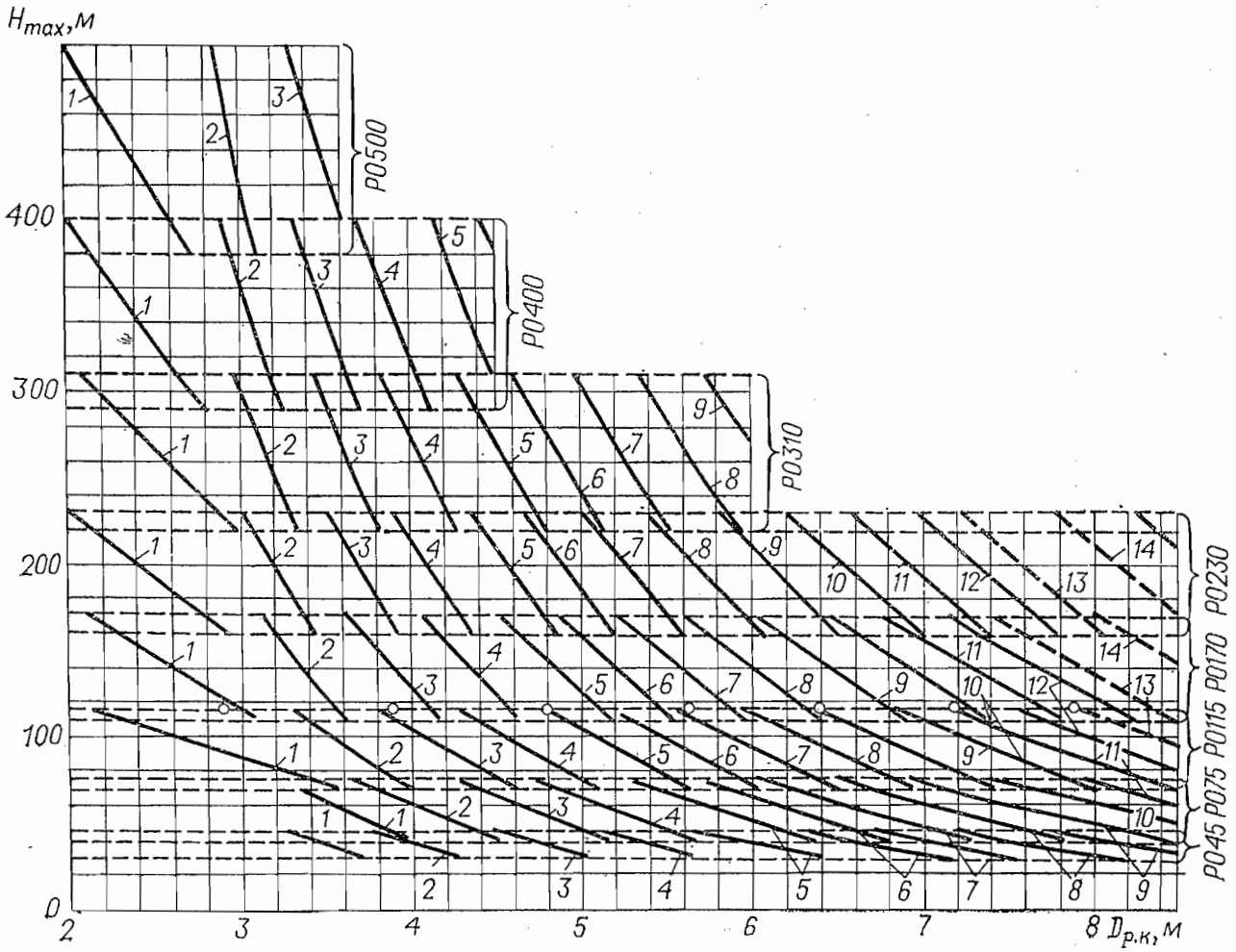


Рис. IX.17. Номограмма для предварительного выбора МНУ радиально-осевых гидротурбин:

1 — МНУ 1,6/1-40-2,5-2; *2* — МНУ 2,5/1-40-4-2; *3* — МНУ 4/1-40-4-2; *4* — МНУ 6,3/1-40-8-2; *5* — МНУ 8/1-40-8-2; *6* — МНУ 10/1-40-12,5-2; *7* — МНУ 12,5/1-40-12,5-2; *8* — МНУ 16/1-40-16-2; *9* — МНУ 20/2-40-16-2; *10* — МНУ 25/2-40-25-2; *11* — МНУ 30/2-40-25-2; *12* — МНУ 36/2-40-32-3; *13* — (МНУ 40/2-40-40-3); *14* — (МНУ 50/2-40-40-3)

ным, чтобы удержать запорные органы турбины в закрытом положении. Кроме того, при расчете следует учитывать объем запаса масла в гидроаккумуляторе $\Delta Q_{ак}$. Общий объем масла в гидроаккумуляторе $V_м = Q_н + Q_{ав} + \Delta Q_{ак}$.

При более точных расчетах необходимого объема масла в гидроаккумуляторе учитывают время движения регулирующих органов турбины, время работы насосов МНУ, подачу насосов, протечки в системе регулирования.

Обычно принимают $Q_н = (2{,}5 \div 3) Q_{н.а}$ и $Q_{ав} = 1{,}5 Q_{н.а}$ (где $Q_{н.а}$ — суммарный объем сервомоторов направляющего аппарата); $\Delta Q_{ак} = (0{,}05 \div 0{,}07) V_{ак}$.

Приближенное соотношение между объемом гидроаккумулятора и объемами сервомоторов регулирующих органов для поворотно-лопастных гидротурбин:

$$V_{ак} = (18 \div 20)\, Q_{н.а} + (4 \div 4{,}5)\, Q_{р.к}, \qquad (IX.1)$$

где $Q_{р.к}$ — объем сервомотора рабочего колеса.

Для радиально-осевых гидротурбин

$$V_{ак} = (18 \div 20)\, Q_{н.а}. \qquad (IX.2)$$

Определив приближенно объем $V_{ак}$, выбирают ближайший типоразмер МНУ.

Практические соотношения между объемами воздуха $V_в$ и масла $V_м$ в гидроаккумуляторе:

$$V_м = (0{,}3 \div 0{,}4) V_{ак}; \quad V_в = (0{,}6 \div 0{,}7)\, V_{ак}. \qquad (IX.3)$$

В некоторых случаях выбранный объем гидроаккумулятора МНУ проверяют на условия обеспечения расхода масла, затрачиваемого на полное закрытие направляющего аппарата, на протечки масла в системе регулирования при закрытом направляющем аппарате в течение 5 мин и на открытие направляющего аппарата с набором 5 %-ной нагрузки. При этом предполагают, что насосы МНУ не работают.

В расчетах МНУ принимают, что состояние воздуха в гидроаккумуляторе изменяется по политропному закону и отвечает основному уравнению газодинамики $pV^n = \text{const}$, где $n = 1{,}41$ — показатель политропы.

Значения уставок действия реле контроля минимального давления и минимального уровня масла в МНУ, а также необходимые минимальные запасы давления и объема масла в гидроаккумуляторе определяют по построенному графику зависимости $pV^n = \text{const}$ для принятого объема гидроаккумулятора.

Приближенно МНУ можно выбрать, пользуясь номограммами (рис. IX.16 и IX.17) в зависимости от максимального напора ГЭС H_{max} и диаметра рабочего колеса турбины $D_{р.к}$, предложенными Я. Л. Духовым и Л. М. Шифриным. Приведенные номограммы применимы для системы управления направляющим аппаратом нормализованной конструкции (с регулирующим кольцом).

Глава X

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ ГИДРОТУРБИН

X.1. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ

При проектировании металлической спиральной камеры необходимо оценивать напряжения, возникающие в материале. Во всех существующих расчетных схемах спиральная камера рассматривается как тороидальная оболочка круглого сечения, нагруженная внутренним давлением [27]. Для простоты можно считать, что сечения сопряжения спиральной камеры со статором имеют жесткое защемление, так как пояса статора обычно забетонированы. Когда жесткость поясов статора недостаточна, необходимо применять схему с упругим защемлением. Ниже приведены методика и формулы расчета спиральной камеры с круглыми сечениями. При овальных сечениях аналогичные формулы приведены в специализированной литературе и табл. X.1.

Жесткое защемление оболочки в статоре. По этой схеме определяются напряжения для конструкций, когда околостаторная зона бетона подкреплена расчетной

арматурой. Максимальные напряжения возникают в сечении сопряжения оболочки со статором и действуют в меридиональной плоскости (точка *1* на рис. X.1):

$$\sigma_{max} = \frac{p\rho}{2\delta}\left(1 + \frac{R}{r_c}\right) + 0{,}909\,\frac{p\rho}{\delta}\left[0{,}7 - 0{,}3\,\frac{R_0}{r_c} - \frac{R_0\cos\vartheta_1}{\gamma_1 r_c^2}\right], \qquad (X.1)$$

где p — давление в спиральной камере; δ — толщина оболочки; $\gamma_1 = \sqrt{\lambda\sin\theta_1/(r_c\delta)}$ ($\lambda = \sqrt{3\,(1-\mu^2)}$; μ — коэффициент Пуассона); $\sin\vartheta_1 = (R_0 - r_c)/\rho$; ρ, R, R_0, r_c, θ_1 — размеры, показанные на рис. X.1.

Первый член в формуле (X.1) характеризует напряжения растяжения $\sigma_р$, второй — напряжения изгиба $\sigma_и$.

Кроме сечения заделки напряжения обычно определяют еще в двух точках (*2* и *3* на рис. X.1), чтобы можно было рационально подбирать толщины листов и марки сталей. В этих точках предполагают отсутствие напряжений изгиба и подсчитывают только напряжения растяжения, используя зависимости безмоментной теории:

$$\sigma_2 = p\rho/\delta; \quad \sigma_3 = \frac{p\rho}{2\delta}\,(1 + R_0/R).$$

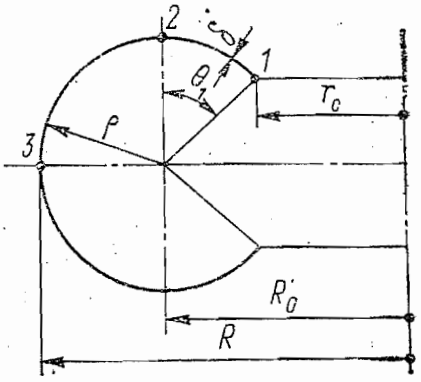


Рис. X.1. Геометрические параметры в круглых сечениях спиральной камеры

Упругое защемление оболочки в статоре. Этот случай соответствует конструкции, где пояса статора не подкрепляются железобетонной арматурой. Влияние податливости статора на напряжения в сечении сопряжения спиральной камеры со статором

Таблица X.1. Расчетные зависимости для определения напряжений в спиральной камере с овальными сечениями (см. рис. X.2)

Место определения напряжений	Напряжение	Расчетные формулы
Точка *1* (сечение защемления в статоре)	Меридиональное	$\sigma_{1m} = \frac{p\rho_2}{2\delta}\left(1 - \frac{a}{r_c}\right) + 0{,}909\,\frac{p\rho_2}{\delta} \times \left(0{,}7 - 0{,}3\,\frac{a}{r_c} - \frac{a\cos\theta_1}{\gamma_1 r_c^2}\right)$; $\sin\theta_1 = \frac{a - r_c}{\rho_2}$; $\gamma_1 = \sqrt{\frac{\lambda\sin\theta_1}{r_c\delta}}$; $\lambda = \sqrt{3\,(1-\mu^2)}$
Точка *4* (оболочка радиуса ρ_2)	Максимальное меридиональное	$\sigma_m = \frac{p\rho_2}{2\delta}\left[1 + \frac{a}{a + \rho_2\sin(\theta_0 - \varphi)}\right] + \frac{0{,}294}{\delta}\,(T_{t\rho 1} - T_{t\rho 2})$; $\varphi = \frac{180^\circ}{4\rho_2\sqrt{[\lambda/(r_0\delta)]\sin\theta_0}}$; $\sin\theta_0 = \frac{r_0 - a}{\rho_2}$; $T_{t\rho} = \frac{p\rho_2}{2}$; $T_{t\rho 1} = \frac{p\rho_1}{2}\,\frac{r_0 - a}{r_0 - b}\left[1 + \frac{(r_0 + a)\,(a - b)}{(r_0 - a)\,(r_0 - b)}\right]$
	Максимальное кольцевое	$\sigma_{2t} = \frac{p\rho_2}{2\delta} + \frac{0{,}259}{\delta}\,(T_{t\rho 1} - T_{t\rho 2})$
Точка *5* (оболочка радиуса ρ_1)	Максимальное меридиональное	$\sigma_m = \frac{p\rho_1}{2}\,\frac{[b + \rho_1\cos(\theta_1 - \varphi_1)]^2 - a^2}{\rho\cos(\theta_1' - \varphi_1)\,[b + \rho_1\cos(\theta_1' - \varphi_1)]} + \frac{0{,}294}{\delta}\,(T_{t\rho 1} - T_{t\rho 2})$; $\varphi_1 = \frac{180^\circ}{4\rho_1\sqrt{[\lambda/(r_0\delta)]\sin\theta_0}}$; $\theta_1' = 90^\circ - \theta_0$
	Максимальное кольцевое	$\sigma_t = \frac{p\rho_1}{2\delta}\left[1 + \frac{a^2 - b^2}{\rho_1^2\cos(\theta_1' - \varphi_1)}\right] - \frac{0{,}073}{\delta}\,(T_{t\rho 1} - T_{t\rho 2})$

может быть приближенно оценено эмпирическим коэффициентом κ, вносимым при оценке напряжений: $\sigma_{max} = \sigma_р + \kappa\sigma_и$. Тогда

$$\sigma_{max} = \frac{p\rho}{2\delta}\left(1 + \frac{R}{r_c}\right) + \kappa 0{,}909\frac{p\rho}{\delta}\left[0{,}7 - 0{,}3\frac{R_0}{r_c} - \frac{R_c\cos\theta_1}{\bar{\nu}_1 r_c^2}\right]. \qquad (X.2)$$

Значение κ принимают равным 1,5.

В точках *2* и *3* напряжения определяют по тем же формулам, что и в предыдущем случае. При использовании приведенных формул допускаемые напряжения можно принимать равными следующим значениям:

Предел текучести стали, МПа	240	450	550
Допускаемые напряжения, МПа	120	180	210

Во многих случаях металлические спиральные камеры конструируют так, что в районе зуба сечения имеют форму овала. Для определения напряжений в таких сечениях применяют специальную методику с весьма сложными расчетными зависимостями. Однако для определения максимальных значений напряжений с достаточной для практических расчетов точностью можно использовать приближенные зависимости (табл. X.1). При этом, в отличие от круглых сечений, в овальных сечениях необходимо кроме меридиональных напряжений определять еще и кольцевые. Обычно напряжения определяют в трех точках (рис. X.2): точке защемления в статоре *1* и двух точках (*4* и *5*) вблизи точки сопряжения оболочек разной кривизны (ρ_1 и ρ_2). Положение этих точек (радиусы r_c, r_4, r_5) определяется по приближенным зависимостям. Допускаемые напряжения принимаются такими же, как в случае круглых сечений.

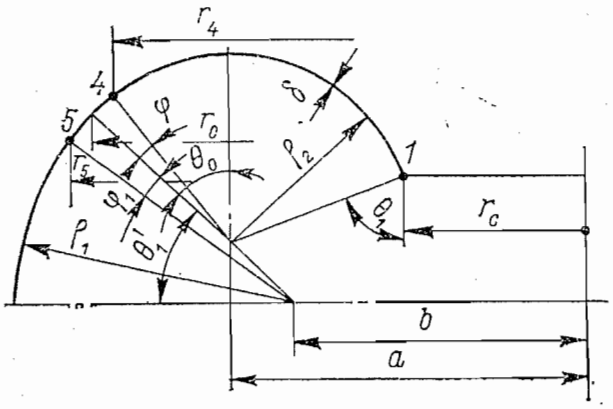


Рис. X.2. Геометрические параметры в овальных сечениях спиральной камеры

X.2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТАТОРА

В большинстве крупных вертикальных турбин реактивного типа статор состоит из колонн, объединенных между собой верхним и нижним металлическими кольцами — поясами. Пояса обычно бетонируют, в силу чего кроме нагрузок, передающихся непосредственно на пояса и колонны, статор находится под воздействием нагрузок, передающихся через сопряженные с ним бетонные элементы. При проектировании гидротурбин напряжения в колоннах и поясах обычно определяют только для забетонированного состояния, однако в отдельных случаях выполняют расчет и для небетонированного состояния (для испытания спиральной камеры гидравлическим давлением на герметичность). В этом случае в качестве действующих сил принимают силы, передающиеся на пояса от спиральной камеры. Ниже изложена методика определения напряжений в забетонированном статоре, применяемая ПО ЛМЗ.

Расчет статора в забетонированном состоянии. Статор и сопряженные с ним бетонные элементы рассматриваются как некоторая упругая система. Исходными данными для расчета являются геометрические параметры поясов и колонн статора, размеры спиральной камеры и давление в ней, а также размеры бетонных элементов, сопряженных со статором и спиральной камерой.

Расчетная схема включает следующие элементы, сопряженные между собой (рис. X.3):

1) верхний комбинированный бетонный элемент, состоящий из плиты и цилиндра (рис. X.3, *а*);

2) верхний пояс статора, представляющий собой жесткое металлическое кольцо (рис. X.3, *б*);

3) нижний металлический пояс статора с колоннами (рис. X.3, *в*);

4) нижний бетонный цилиндр (рис. X.3, *г*).

Напряженное и деформированное состояния такой расчетной упругой системы определяются обычными средствами механики упругих систем. Наиболее удобным

в данном случае является условное рассечение системы по границам указанных элементов. Тогда каждый элемент окажется под воздействием совокупности внешних сил и моментов, непосредственно действующих на него, и внутренних усилий и моментов, компенсирующих силовое воздействие сопряженных элементов.

Силы и моменты, возникающие при взаимодействии бетона, поясов статора и колонн, определяются из условий неразрывности системы, состоящей из семи уравнений (рис. X.3):

1) равенство углов поворота бетонного цилиндра и верхнего пояса статора: $\varphi_б + \varphi_{в.п} = 0$;

2) равенство радиальных перемещений бетонного цилиндра и верхней полки верхнего пояса: $\Delta_б + \Delta'_{в.п} = 0$;

3) равенство углов поворота верхнего пояса и колонн: $\varphi_{в.п} + \varphi_к = 0$;

4) равенство радиальных перемещений нижней полки верхнего пояса статора и колонны: $\Delta''_{в.п} + \Delta_к = 0$;

5) равенство углов поворота нижнего пояса статора и бетонного цилиндра: $\varphi_{н.п} + \varphi'_б = 0$;

6) равенство радиальных перемещений нижней полки нижнего пояса и бетонного цилиндра: $\Delta'_{н.п} + \Delta'_б = 0$;

7) равенство удлинения колонны и прогиба бетонной плиты: $\Delta l + w_б = 0$.

Для реализации уравнений совместности деформации бетона и статора необходимо составить развернутые выражения для перемещения бетонных элементов и поясов статора.

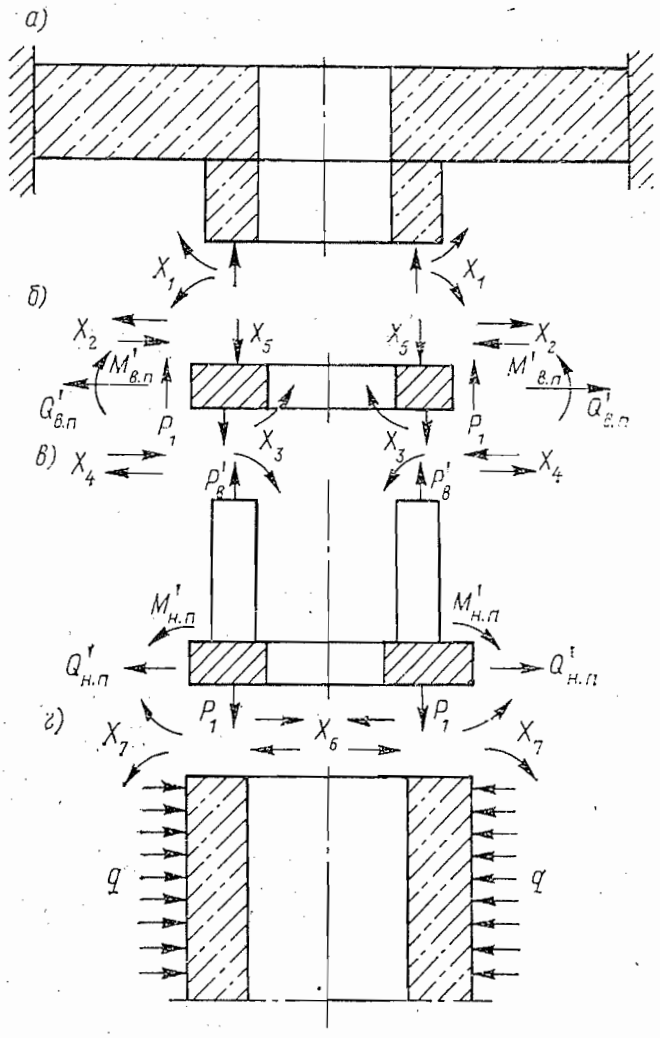


Рис. X.3. Расчетная схема для определения напряжений в статоре в забетонированном состоянии

Все необходимые формулы для перемещения поясов статора и колонн приведены на конкретном примере. Поскольку такие геометрические характеристики элементов статора, как площади сечений, моменты инерции и др., определяют по общеизвестным правилам, то в примере они заданы в исходных данных.

Принимаемые при расчете статоров обозначения параметров:

1) бетонная плита, верхний и нижний цилиндры (рис. X.4): a, b — наружный и внутренний радиусы плиты; $h_б$ — ее толщина; $h_{ц1}$, $R_{ц1}$ — толщина и средний радиус верхнего цилиндра; $h_{ц2}$, $R_{ц2}$ — толщина и средний радиус нижнего цилиндра;

2) пояса статора (рис. X.5): $r_к$ — радиус расположения центра тяжести сечения колонны; r_1—r_4, r_6, r_7 — радиусы приложения сил P_1—P_4, P_6, P_7 соответственно; a_1, a_3, a_5 — расстояния от горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести сечения верхнего пояса, до линии действия сил H_1, P_3, P_5; b_1, b_2, b_3 — расстояния от вертикальной оси, проходящей через центр тяжести колонн статора, до линии действия сил P_1, $P_а$, $P_б$ соответственно; c — расстояние от вертикальной оси, проходящей через центр тяжести колонн, до линии действия силы X_5; l_2, l_4 — расстояния от горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести сечения верхнего пояса, до наиболее удаленных точек сечения; l'_4, l_6 — то же для нижнего пояса; F_1, F_2 — площади сечений верхнего и нижнего поясов; n_1, n_2 — характеристики скручивания, определяемые графоаналитически согласно формулам, приведенным в п. X.3;

3) колонны статора (рис. X.6): α — угол между радиальным направлением и хордой профиля колонны; $\operatorname{tg}\theta = (J_x/J_y)\operatorname{tg}\alpha$; J_x, J_y — моменты инерции сечения

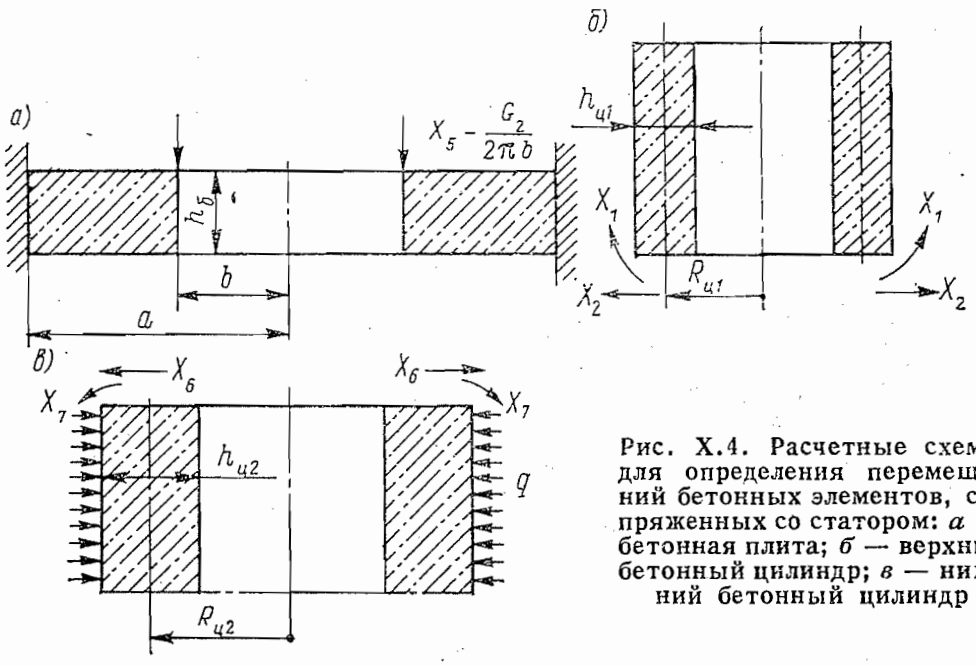


Рис. X.4. Расчетные схемы для определения перемещений бетонных элементов, сопряженных со статором: *а* — бетонная плита; *б* — верхний бетонный цилиндр; *в* — нижний бетонный цилиндр

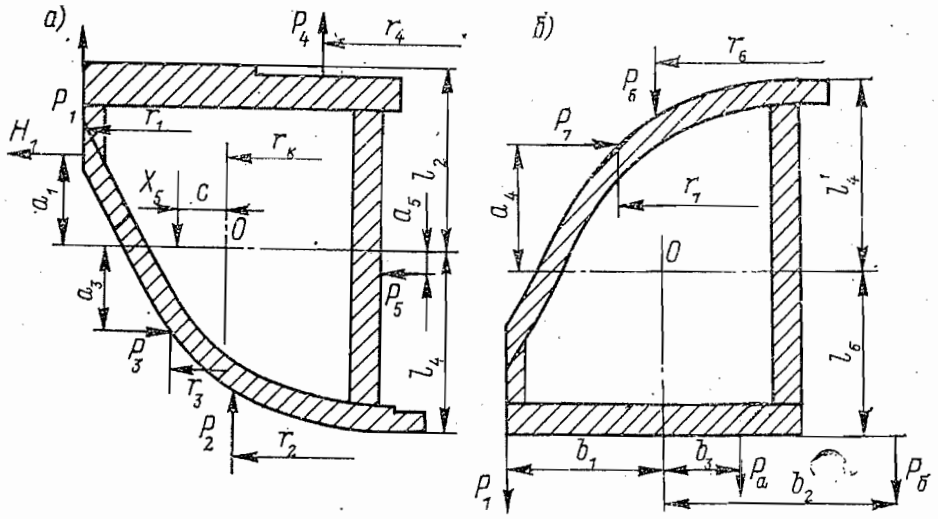


Рис. X.5. Схемы сил, действующих в сечениях поясов статора: *а* — верхний пояс; *б* — нижний пояс

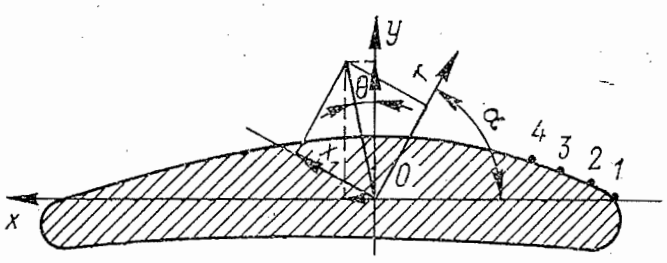


Рис. X.6. Сечение колонны статора и рекомендуемая зона точек, в которых определяются напряжения

колонны; l — длина колонны от нижнего до верхнего пояса; $F_к$ — площадь сечения колонны; S — шаг расположения колонн; $z_к$ — число колонн.

Обозначения действующих сил и моментов: X_1, X_3, X_7 — внутренние моменты в поясах статора; X_2, X_4, X_5, X_6 — внутренние усилия в поясах статора; $Q'_{н.\,п}$, $Q'_{в.\,п}$ — внешние горизонтальные силы, действующие на пояса статора; $Q_{н.\,п}$, $Q_{в.\,п}$ — полные горизонтальные силы; $M'_{н.\,п}$, $M'_{в.\,п}$ — скручивающие моменты от внешних сил, действующие на пояса статора; $M_{н.\,п}$, $M_{в.\,п}$ — полные моменты; M_x, M_y — моменты, изгибающие колонны; q — статическое давление воды; P_1, P_2, P_4 — внешние вертикальные силы, действующие на верхний пояс статора (P_1 — от спиральной камеры; P_2 — от давления воды непосредственно на верхний пояс; P_4 — от крышки турбины); P_6, $P_а$, $P_б$ — внешние вертикальные силы, действующие на нижний пояс статора (P_6 — от давления воды непосредственно на нижний пояс; $P_а$ — от анкерных болтов; $P_б$ — непосредственно от бетона); $P'_в = (P_1 + P_2 + P_4)/z_к$ — внешняя вертикальная сила, приходящаяся на одну колонну.

Формулы для определения $M'_{в.\,п}$, $Q'_{в.\,п}$, $M'_{н.\,п}$ и $Q'_{н.\,п}$:

$$M'_{в.\,п} = P_1 (r_1 - r_к)/(2\pi r_к) - H_1 a_1 r_1/r_к - P_3 a_3/(2\pi r_к) - \\ - P_5 a_5/(2\pi r_к) - P_4 (r_к - r_4)/(2\pi r_к);$$

$$Q'_{в.\,п} = -P_3/(2\pi r_к) + H_1 r_1/r_к + P_5/(2\pi r_к);$$

$$M'_{н.\,п} = P_1 (r_1 - r_к)/(2\pi r_к) - P_6 (r_6 - r_к)/(2\pi r_к) - \\ - P_7 a_4/(2\pi r_к) - P_а b_3/(2\pi r_к) - P_б b_2/(2\pi r_к);$$

$$Q'_{н.\,п} = P_7/(2\pi r_к).$$

Последовательность расчета статора:

1) составляют развернутые выражения для линейных и угловых перемещений на границах каждого элемента и уравнения совместности деформации, в результате чего получают систему семи уравнений, содержащих семь неизвестных величин X_1—X_7 (внутренние силы и моменты);

2) систему уравнений решают на ЭВМ с максимально возможной точностью и получают численные значения X_1—X_7 (во избежание ошибок следует тщательно проверить сходимость уравнений при найденных X_i);

3) по найденным значениям X_i определяют полные силы и моменты, действующие на элементы;

4) находят напряжения в поясах и колоннах статора.

Исходные данные для расчета:

1) геометрические характеристики:

а) бетонная плита: $a = 14$ м; $b = 5{,}3$ м; $h_б = 2{,}75$ м; модуль упругости и коэффициент Пуассона для бетона $E_б = 1{,}8 \cdot 10^4$ МПа и $\nu_б = 0{,}167$;

б) верхний бетонный цилиндр: $R_{ц1} = 5{,}8$ м; $h_{ц1} = 1{,}0$ м;

в) нижний бетонный цилиндр: $R_{ц2} = 5{,}23$ м; $h_{ц2} = 1{,}7$ м;

г) верхний пояс статора: $F_1 = 0{,}211$ м^2; $n_1 = 4{,}213 \cdot 10^{-3}$ м^3; $c = 0{,}25$ м; $l_2 = 0{,}57$ м; $l_4 = 0{,}33$ м;

д) нижний пояс статора: $F_2 = 0{,}189$ м^2; $n_2 = 1{,}718 \cdot 10^{-3}$ м^3; $l'_4 = 0{,}26$ м; $l_6 = 0{,}35$ м;

е) колонны статора: $z_к = 12$ шт.; $r_к = 5{,}53$ м; $J_x = 0{,}13 \cdot 10^{-2}$ м^4; $J_y = 4{,}85 \cdot 10^{-2}$ м^4; $F_к = 0{,}285$ м^2; $\alpha = 59°$; $S = 2{,}89$ м;

2) внешние силы и моменты: $P_1 = 285$ МН; $P_2 = 55{,}1$ МН; $P_4 = 6{,}0$ МН; $r_1 = 5{,}95$ м; $r_2 = 5{,}38$ м; $r_4 = 4{,}9$ м; $M'_{в.\,п} = 0{,}116$ МН; $Q'_{в.\,п} = 0{,}147$ МН/м; $M'_{н.\,п} = -0{,}77$ МН; $Q'_{н.\,п} = 0$; $q = 1{,}3$ МПа; $G_п = 0$.

Примечание. В целях упрощения примера расчета моменты внешних сил, скручивающие пояса статора ($M'_{в.\,п}$, $M'_{н.\,п}$), а также радиальные внешние силы, растягивающие пояса ($Q'_{в.\,п}$, $Q'_{н.\,п}$), приведены в исходных данных. В практических расчетах эти величины необходимо определять согласно схемам на рис. X.5, что обычно является первым этапом расчета. Поэтому в исходных данных рассматриваемого примера не заданы некоторые силы (H_1, P_3, P_5, P_6, P_7, $P_а$, $P_б$) и координаты точек приложения этих сил (a_3, r_3, a_4, a_5, r_6, r_7, b_1, b_2, b_3).

Пример расчета в численном виде сведен в табл. X.2.

Таблица X.2. Линейные и угловые перемещения элементов статора и окружающего бетона. Силы и напряжения в поясах и колонне статора

Определяемая величина	Формула для расчета и численный результат
Угловое перемещение бетонного цилиндра, примыкающего к верхнему поясу статора, рад	$\varphi_б = \frac{X_1}{\beta_1 D_1} + \frac{X_2}{2\beta_1^2 D_1} = 0{,}1234 X_1 10^{-7} + 0{,}1143 \cdot 10^{-5} X_2$
Угловое перемещение верхнего пояса статора, рад	$\varphi_{в.\,п} = \frac{r_к}{E n_1}\left(X_1 - l_2 X_2 + X_3 + l_4 X_4 + c X_5 - M'_{в.\,п}\right) =$ $= 0{,}625 \cdot 10^{-7} X_1 - 0{,}356 \cdot 10^{-5} X_2 + 0{,}625 \cdot 10^{-7} X_3 + 0{,}206 \cdot 10^{-5} X_4 +$ $+ 0{,}156 \cdot 10^{-5} X_5 - 1{,}83 \cdot 10^{-2}$
Радиальное перемещение бетонного цилиндра, примыкающего к верхнему поясу статора, см	$\Delta_б = \frac{X_1}{2\beta_1^2 D_1} + \frac{X_2}{2\beta_1^3 D_1} = 0{,}1143 \cdot 10^{-5} X_1 + 2{,}72 \cdot 10^{-4} X_2$
Радиальное перемещение верхней полки верхнего пояса статора, см	$\Delta'_{в.\,п} = \frac{r_к^2}{E F_1}\left[X_2 + X_4 - Q'_{в.\,п}\right] - l_2 \varphi_{в.\,п} =$ $= -0{,}356 \cdot 10^{-5} X_1 + 2{,}72 \cdot 10^{-4} X_2 - 0{,}356 \cdot 10^{-5} X_3 - 0{,}481 \cdot 10^{-4} X_4 -$ $- 0{,}891 \cdot 10^{-4} X_5 + 0{,}939$
Радиальное перемещение нижней полки верхнего пояса статора, см	$\Delta''_{в.\,п} = \frac{r_к^2}{E F_1}\left[X_2 + X_4 - Q'_{в.\,п}\right] + l_4 \varphi_{в.\,п} =$ $= 0{,}206 \cdot 10^{-5} X_1 - 0{,}485 \cdot 10^{-4} X_2 + 0{,}206 \cdot 10^{-5} X_3 + 1{,}37 \cdot 10^{-5} X_4 +$ $+ 5{,}14 \cdot 10^{-5} X_5 - 0{,}705$
Угловое перемещение колонны у верхнего пояса статора, рад	$\varphi_к = \frac{Sl}{E \cos(\alpha - \theta)}\left(\frac{\cos\alpha \cos\theta}{J_y} + \frac{\sin\alpha \sin\theta}{J_x}\right)\left(X_3 - \frac{l}{2} X_4\right) +$ $+ \varphi_{в.\,п} = 2{,}278 \cdot 10^{-7} X_3 - 0{,}361 \cdot 10^{-4} X_4 - 0{,}536 \cdot 10^{-5} X_6 +$ $+ 1{,}532 \cdot 10^{-7} X_7 - 1{,}17 \cdot 10^{-2}$
Угловое перемещение нижнего пояса статора у нижнего бетонного цилиндра, рад	$\varphi_{н.\,п} = \frac{r_к}{E n_2}\left[X_3 - \left(l + l'_4\right) X_4 + X_7 - l_6 X_6 - M'_{н.\,п}\right] =$ $= 0{,}153 \cdot 10^{-6} X_3 + 0{,}328 \cdot 10^{-4} X_4 - 0{,}406 \cdot 10^{-6} X_6 +$ $+ 0{,}153 \cdot 10^{-6} X_7 - 0{,}0118$
Радиальное перемещение колонны у верхнего пояса статора, см	$\Delta_к = \frac{Sl^2}{E \cos(\alpha - \theta)}\left(\frac{\cos\alpha \cos\theta}{J_y} + \frac{\sin\alpha \sin\theta}{J_x}\right) \times$ $\times \left(\frac{l}{3} X_4 - \frac{X_3}{2}\right) + \Delta_{н.\,п} + (l + l_1)\,\varphi_{н.\,п} =$ $= -0{,}363 \cdot 10^{-4} X_3 + 45{,}71 \cdot 10^{-5} X_4 + 1{,}06 \cdot 10^{-3} X_6 + 0{,}328 \cdot 10^{-4} X_7 - 1{,}3$
Угловое перемещение нижнего бетонного цилиндра у нижнего пояса статора, рад	$\varphi'_б = \frac{X_7}{\beta_2 D_2} + \frac{X_6}{2\beta_2^2 D_2} =$ $= 0{,}306 \cdot 10^{-8} X_7 + 0{,}356 \cdot 10^{-6} X_6$
Радиальное перемещение нижнего бетонного цилиндра у нижнего пояса статора, см	$\Delta'_б = -\frac{X_7}{2\beta_2^2 D_2} - \frac{X_6}{2\beta^3 D_2} + \frac{q R_{ц2}}{E h_{ц2}}\left(1 - \frac{\nu_б}{2}\right) =$ $= -0{,}355 \cdot 10^{-5} X_7 - 0{,}82 \cdot 10^{-4} X_6 + 1{,}117 \cdot 10^{-3}$
Радиальное перемещение нижнего пояса статора у нижнего бетонного цилиндра, см	$\Delta'_{н.\,п} = \frac{r_к^2}{E n_2}\left(-X_4 + X_6 - Q'_{н.\,п}\right) + l_6 \varphi_{н.\,п} =$ $= -0{,}536 \cdot 10^{-5} X_3 - 0{,}106 \cdot 10^{-2} X_4 + 0{,}4296 \cdot 10^{-3} X_6 +$ $+ 0{,}75 \cdot 10^{-4} X_7 + 0{,}3864$

Определяемая величина	Формула для расчета и численный результат
Удлинение колонны статора, см	$\Delta l = \left(X_5 S - \frac{P'_{\text{в}}}{z_{\text{к}}}\right)\frac{l}{EF_{\text{к}}} = = -0{,}315\cdot10^{-7} + 0{,}914\cdot10^{-5}X_5$
Прогиб бетонной плиты у верхнего пояса статора, см	$w_{\text{б}} = \frac{[X_5 - G/(2\pi b)]\,a^3\beta}{8D_{\text{п}}}[(1+2k)(1-\beta^2) + 4k\ln\beta + 2\beta^2\ln\beta] = 2{,}46\cdot10^{-4}X_5$
Внутренние силы и моменты, найденные решением основной системы из семи уравнений	$X_1 = 1{,}9766\cdot10^6$ Н; $X_2 = 0{,}322\cdot10^7$ Н/м; $X_3 = 1{,}1\cdot10^6$ Н; $X_4 = -65{,}21\cdot10^3$ Н/м; $X_5 = 0{,}288\cdot10^7$ Н/м; $X_6 = 0{,}966\cdot10^6$ Н/м; $X_7 = 0{,}11478\cdot10^6$ Н
Моменты, скручивающие верхний и нижний пояса статора, Н	$M_{\text{в. п}} = M'_{\text{в. п}} + X_1 + X_3 - l_2X_2 - l_4X_4 + X_5c = 2{,}0\cdot10^6$; $M_{\text{н. п}} = M'_{\text{н. п}} + X_3 - a_2X_4 - l_2X_6 + X_7 = -0{,}21\cdot10^6$
Радиальные силы, действующие на пояса статора, Н/м	$Q_{\text{в. п}} = X_2 + X_4 - Q'_{\text{в. п}} = -1{,}15\cdot10^7$; $Q_{\text{н. п}} = X_4 - X_6 - Q'_{\text{н. п}} = -0{,}966\cdot10^6$
Изгибающие моменты (Н·м) и растягивающая сила (Н), действующие на колонны	$M_x = \frac{X_3 S\sin\theta}{\cos(\alpha-\theta)} = 2{,}36\cdot10^5$; $M_y = \frac{X_3 S\cos\theta}{\cos(\alpha-\theta)} = 5{,}76\cdot10^5$; $P_{\text{в}} = P'_{\text{в}}/z_{\text{к}} - X_5 S = 1658\cdot10^3$
Напряжения (МПа) в верхнем поясе статора в точке с координатами $z = 0{,}385$ м, $r = 4{,}75$ м	$\sigma_{\text{в. п}} = \frac{M_{\text{в. п}} r_{\text{к}}}{n_1}\frac{z}{r} + \frac{Q_{\text{в. п}} r_{\text{к}}}{F_1} = -86{,}6$
Напряжения (МПа) в нижнем поясе статора в точке с координатами $z = 0{,}37$ м, $r = 4{,}35$ м	$\sigma_{\text{н. п}} = \frac{M_{\text{н. п}} r_{\text{к}}}{n_2}\frac{z}{r} + \frac{Q_{\text{н. п}} r_{\text{к}}}{F_2} = -128$
Напряжения (МПа) в колонне статора в точке с координатами $x = 0{,}33$ м, $y = 0{,}04$ м	$\sigma_x = \frac{M_y}{J_y}x = 7{,}85$; $\sigma_y = \frac{M_x}{J_x}y = 75{,}1$; $\sigma_{\text{р}} = \frac{P_{\text{в}}}{F_{\text{к}}} = 58{,}0$

Примечания: 1. Входящие в расчетные формулы буквенные коэффициенты:

$$\beta = \frac{a}{b};\quad D_{\text{п}} = \frac{E_{\text{б}}h_{\text{б}}^2}{12(1-\nu_{\text{б}}^2)};\quad k = \frac{1+(1+\nu_{\text{б}})\beta^2\ln\beta}{1-\nu_{\text{б}}(1+\nu_{\text{б}})\beta^2};\quad \beta_1 = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu_{\text{б}}^2)}{h_{\text{ц1}}^2R_{\text{ц1}}^2}};$$

$$D_1 = \frac{E_{\text{б}}h_{\text{ц1}}^3}{12(1-\nu_{\text{б}}^2)};\quad \beta_2 = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu_{\text{б}}^2)}{h_{\text{ц2}}^2R_{\text{ц2}}^2}};\quad D_2 = \frac{E_{\text{б}}h_{\text{ц2}}^3}{12(1-\nu_{\text{б}}^2)}.$$

2. Внешние силы, действующие на пояса статоров, $Q'_{\text{н. п}}$ и $Q'_{\text{в. п}}$, полные силы $Q_{\text{н. п}}$ и $Q_{\text{в. п}}$, моменты внешних сил, скручивающие пояса статора, $M'_{\text{в. п}}$ и $M_{\text{н. п}}$ и полные моменты $M_{\text{в. п}}$ и $M_{\text{н. п}}$ отнесены к единице длины окружности, проходящей через центр тяжести сечения. Внутренние силы X_2, X_4, X_5 и X_6 и внутренние моменты X_1, X_3 и X_7 отнесены к единице длины соответствующей окружности (на радиусе действия). Моменты M_x и M_y, изгибающие колонны, отнесены к площади полного сечения.

Проверка вибрационного состояния. После определения напряжений в колоннах статора проверяют их вибрационное состояние. Находят частоту f собственных колебаний колонн (как для стержней) при двух вариантах закрепления концов: жестком защемлении и шарнирном опирании. Расчет производят по формуле

$$f = \frac{\alpha^2}{2\pi}\sqrt{\frac{EJ}{m + \gamma_в \pi l/(4g)}},$$

где α — коэффициент, учитывающий условия закрепления концов (при жестком защемлении $\alpha l = 4{,}730$; при шарнирном опирании $\alpha l = 3{,}142$); E — модуль упругости материала колонны; J — момент инерции сечения колонны относительно оси минимальной жесткости; $\gamma_в$ — плотность воды; l — длина колонны; g — ускорение свободного падения; $m = \gamma_м F_к/g$; $F_к$ — площадь сечения колонны; $\gamma_м$ — плотность материала колонны.

Полученное значение частоты сравнивают с частотой возмущающей силы $f_1 = 0{,}2v/d$, где v — скорость потока на сходе с колонны; d — диаметр закругления выходной кромки.

X.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОЛЬЦЕВЫХ ОРЕБРЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ

К кольцевым оребренным деталям гидравлических турбин и обратимых гидромашин относятся, в частности, верхнее и нижнее кольца направляющего аппарата, крышка турбины, верхний и нижний пояса статора. Для оценки напряженного и деформированного состояния таких деталей используют различные расчетные схемы. Для расчета окончательного варианта конструкции применяют схемы, основанные на применении метода конечных элементов. Однако в процессе конструирования удобнее использовать более простые схемы, позволяющие с помощью простого математического аппарата проводить сравнительные расчеты разных вариантов конструкции.

Широкое распространение получила расчетная схема, базирующаяся на теории осесимметричной деформации упругого кольца в предположении, что каждое сечение кольца поворачивается и смещается в радиальном направлении, не меняя формы. Расчет по такой схеме обычно состоит из следующих этапов:

1) определение тангенциальных напряжений в сечении кольца;
2) определение нормальных и касательных напряжений в ребрах;
3) определение дополнительных местных напряжений в элементах конструкции;
4) определение напряжений во фланцах, соединяющих данную деталь с сопряженными деталями;
5) определение напряжений в стыках детали (при наличии радиальных разъемов).

Ниже приведена методика расчета для крышки турбины радиально-осевого типа. Другие кольцевые оребренные детали рассчитывают аналогично.

Расчет напряжений и деформаций крышки турбины выполняют для четырех случаев нагружения:

1) нормальная работа турбины при расчетном зазоре в лабиринтном уплотнении рабочего колеса (на крышку действуют весовые нагрузки и гидравлические силы);

2) быстрое отключение агрегата от электрической сети, при этом рассматривают два случая (в обоих случаях на крышку действуют весовые нагрузки и гидравлические силы):

а) гидравлическое осевое усилие, действующее на рабочее колесо, имеет максимальное значение;

б) гидравлическое осевое усилие на рабочее колесо отсутствует;

3) ротор гидроагрегата неподвижен, воды в проточной части нет (на крышку действуют только весовые нагрузки).

Определение тангенциальных напряжений. Тангенциальные напряжения в сечении вызываются скручивающим сечение моментом M_t и растягивающей силой P_t:

$$\sigma_t = (M_t/n)\,[(z - z_0)/r] + (P_t/l)\,(1/r). \qquad (X.3)$$

Здесь z, r — координаты точки, в которой определяют напряжения; z_0 — координата центра тяжести сечения, определяемая графоаналитически; l, n — геометрические характеристики сечения, определяемые графоаналитически:

$$z_0 = \left[\sum (F_i/r_i)/z_i\right] / \left(\sum F_i/r_i\right);$$

$$l = \sum F_i/r_i; \quad n = \sum (F_i/r_i)\, z_i^2 + \sum \left[F_i/(12r_i)\right] h_i^2 - z_0 \sum (F_i/r_i)\, z_i,$$

где z_i, r_i — координаты центров элементарных прямоугольников, на которые разбито сечение (рис. X.7); $F_i = b_i h_i$ — площади элементарных прямоугольников.

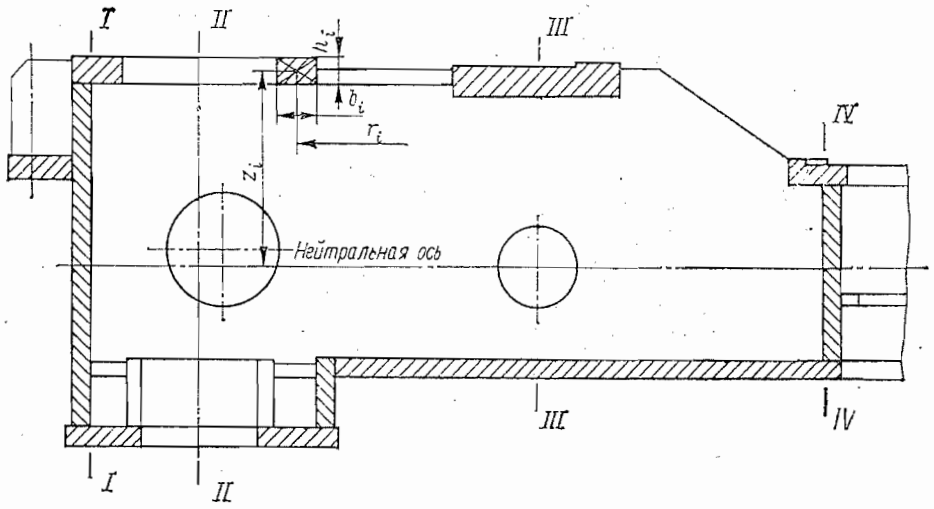


Рис. X.7. Сечение крышки турбины радиально-осевого типа

Угол поворота сечения крышки ϑ и горизонтальное смещение крышки u:

$$\vartheta = M_t/(En); \quad u = P_t/(El).$$

Прогиб крышки при повороте сечения вокруг опоры на фланце

$$f = [M_t/(En)]\,(r_{фл} - r_1),$$

где $r_{фл}$ — радиус расположения болтов фланца; r_1 — наименьший радиус сечения.

Момент M_t определяют по формуле

$$M_t = \frac{1}{2\pi}\left[\sum P_i\,(r_{фл} - r_i) + \sum q_i\,(r_{фл} - r_{нi})\right], \qquad (X.4)$$

где P_i — гидравлические силы и весовые нагрузки, действующие на крышку турбины, распределенные по окружности радиуса r_i (рис. X.8); q_i — распределенные вертикальные нагрузки, действующие по кольцевым площадям; $r_{нi}$ — радиусы приложения равнодействующей нагрузок:

$$\sum q_i = \frac{\gamma\pi}{3}\left[h_a\,(2r_a + r_b) + h_b\,(2r_b + r_a)\right](r_a + r_b);$$

$$r_{нi} = \frac{r_a + r_b}{2} + \frac{r_a - r_b}{2}\,\frac{h_a r_a - h_b r_b}{h_a\,(2r_a + r_b) + h_b\,(2r_b + r_a)}.$$

Растягивающую силу находят по формуле [1] (рис. X.8)

$$P_t = P_r/(2\pi); \quad P_r = 2\pi r H p + (R_b + R_c)\,m, \qquad (X.5)$$

где R_b, R_c — приведенные реакции лопаток направляющего аппарата в средней и верхней опорах; P_r — суммарная радиальная сила, действующая на крышку вследствие давления воды в зазоре между крышкой и статором, с учетом реакции направляющих лопаток; r — радиус наружной цилиндрической стенки крышки; H — высота

[1] При нормальной работе турбины или при опорожненной проточной части в формуле для P_r учитывают только первый член.

стенки; p — давление в зазоре; m — эмпирический коэффициент, равный 0,3—0,5; h_a, h_b — давления на внешнем (r_a) и внутреннем (r_b) радиусах кольцевого участка.

Для пояснения в табл. X.3 и X.4 дан примерный расчет тангенциальных напряжений σ_t в крышке турбины без учета растягивающей силы P_t.

Определение напряжений в ребрах крышки. Расчет ведут в предположении чистого сдвига ребер:

$$\tau = 2\pi r Q/(z_р H_р \delta_р),$$

где r — радиус расчетного сечения ребра; $z_р$ — число ребер, попадающих в сечение; $H_р$ — высота ребра; $\delta_р$ — толщина ребра; Q — перерезывающая сила в данном сечении ребра.

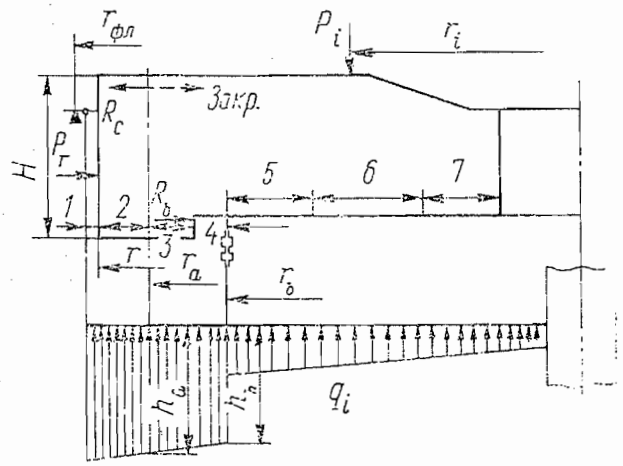


Рис. X.8. Схема сил, действующих на крышку турбины (*1—7* — участки разбивки крышки)

Сечение *I—I* рассчитывают на срез от полной вертикальной реакции на фланце крышки (см. рис. X.7). Для определения перерезывающей силы в сечениях *II—II*, *III—III* и *IV—IV* необходимо рассчитать полную вертикальную силу, действующую в пределах радиуса рассматриваемого сечения. В случае, когда в ребре имеется отверстие, следует по общим правилам учесть соответствующую концентрацию напряжений.

Определение напряжений в стыках секторов крышки. Стыковое сечение рассчитывают как сечение составной балки, состоящей из болтов (растянутые волокна), и сечение стыкового фланца (сжатые волокна) с учетом предварительного затяга болтов [37]. Зная среднее значение интенсивности тангенциального момента, вычисляют безразмерный момент m^*, по которому оценивают характер работы стыка:

1) при $m^* < 1/6$ — стык спаянный;
2) при $m^* < 1/3$ — стык частично раскрыт;
3) при $m^* > 1/3$ — стык полностью раскрыт.

Таблица X.3. Определение геометрических характеристик сечения крышки турбины (см. рис. X.7)

i (номер участка)	Исходные размеры сечения, м				
	b_i	h_i	r_i	z_i	$(F_i/r_i)\cdot 10^2$
1	0,07	0,10	1,63	0,77	0,429
2	0,38	0,06	1,48	0,69	1,546
3	0,13	0,05	2,69	0,495	0,242
4	0,115	0,05	3,29	0,495	0,175
5	0,20	0,08	3,44	0,04	0,465
6	0,05	1,25	3,33	—0,15	1,872
7	0,06	0,04	3,33	—0,79	0,072
8	0,08	0,065	3,28	—0,81	0,159
9	0,12	0,065	2,57	—0,81	0,304
10	0,05	0,48	2,52	—0,54	0,950
11	1,32	0,05	1,84	—0,32	3,587
12	0,05	0,09	1,32	—0,25	0,342
13	0,05	0,09	1,32	0,62	0,342

Результаты вычислений:

$$\sum F_i/r_i = 0{,}105 \text{ м}; \quad \sum \left(F_i/r_i\right) z_i^2 = 2{,}274\cdot 10^{-2} \text{ м}^3; \quad \sum \left(F_i/r_i\right) z_i =$$

$$= -0{,}625\cdot 10^{-2} \text{ м}^2; \quad n = 0{,}025 \text{ м}^3; \quad \sum \left[F_i/\left(12 r_i\right)\right] h_i^2 = 0{,}263\cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad z_0 = -0{,}06 \text{ м}.$$

Таблица X.4. Определение вертикальных сил, моментов и напряжений в сечении крышки турбины (см. рис. X.8)

i (номер участка)	Исходные данные				Расчет нагрузок	
	r_a, м	r_b, м	$h_a \cdot 10^{-4}$, Па	$h_b \cdot 10^{-4}$, Па	P_i, МН	r_i, м
1	3,46	3,30	—17,2	—162	—5,676	3,38
2	3,30	3,00	—162	—145	—9,122	3,16
3	3,00	2,51	—145	—117	—11,140	2,77
4	2,51	2,36	—117	—109,4	—2,599	2,44
5	2,36	1,80	—18,35	—8,5	—0,99	2,10
6	1,80	1,67	—8,5	—6,0	—0,107	1,74
7	1,67	1,34	—6,0	0	—0,095	1,56

Результаты вычислений при заданных $z = 0{,}72$ м; $r = 1{,}28$ м; $r_{фл} = 3{,}46$ м:

$$M_t = \frac{1}{2\pi}\left[\sum P_i (r_{фл} - r_i) + \sum q_i (r_{фл} - r_{нi})\right] = -2{,}43 \text{ МН·м};$$

$$\sigma_t = (-2{,}43/0{,}025)\ [(0{,}72 + 0{,}06)/1{,}28] = 59{,}5 \text{ МПа}.$$

Безразмерную величину m^* в первом приближении находят по формуле

$$m^* = M_t / \left[nF_1 \left(\sigma_1^* + \sigma_2^*\right) II\right].$$

Здесь M_t — момент, скручивающий сечение (принимается из расчета крышки); n — число болтов в стыке; F_1 — площадь сечения одного болта; H — высота стыка; σ_1^* — напряжение затяга болтов, назначаемое при конструировании; σ_2^* — напряжение сжатия во фланце, предварительное значение которого выбирают по формуле

$$\sigma_2^* = n\sigma_1^* F_1 / F_2,$$

где F_2 — площадь стыка.

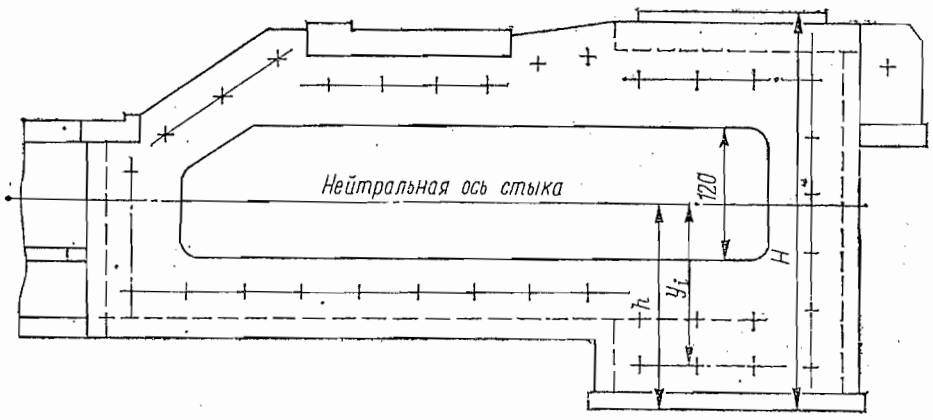


Рис. X.9. Стыковое сечение крышки

Если $m^* < 1/3$, то напряжения находят по общим правилам машиностроения.

Если $m^* > 1/3$, то следующим этапом расчета является определение координаты нейтральной оси $\bar{h} = h/H$ (рис. X.9):

1) находят безразмерные координаты:

$$A_1 = \left(\sum a_i\right)/\left(nH^2\right); \quad A_2 = \left(\sum a_i^2\right)/\left(nH^2\right); \quad A_3 = n\bar{h}/H^2,$$

где a_i — координаты осей болтов стыка, отсчитываемые от произвольно выбранной оси, находящейся в сжатой части стыка;

2) задаваясь сперва произвольно положением нейтральной оси (назначая $\bar{h} = h/H$), определяют значение m^* и сравнивают его с найденным ранее. Если значения не совпадают, то задают новое значение $\bar{h}$ и опять находят m^*, руководствуясь тем, что при увеличении $\bar{h}$ величина m^* уменьшается.

Проверку значения m^* осуществляют по уравнению

$$m^* = (i_1 + i_2)/(s_1 + s_2) - s_1/A_3,$$

где $i_1 = A_3\,[\bar{h}^2 - 2\bar{h}A_1 + A_2]$; $i_2 = J_2/H^4$ — безразмерный момент инерции сжатой части стыка; $s_1 = A_3\,(\bar{h} - A_1)$; $s_2 = S_2/H^3$ — безразмерный статический момент сжатой части.

Величины J_2 и S_2 определяют по общим правилам в зависимости от формы сжатой части сечения стыка.

После уточнения положения нейтральной оси находят напряжение в болтах

$$\sigma_1 = \left(\sigma_1^* + \sigma_2^*\right)\left[1 + y_i A_3/(s_1 + s_2)\right]$$

и напряжение во фланце

$$\sigma_2 = A_3\left(\sigma_1^* + \sigma_2^*\right)\bar{h}/(s_1 + s_2),$$

где y_i — расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленного болта в растянутой зоне (рис. X.9).

X.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Перо лопасти рабочего колеса представляет собой упругое тело, близкое по геометрии к оболочке со сложной поверхностью, для описания которой не имеется аналитического выражения. При этом поверхности лопасти по обе стороны пера разные. Перо сопрягается с круглым фланцем, имеющим со стороны сопряжения сферическую поверхность.

Напряженное и деформированное состояния такой упругой системы определяются методом конечных элементов (МКЭ) с применением ЭВМ. В настоящее время существует несколько программ такого уточненного расчета, однако их использование затруднено из-за отсутствия данных по распределению давления по поверхности пера в различных режимах работы турбины, поэтому практически расчеты ведут или по условной осредненной нагрузке, или по нагрузке, определенной для расчетного режима. При этом преимущества уточненного метода в значительной мере теряются, и пока наибольшее распространение получили различные приближенные расчеты. В частности, широко применяется метод, основанный на представлении пера лопасти в виде плоской пластинки переменной толщины (без учета и с учетом кривизны). Этот метод реализуется также на ЭВМ, для чего имеются различные программы расчета.

Основной задачей приближенных методов расчета (не требующих применения ЭВМ) является сравнительная оценка максимальных напряжений с напряжениями в лопастях ранее выполненных турбин. Расположение мест, где действуют эти напряжения, примерно одинаково для лопастей всех типов рабочих колес, поэтому для практических целей обычно определяют максимальные напряжения в корневом сечении пера лопасти и напряжения в нескольких точках зоны у выходной кромки.

Метод расчета ПО ЛМЗ

Расчет пера лопасти. Для определения напряжений в корневом сечении в ПО ЛМЗ используют формулу

$$\sigma_к = \sqrt{(\sigma_и + \sigma_р)^2 + 4\tau^2}. \qquad (X.6)$$

Здесь $\sigma_и$, $\sigma_р$ — напряжения изгиба и растяжения; τ — тангенциальное напряжение:

$$\sigma_и = 6M/\delta^2; \quad \sigma_р = C_п/(d_{фл}\delta); \quad \tau = M_{кр}/(Kd_{фл}\delta),$$

где δ — толщина пера лопасти в корневом сечении на оси поворота (рис. X.10, *а*); M — интенсивность изгибающего момента, действующего в корневом сечении на оси поворота; $C_п$ — центробежная сила пера лопасти; $d_{фл}$ — диаметр фланца лопасти; $M_{кр}$ — крутящий момент в корневом сечении, численно равный моменту внешних сил, приложенных к перу лопасти, относительно оси поворота; K — коэффициент,

учитывающий геометрию сечения пера лопасти в пределах зоны сопряжения с фланцем, зависящий от отношения $d_{фл}/\delta$:

$d_{фл}/\delta$	3	4	5	6
K	0,267	0,282	0,291	0,299

Центробежная сила пера лопасти (рис. X.10, *а*)

$$C_п = (G_п/g)\, R_{ц.\,т}\omega^2, \qquad (X.7)$$

где $G_п$ — масса пера лопасти; g — ускорение свободного падения; $R_{ц.\,т}$ — радиус центра тяжести пера лопасти; ω — угловая скорость рабочего колеса.

В расчете принимается, что максимальные напряжения в корневом сечении действуют в точке, расположенной на оси поворота лопасти.

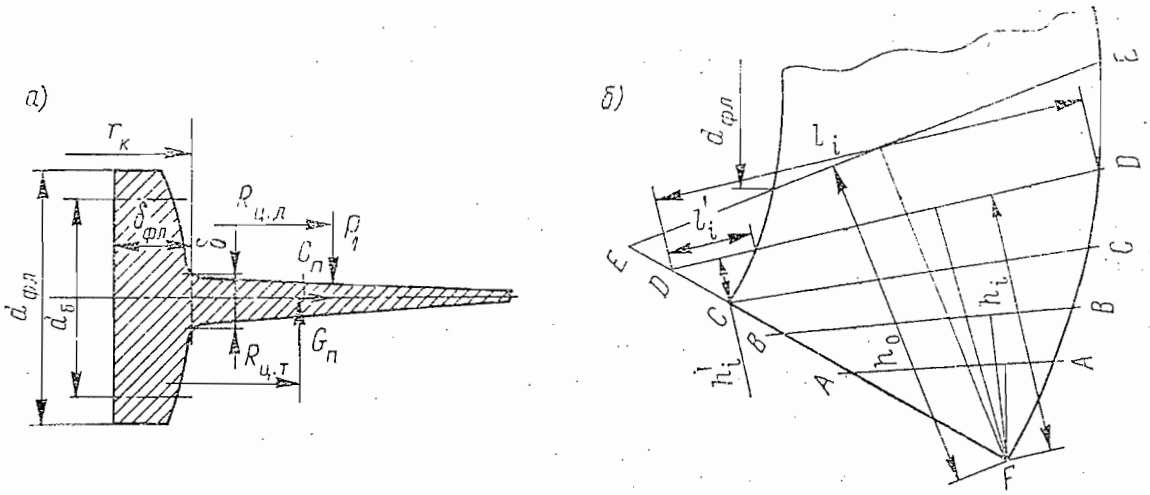


Рис. X.10. Схема расчетных сечений для пера лопасти и фланца: *а* — сечение лопасти и фланца вертикальной плоскостью, проходящей через ось поворота; *б* — схема расчетных сечений в области выходной кромки

Интенсивность изгибающего момента (рис. X.10, *а*)

$$M = 1{,}65\alpha\,[P_1\,(R_{ц.\,д} - r_к) + G_п\,(R_{ц.\,т} - r_к)], \qquad (X.8)$$

где 1,65 — эмпирический коэффициент; $\alpha = 1{,}3/d_{фл}$; P_1 — гидравлическое усилие, действующее на перо, определяемое экспериментально или расчетом; $R_{ц.\,д}$ — радиус расположения центра давления на перо, численно равный радиусу среднего сечения; $r_к$ — радиус расположения расчетного корневого сечения; $R_{ц.\,т}$ — радиус расположения центра тяжести пера, который определяется по общим правилам механики.

При определении напряжений в других сечениях пера лопасти в зоне выходной кромки интенсивность изгибающего момента вычисляют по следующим формулам:

а) для сечений, пересекающих выходную кромку (*А—А*, *В—В*, *С—С* на рис. X.10, *б*),

$$M = 1{,}65ph^2/6;$$

б) для остальных сечений (*D—D*, *E—E* на рис. X.10, *б*)

$$M = 1{,}65p\left(l_i h_i^2 - l_i' h_i'^2\right)/[6\left(l_i - l_i'\right)],$$

где $p = \gamma H/(l/t)$ — среднее давление; l — хорда профиля лопасти в среднем сечении; t — шаг лопастей; γ — плотность воды; H — напор турбины; l_i — полная длина сечения от периферийной кромки пера до линии, совпадающей с выходной кромкой (рис. X.10, *б*); l_i' — часть l_i за контуром пера; h_i — длина нормали, опущенной из точки F на сечение; h_0 — длина нормали до сечения, проходящего через край фланца лопасти.

Напряжения в сечениях, не пересекающих выходную кромку,

$$\sigma = \varkappa 6M/\delta_i^2,$$

где δ_i — толщина сечения; $\varkappa$ — коэффициент, зависящий от отношения h_i/h_0 (рис. X.10, *б*):

h_i/h_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\varkappa$	0,45	0,58	0,70	0,82	0,91	1,00	1,04

Расчет фланца лопасти. Наиболее нагруженной является зона у корневого сечения. Интенсивность изгибающего момента в сечении фланца можно оценить приближенно:

$$M_{фл} = M_и/2 + [C_п/(2d_{фл})]\,(d_б/2 - \delta_{фл}/2), \qquad (X.9)$$

где $d_б$ — диаметр окружности расположения болтов фланца (см. рис. X.10, *а*); $\delta_{фл}$ — толщина фланца на оси поворота; $M_и = M/d_{фл}$; M — интенсивность изгибающего момента в корневом сечении пера лопасти; $C_п$ — центробежная сила пера.

Напряжение изгиба во фланце

$$\sigma_{фл} = 6M_{фл}/\delta^2_{фл}. \qquad (X.10)$$

Кроме того, проверяют сечения во фланце под расточками для болтов. Для этого применяют схему кольцевой пластинки, защемленной по наружному контуру.

При расчете лопастей из высокопрочных коррозионно-стойких сталей описанным методом ПО ЛМЗ допускаемые напряжения в месте перехода от пера к фланцу принимают равными 180—190 МПа.

Метод расчета ХТЗ

В практике ХТЗ при предварительной оценке прочности лопасти ограничиваются расчетом напряжений изгиба от гидродинамической нагрузки в корневом сечении лопасти. Перо лопасти рассматривается как консольная балка, нагруженная суммарным (полным) гидродинамическим усилием

$$P \approx \sqrt{P^2_{ос} + P^2_{окр}}. \qquad (X.11)$$

Здесь $P_{ос}$ и $P_{окр}$ — осевая и окружная силы:

$$P_{ос} = P'_{Iос} H D_1^2; \quad P_{окр} = P'_{Iокр} H D_1^2,$$

где H — напор, м; D_1 — диаметр рабочего колеса, м; $P'_{I\,ос}$ — осевая сила, действующая на лопасть рабочего колеса диаметром $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м (определяется по экспериментальным данным или, при их отсутствии, приближенно); сила $P'_{I\,окр}$ определяется по формуле

$$P'_{Iокр} = 30Q'_I\eta/\left(\pi z_1 n'_I \bar{r}_{ц.\,д}\right). \qquad (X.12)$$

Здесь $Q'_I = Q/(D_1^2\sqrt{H})$; Q — расход через турбину; η — КПД турбины; z_1 — число лопастей рабочего колеса; n'_I — приведенная частота вращения рабочего колеса; $\bar{r}_{ц.\,д} = r_{ц.\,д}/D_1$; $r_{ц.\,д} \approx 0{,}5D_1\sqrt{(1 + d^2_{вт})/2}$ — радиус точки приложения силы P (радиус центра давления); $d_{вт}$ — втулочное отношение.

В качестве расчетного обычно принимают режим, соответствующий максимальной мощности. Массой лопасти в предварительном расчете можно пренебречь.

Изгибающий момент от силы P

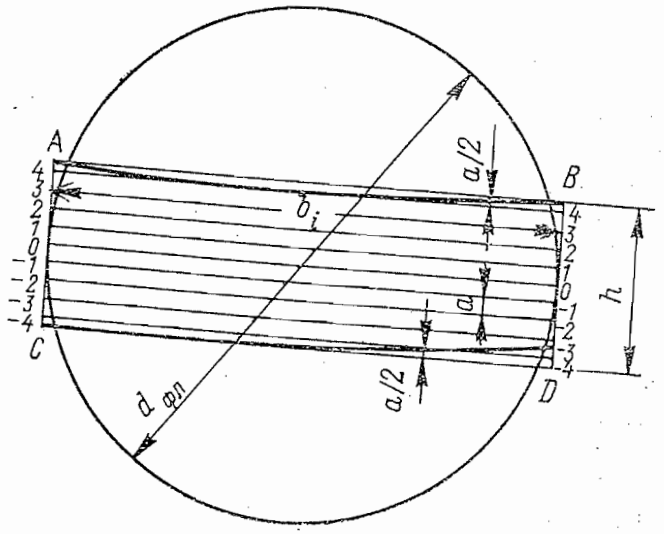
$$M_и = P\,(r_{ц.\,д} - r_к), \qquad (X.13)$$

где $r_к$ — радиус корневого сечения, м.

Минимальный момент сопротивления W_{min} корневого сечения определяют как для плоской фигуры, ограниченной контурами пера лопасти и фланца. За минимальную ось инерции сечения можно с достаточной точностью принять центральную ось сечения *0—0*, параллельную линии AB, соединяющей угловые точки сечения с рабочей стороны лопасти (рис. X.11).

Для расчета W_{min} корневое сечение заключают в прямоугольник, образованный названной линией AB, параллельной ей прямой, касающейся границы сечения с нерабочей стороны лопасти (на расстоянии h от AB), и двумя перпендикулярами к AB,

проведенными как касательные к дугам окружности фланца и соединяющими точки A и C, B и D. Проводят прямую 0—0, параллельную AB и делящую расстояние h пополам; отрезок h делят на нечетное число n равных частей размером $a = h/n$; через точки деления n_i проводят линии, параллельные AB. Длины заключенных внутри контура отрезков этих параллелей b_i вносят в таблицу (параллели предварительно нумеруются: $n_i = 1, 2, 3, \ldots$ — выше средней линии; $n_i = -1, -2, -3, \ldots$ — ниже средней линии). Затем выполняют операции умножения ($n_i b_i$ и $n_i^2 b_i$) и суммирования ($\sum_1 = \sum b_i$; $\sum_2 = \sum n_i b_i$; $\sum_3 = \sum n^2{}_i b_i$ — с учетом знаков слагаемых).



n_i	b_i	$n_i b_i$	$n_i^2 b_i$
6			
5			
4	b_4	$4b_4$	$16b_4$
3	b_3	$3b_3$	$9b_3$
2	b_2	$2b_2$	$4b_2$
1	b_1	b_1	b_1
0	b_0	0	0
-1	b_{-1}	$-b_1$	b_1
-2	b_{-2}	$-2b_2$	$4b_2$
-3	b_{-3}	$-3b_3$	$9b_3$
-4	b_{-4}	$-4b_4$	$16b_4$
-5			
-6			
Σ	Σb_i	$\Sigma n_i b_i$	$\Sigma n_i^2 b_i$

Рис. X.11. Сечение лопасти у фланца

Далее определяют площадь сечения F (м^2), статический момент сечения относительно средней линии прямоугольника S (м^3), расстояние от центра тяжести сечения до средней линии прямоугольника y_c (м) и минимальный момент инерции сечения $J_{\min}$ (м^4):

$$F \approx a\,\Sigma_1/m^2;\quad S \approx a^2\,\Sigma_2/m^3;\quad y_c \approx S/F;\quad J_{\min} \approx a^3 \sum\nolimits_3/m^4 - Sy_c,$$

где m — масштаб построения сечения.

Минимальный момент сопротивления сечения, м^3

$$W_{\min} \approx J_{\min}/[h/(2m) - y_c]. \qquad (X.14)$$

Важно отметить, что в приведенном условном расчете необходимо строго соблюдать два основных требования, обеспечивающих сопоставимость результатов расчетов с выполненными ранее и возможность использования рекомендуемых ниже значений допускаемых напряжений: 1) радиус центра давления $r_{ц.д}$ следует вычислять по приведенной формуле; 2) усиление корневого сечения галтелью не учитывать (обычно в качестве корневого принимают ближайшее расчетное сечение лопасти).

С учетом сказанного, а также при условии применения конструктивных мер, снижающих концентрацию напряжений в месте перехода от фланца к перу (достаточно больших радиусов закругления: $\rho = 17 \div 30$ мм), для применяемых в последние годы в качестве материала для отливки лопастей высокопрочных коррозионно-стойких сталей напряжения изгиба (без учета растяжения от центробежных сил) можно допускать до 200 МПа для стали 10Х12НДЛ и до 220 МПа для стали 06Х12Н3ДЛ.

X.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Для рабочих колес средней и высокой быстроходности прочность рабочих колес оценивают по уровню напряжений, возникающих в лопастях, ступице и нижнем ободе. Дополнительно определяют запас по усталости для лопастей. Поскольку сам расчет лопастей может быть выполнен только с помощью ЭВМ, то в рамках данного справочника нет возможности дать какие-либо рекомендации по определению напря-

жений в лопастях. Ниже приведены только рекомендации по определению напряжений в ступице, ободе и усталостной прочности лопасти.

Напряжения в ободе. Напряжения в ободе вызываются центробежной силой, развиваемой под действием массы обода $G_{об}$, центробежными силами $P_{цб.л}$, передаваемыми от лопастей, и радиальной силой P от воздействия потока непосредственно на лопасть:

$$\sigma_{цб} = G_{об}\omega^2 R/(2\pi g F_{об}); \qquad (X.15)$$

$$\sigma_{л} = (P_{цб.л} + P)\, z_1/(2\pi F_{об}), \qquad (X.16)$$

где ω — угловая скорость обода; R — радиус центра тяжести сечения обода; $F_{об}$ — площадь сечения обода; g — ускорение свободного падения; z_1 — число лопастей рабочего колеса.

Помимо указанных в ободе возникают напряжения от скручивания лопастей моментами гидродинамических и центробежных сил:

$$\sigma = (M_{zг} + M_{zцб})\, z_1 h/(4\pi J_{max}), \qquad (X.17)$$

где $M_{zг}$, $M_{z\,цб}$ — моменты гидродинамических и центробежных сил соответственно, определяемые при расчете лопастей; J_{max} — максимальный момент инерции сечения обода; h — расстояние от нейтральной оси до максимально удаленной точки сечения.

При подсчете суммарных напряжений следует учитывать знаки. Максимальные напряжения обычно возникают на внутренней поверхности обода. Расчет производится как для номинальной, так и для разгонной частоты вращения.

Напряжения в ступице. В ступице определяют тангенциальные напряжения

$$\sigma_\theta = \frac{M_0\,(z - m/l)}{r\left[(n - m^2/l) + n_2 F_2 h_2^2/(2\pi l_2)\right]}, \qquad (X.18)$$

где M_0 — полный момент, действующий в сечении; z — координата точки, в которой определяют напряжения, отсчитываемая от нейтральной оси сечения обода в направлении оси колеса; r — радиус расположения точек; n_2 — число болтов, соединяющих обод с фланцем вала; F_2 — площадь сечения болта; l_2 — длина болта; h_2 — расстояние от края фланца до окружности, на которой расположены болты; l, m, n — некоторые интегральные величины, определяемые для всего сечения графоаналитически:

$$l = 2\int_{r_1}^{r_2} \frac{y_2 - y_1}{r}\,dr; \quad m = 2\int_{r_1}^{r_2} \frac{y_2^2 - y_1^2}{r}\,dr; \quad n = \frac{2}{3}\int_{r_1}^{r_2} \frac{y_2^3 - y_1^3}{r}\,dr.$$

Слагаемое $n_2 F_2 h_2^2/(2\pi l_2)$, стоящее в знаменателе формулы (X.18), приближенно оценивает влияние фланца вала.

Величина M_0 может быть определена как сумма момента вертикальных сил, передаваемых от лопасти (M_{R1}), момента реакции болтов фланца ($M_{R\,фл}$) и момента, передаваемого от лопасти (M_{LT}):

$$M_0 = M_{R1} + M_{R\,фл} + M_{LT}.$$

Здесь

$$M_{R1} = r_к\,(P_г + G_л g + G_{об} g)/(2\pi);$$

$$M_{R\,фл} = R_{фл} r_б/(2\pi);$$

$$M_{LT} = z\,(M_x \cos\varphi + M_y \sin\varphi)/(2\pi),$$

где $r_к$ — радиус расположения центра корневых сечений; $P_г$ — полное гидравлическое усилие от лопастей; $G_л$, $G_{об}$ — массы лопастей и обода; $R_{фл}$ — реакция болтов фланца; $r_б$ — радиус расположения болтов фланца; φ — угол между направлением оси минимальной жесткости корневого сечения и касательной к окружности, проведенной через центр тяжести сечения.

Усталостная прочность лопасти рабочего колеса. Коэффициент запаса по усталости может быть рассчитан по формуле

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/(K_\sigma \sigma_a/\varepsilon + \psi_\sigma \sigma_m), \qquad (X.19)$$

где σ_{-1} — предел усталости материала, полученный для симметричного цикла на образцах определенного размера; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε — масштабный коэффициент (учитывает соотношение размера конструкции и образцов, на которых получена усталостная характеристика материала); ψ_σ — коэффициент, учитывающий влияние асимметрии цикла; σ_a, σ_m — амплитудное и среднее значения напряжений цикла.

Значения этих параметров для сталей 20ГСЛ и 06Х12Н3Д даны в табл. Х.5.

Таблица Х.5. Параметры усталостной прочности для сталей 20ГСЛ и 06Х12Н3Д

Марка стали	σ_{-1}, МПа	K_σ	ε	ψ_σ	N*, цикл
20ГСЛ	135	1	0,5	0,3	10^7
06Х12Н3Д	160	1	0,5	0,4	10^9

* N — долговечность, при которой получены значения σ_{-1}.

Х.6. ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ВЫСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

В практике ПО «Харьковский турбинный завод» используют приближенный метод оценки напряженного состояния лопасти рабочего колеса высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Этот метод дает возможность на стадии проектирования получить достаточно надежные результаты, подтверждающиеся экспериментальной проверкой. Метод основан на замене реальной лопасти плоской секторной пластинкой переменной толщины (см. рис. Х.12, *а*), свободной по дуговым краям (входной и выходной кромкам) и защемленной по прямолинейным участкам (линиям сопряжения с ободом и ступицей).

При этом напряжения определяются только от действия гидродинамической нагрузки, которую также заменяют упрощенной, но не сильно отличающейся от фактической силой [17, 37]. Влиянием центробежной силы пренебрегают. В такой постановке можно эффективно использовать табулированные результаты заранее выполненных на ЭВМ серий систематических расчетов секторных пластин. Тогда определение напряжений в лопастях сводится к простым алгебраическим операциям.

Метод расчета. Для наглядности метод расчета приведен на конкретном численном примере.

Исходные данные для расчета:

1) энергетические характеристики: максимальная мощность $N_{max} = 345 \cdot 10^3$ кВт; максимальный напор $H_{max} = 275$ м; расход через турбину (при N_{max} и H_{max}) $Q = 137$ м^3/с; частота вращения ротора $n = 400\pi/60 = 20\pi/3$ рад/с; КПД турбины в расчетном режиме $\eta = 0{,}93$;

2) геометрические характеристики (рис. Х.12, *б*): число лопастей рабочего колеса $z_1 = 15$ шт.; номинальный диаметр рабочего колеса $D_1 = 4{,}75$ м; минимальный относительный диаметр на линии стыковки лопасти со ступицей $\overline{D}_{ст} = D_{ст}/D_1 = 0{,}448$; минимальный относительный диаметр на линии стыковки лопастей с ободом $\overline{D}_{об} = D_{об}/D_1 = 0{,}875$; относительное расстояние по вертикали от средней линии направляющего аппарата до точки B $\bar{z}_{ст} = z_{ст}/D_1 = 0{,}064$; относительное расстояние по вертикали от средней линии направляющего аппарата до точки C $\bar{z}_{об} = z_{об}/D_1 = 0{,}231$; относительная высота входной кромки лопасти $\bar{b}_1 = b_1/D_1 = 0{,}121$; угол охвата лопасти в плане $\chi = 47° 30'$; $\sin\chi = 0{,}737$; $\cos\chi = 0{,}675$; $\sin(\chi/2) = 0{,}403$; $\cos(\chi/2) = 0{,}915$; число лопаток направляющего аппарата $z_0 = 24$ шт.; радиус галтелей в сечении стыковки лопасти $\rho = 0{,}03$ м; диаметр расположения осей направляющих лопаток $D_0 = 5{,}8$ м.

Толщины профиля лопасти в девяти равноотстоящих друг от друга точках по линиям сопряжения со ступицей ($h_{л.ст}$) и ободом ($h_{л.об}$), мм:

$h_{л.ст}$	0	90	100	95	74	57	45	24	0
$h_{л.об}$	0	72	80	76	59	45,5	36	19	0

Размеры условной расчетной плоской секторной пластинки определяют по формулам (рис. X.12, *а*):

$$\bar{b} = b/D_1 \approx 0{,}51\sqrt{(\bar{D}_{об} - \bar{D}_{ст})^2 + 4\,(\bar{z}_{об} - \bar{z}_{ст})^2} = 0{,}275; \qquad (X.20)$$

$$\bar{L}_{ст} = L_{ст}/D_1 \approx 0{,}51\sqrt{1 + \bar{D}_{ст}^2 - 2\bar{D}_{ст}\cos\chi + (2\bar{z}_{ст} + \bar{b}_1)^2} = 0{,}413; \qquad (X.21)$$

$$\bar{L}_{об} = L_{об}/D_1 \approx 0{,}51\sqrt{1 + \bar{D}_{об}^2 - 2\bar{D}_{об}\cos\chi + (2\bar{z}_{об} - \bar{b}_1)^2} = 0{,}425. \qquad (X.22)$$

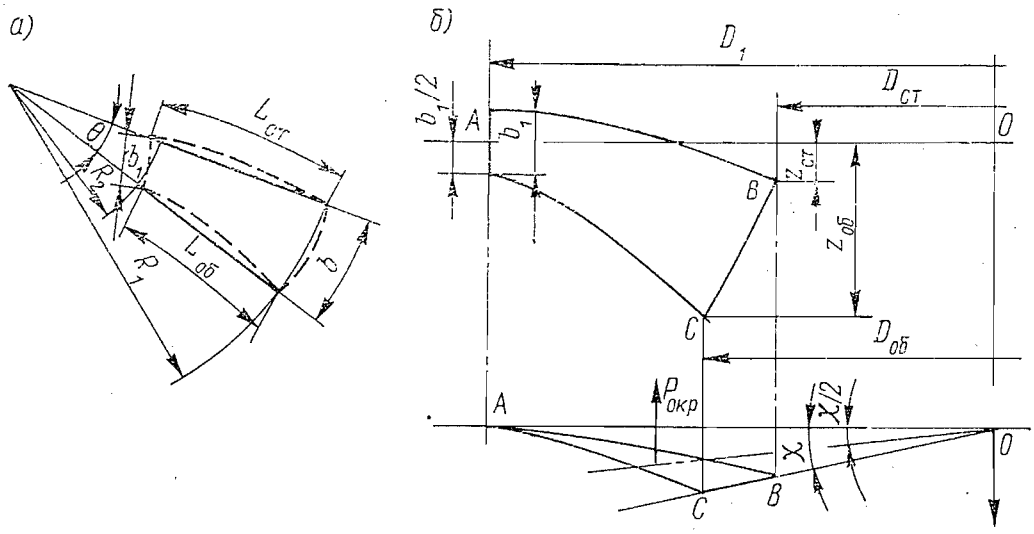


Рис. X.12. Геометрические характеристики лопасти рабочего колеса высоконапорной радиально-осевой гидротурбины: *а* — условная расчетная пластина; *б* — проекции реальной лопасти

Среднее значение относительной длины линии стыковки

$$\bar{l} = (\bar{L}_{ст} + \bar{L}_{об})/2 = 0{,}419. \qquad (X.23)$$

Отношение длин дуговых сторон

$$\varkappa = \bar{b}/\bar{b}_1 = R_1/R_2 = 2{,}27. \qquad (X.24)$$

Центральный угол

$$\theta = (\bar{b}_1/\bar{l})\,(\varkappa - 1) = 0{,}366 \text{ рад}. \qquad (X.25)$$

Относительная радиальная протяженность сектора

$$\lambda = (R_1 - R_2)/R_1 = (\varkappa - 1)/\varkappa = 0{,}560. \qquad (X.26)$$

Величины, пропорциональные направляющим косинусам нормали к поверхности модельного сектора:

$$\Delta_2 = \frac{(\bar{D}_{об}\bar{z}_{ст} - \bar{D}_{ст}\bar{z}_{об})\sin\chi}{(\bar{D}_{об}\bar{z}_{ст} - \bar{D}_{ст}\bar{z}_{об})\cos\chi + \bar{z}_{об} - \bar{z}_{ст}} = 0{,}260; \qquad (X.27)$$

$$\Delta_3 = -\frac{1}{2}\,\frac{(\bar{D}_{об} - \bar{D}_{ст})\sin\chi}{(\bar{D}_{об}\bar{z}_{ст} - \bar{D}_{ст}\bar{z}_{об})\cos\chi + \bar{z}_{об} - \bar{z}_{ст}} = -1{,}16. \qquad (X.28)$$

Косинус угла между нормалью к поверхности сектора и окружной составляющей $P_{окр}$ (рис. X.12, *б*) гидродинамической нагрузки на лопасть

$$\cos\psi_p \approx [-\cos(\chi/2) + \Delta_2\sin(\chi/2)]\Big/\sqrt{1 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2} = -0{,}522. \qquad (X.29)$$

Для практических целей достаточно оценить *напряжения в лопасти* в сечениях ее стыковки со ступицей и ободом. Поэтому расчетные нагрузки, изгибающие и крутящие моменты определяют только для этих сечений (в девяти расчетных точках для каждого сечения). Порядок расчета следующий.

Находят распределенную расчетную нагрузку на лопасть q, соответствующую реальным условиям работы рабочего колеса при максимальных напоре и мощности. Эта нагрузка складывается из двух составляющих: $q = \bar{q}_{II} q_{0II} + \bar{q}_{III} q_{0III}$. Здесь величины $\bar{q}_{II}$ и $\bar{q}_{III}$ определяются формулами:

$$\bar{q}_{II} = \left[1 - \left(\frac{r-\alpha}{1-\alpha}\right)^2\right]^2; \quad \bar{q}_{III} = \left[1 - \frac{r-\alpha}{1-\alpha}\right]^4, \qquad (X.30)$$

где $r = 0{,}5\,(R_1 + R_2)/R_1$ (см. рис. X.12, *а*); $\alpha = 1 - \lambda$ [см. формулу (X.26)].

Величины q_{0II} и q_{0I} находят из условий: 1) равенства крутящего момента $M_{кр\,q}$ от нагрузки q фактическому крутящему моменту $M_{кр}$, создаваемому рабочим колесом турбины; 2) соответствия условной нагрузки на входе напору:

$$M_{кр\,q} = M_{кр}; \quad q_{0II} + q_{0III} = \gamma H_{max}.$$

Крутящий момент турбины $M_{кр} = 0{,}974 N_{max}/n = 1685 \cdot 10^4$ Н·м. Тогда

$$M_{кр\,q} = 1685 \cdot 10^4 \text{ Н·м}; \quad q_{0II} + q_{0III} = 2{,}75 \text{ МПа}. \qquad (X.31)$$

Для нахождения крутящего момента от условной нагрузки q используют формулу

$$M_{кр\,q} = z_1 \frac{D_1^3}{2} |\cos\psi_p| \left(\frac{\bar{l}}{\lambda}\right)^2 (q_{0II} \bar{D}_{qII} \varepsilon_{II} + q_{0III} \bar{D}_{qIII} \varepsilon_{III}). \qquad (X.32)$$

Здесь ε_{II}, ε_{III} — безразмерные величины, определяемые по табл. X.6; $\bar{D}_{q\,II}$, $\bar{D}_{q\,III}$ — относительные диаметры расположения центра давления на лопасть от нагрузок q_{II} и q_{III}:

$$\bar{D}_{qi} = 1 - [1 - (\bar{D}_{ст} + \bar{D}_{об})/2]\,[\bar{r}_{0i} - (1 - \lambda)]/\lambda,$$

где $\bar{r}_{0i}$ — величины, определяемые через λ и θ по приближенным формулам:

$$\bar{r}_{0II} = 1{,}023 - 0{,}798\lambda - 0{,}008\theta + 0{,}198\lambda^2 - 0{,}029\theta^2 + 0{,}016\lambda\theta = 0{,}635;$$

$$\bar{r}_{0III} = 1{,}020 - 0{,}927\lambda - 0{,}0105\theta + 0{,}139\lambda^2 - 0{,}0225\theta^2 + 0{,}022\lambda\theta = 0{,}542.$$

Таблица X.6. Безразмерные квадратуры $1/\varepsilon_i$

θ, рад	$1/\varepsilon_{II}$			$1/\varepsilon_{III}$		
	λ					
	0,40	0,55	0,70	0,40	0,55	0,70
0,15	43,1	36,5	34,4	125	112	114
0,30	21,55	18,3	17,2	62,5	56,0	57,1
0,45	14,4	12,2	11,5	41,7	37,3	38,1
0,60	10,8	9,14	8,61	31,25	28,0	28,6

Тогда $\bar{D}_{q\,II} = 0{,}833$; $\bar{D}_{q\,III} = 0{,}939$; $\varepsilon_{II} = 0{,}069$; $\varepsilon_{III} = 0{,}0218$. Подставляя эти значения в формулу (X.32), получим

$$M_{кр\,q} = 13{,}85 q_{0II} + 4{,}8 q_{0III}. \qquad (X.33)$$

Решая совместно уравнения (X.31) и (X.33), найдем

$$q_{0II} = 0{,}4 \text{ МПа}; \quad q_{0III} = 2{,}35 \text{ МПа}.$$

После определения q_{0II} и q_{0III} находят полные расчетные нагрузки, действующие на лопасть:

$$P_{II} = D_1^2 \left(\frac{\bar{l}}{\lambda}\right)^2 \varepsilon_{II} q_{0II}; \quad P_{III} = D_1^2 \left(\frac{\bar{l}}{\lambda}\right)^2 \varepsilon_{III} q_{0III}, \qquad (X.34)$$

т. е. $P_{II} = 0{,}338$ МН; $P_{III} = 0{,}650$ МН.

Таблица X.7. Коэффициенты k_{Mi}

k_{Mi}	$\frac{r-\alpha}{1-\alpha}$	$\theta = 0{,}15$ рад		$\theta = 0{,}30$ рад		$\theta = 0{,}45$ рад		$\theta = 0{,}60$ рад	
		$\varphi = 0$	$\varphi = \theta$	$\varphi = 0$	$\varphi = \theta$	$\varphi = 0$	$\varphi = \theta$	$\varphi = 0$	$\varphi = \theta$
		$\lambda = 0{,}70$ $(\alpha = 0{,}30)$							
k_{MII}	0,125	5,51	4,13	11,52	8,43	18,02	13,42	24,70	18,60
	0,250	7,23	5,17	14,47	10,67	22,40	16,52	31,25	23,15
	0,375	8,95	6,55	17,73	13,08	27,10	19,95	37,10	27,40
	0,500	8,60	6,20	17,40	12,73	26,65	19,52	36,50	26,60
	0,625	7,57	5,51	14,97	11,00	22,50	16,42	30,15	21,80
	0,750	4,82	3,44	9,47	6,89	24,35	10,22	18,75	13,17
	0,875	1,72	1,38	3,45	2,41	4,82	3,33	6,03	4,05
k_{MIII}	0,125	11,43	8,00	23,45	17,15	36,60	26,65	48,60	35,10
	0,250	8,00	5,72	16,00	12,00	24,75	18,27	34,30	25,12
	0,375	6,86	4,58	13,15	9,73	18,65	13,70	24,25	17,97
	0,500	2,29	2,29	5,71	4,00	9,52	6,80	13,40	9,72
	0,625	0,00	0,14	3,43	2,29	4,57	3,43	6,35	5,15
	0,750	0,00	0,00	0,57	0,57	1,52	1,14	2,28	2,00
	0,875	0,00	0,00	0,00	0,00	0,38	0,38	0,29	0,57
		$\lambda = 0{,}55$ $(\alpha = 0{,}45)$							
k_{MII}	0,125	11,47	8,40	23,60	17,35	35,30	26,20	46,10	34,60
	0,250	11,47	8,40	23,75	17,35	38,10	28,00	53,80	39,60
	0,375	13,15	9,50	25,80	19,00	39,20	28,90	54,25	39,90
	0,500	10,95	8,04	23,00	16,80	35,30	25,80	48,40	35,30
	0,625	9,50	6,95	18,45	13,52	27,65	20,10	36,90	26,70
	0,750	5,49	4,02	11,13	8,04	16,55	11,93	21,48	15,35
	0,875	1,83	1,46	3,61	2,74	5,24	3,78	6,40	4,48
k_{MIII}	0,125	22,40	16,80	45,90	33,55	66,00	48,10	82,65	59,70
	0,250	11,20	7,84	25,18	18,45	42,50	30,95	60,50	43,70
	0,375	10,07	7,84	17,33	12,87	26,47	19,75	37,55	27,70
	0,500	2,24	2,24	7,27	5,60	13,03	9,70	19,85	14,83
	0,625	2,24	2,24	3,92	2,80	5,97	4,85	8,97	7,56
	0,750	0,00	0,00	1,12	0,56	1,86	1,86	2,80	3,08
	0,875	0,00	0,00	0,00	0,56	0,00	0,75	0,00	0,84
		$\lambda = 0{,}40$ $(\alpha = 0{,}60)$							
k_{MII}	0,125	22,40	16,37	43,35	31,90	60,50	45,00	75,70	56,70
	0,250	18,95	13,78	43,50	31,70	69,35	50,50	95,40	69,40
	0,375	20,25	14,63	40,10	29,50	63,90	46,75	89,60	65,40
	0,500	15,93	11,62	33,60	24,57	52,90	38,70	73,75	53,80
	0,625	12,50	9,48	24,80	18,30	37,80	27,90	51,20	37,70
	0,750	7,32	5,17	14,25	10,77	21,00	15,68	27,07	20,27
	0,875	2,16	2,16	4,53	3,45	6,04	4,60	7,22	5,71
k_{MIII}	0,125	42,50	31,25	78,10	56,90	102,00	73,80	119,70	85,60
	0,250	18,75	13,75	50,60	36,23	82,15	58,80	110,20	78,50
	0,375	13,75	10,00	28,75	21,25	50,00	36,65	73,50	53,50
	0,500	3,75	2,50	12,50	9,38	25,00	19,95	40,30	31,25
	0,625	2,50	2,50	5,00	4,38	9,59	9,17	16,85	15,90
	0,750	0,00	0,00	1,25	1,87	2,08	3,75	3,75	6,25
	0,875	0,00	0,00	0,00	0,60	0,42	0,83	0,63	1,56

Определяют изгибающие моменты в каждой расчетной точке по формуле

$$M_{\varphi} = M_{\varphi II} + M_{\varphi III}. \qquad (X.35)$$

Здесь

$$M_{\varphi II} = 10^3 k_{MII} P_{II}; \quad M_{\varphi III} = 10^3 k_{MIII} P_{III},$$

где P_{II}, P_{III} — расчетные нагрузки [см. формулу (X.31)]; $k_{M\,II}$, $k_{M\,III}$ — коэффициенты, определяемые по составленным с помощью ЭВМ таблицам (табл. X.7).

В случаях, когда значения λ и θ в расчетных точках сечения не совпадают с приведенными в табл. X.7, значения функций k_{Mi} (λ, θ) определяют интерполяцией.

Значения изгибающих моментов в расчетных точках сечений приведены в табл. X.8. Напряжения (без учета концентрации) определяют по формуле $\sigma_{\varphi} = 6M_{\varphi}/h^2$ (табл. X.9).

Таблица X.8. Значение изгибающих моментов в расчетных точках сечений лопасти, Н·м/м

Момент	$(r-\alpha)/(1-\alpha)$								
	0	0,125	0,25	0,375	0,500	0,625	0,75	0,875	1,00
Сечение, примыкающее к ступице									
$M_{\varphi II}$	0	9 400	9 880	10 500	9 450	7 520	4530	1460	0
$M_{\varphi III}$	0	34 500	20 700	14 730	6 260	3 100	920	0	0
$M_{\varphi} = M_{\varphi II} + M_{\varphi III}$	0	43 900	30 580	25 230	15 710	10 620	5450	1460	0
Сечение, примыкающее к ободу									
$M_{\varphi II}$	0	6 920	7 250	7 730	6 910	5 470	3300	1070	0
$M_{\varphi III}$	0	25 100	15 120	10 150	4 710	2 370	720	300	0
$M_{\varphi} = M_{\varphi II} + M_{\varphi III}$	0	32 020	22 370	17 880	11 620	7 840	4020	1370	0

Таблица X.9. Напряжения σ_{φ} (без учета концентрации), МПа

Сечение лопасти	$(r-\alpha)/(1-\alpha)$								
	0	0,125	0,250	0,375	0,500	0,625	0,750	0,875	1,00
У ступицы	0	32,5	18,3	16,7	17,2	19,6	16,1	15,2	0
У обода	0	37,1	20,9	18,6	20,0	22,7	18,6	22,6	0

Концентрация напряжений. Для учета концентрации напряжений, принимая во внимание, что рассматривается переход от упругого тела (лопасти) к телу, практически абсолютно жесткому, используют известные результаты, полученные для изгиба зубьев шестерни:

$$\alpha'_{\sigma} \approx (1 + 0{,}10h/\rho)\sqrt{2} = 1{,}75, \qquad (X.36)$$

где α'_{σ} — геометрический коэффициент концентрации напряжений; ρ — радиус переходной галтели, мм; $\sqrt{2}$ — коэффициент, приближенно учитывающий эффект приближения точки приложения равнодействующей изгибающей нагрузки к заделанному сечению (сравнительно с теоретическим случаем изгиба консоли нагрузкой, приложенной на свободном конце ее).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для колес из коррозионностойкой стали вычисляют по формуле, рекомендованной И. А. Биргером,

$$k'_{\sigma} = 1 + 0{,}60\left(\alpha'_{\sigma} - 1\right) = 1{,}45, \qquad (X.37)$$

а напряжения с учетом концентрации — по формуле

$$\sigma = k'_\sigma \sigma_\varphi = 1{,}45\sigma_\varphi. \qquad (X.38)$$

Для рабочих колес с большими радиусами переходных галтелей [$\rho = (0{,}010 \div 0{,}015) D_1$] и переходными конусами-усилителями можно полагать $k'_\sigma = 1{,}00$.

Усталостная прочность лопасти. Расчет сопротивления усталости — важнейшая часть оценки прочности лопасти, поскольку все практически известные повреждения лопастей (трещинообразование) связаны с явлениями усталости.

Расчетные формулы базируются на известном соотношении С. В. Серенсена для запаса прочности по знакопеременным напряжениям (в качестве расчетного статического принимается наибольшее напряжение, возможное при эксплуатации):

$$n_\sigma = (\sigma_{-1} - \psi\sigma_m)/[(k_\sigma/\varepsilon_\sigma)\,\sigma_a], \qquad (X.39)$$

где n_σ — запас усталостной прочности; σ_{-1} — предел выносливости материала в воздухе, определенный на базе 10^7 циклов для образцов с толщиной, близкой к натурной, МПа; ψ — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (при отсутствии экспериментальных данных $\psi \approx \sigma_{-1}/\sigma_в$, где $\sigma_в$ — предел прочности материала, МПа); σ_m — статические напряжения; ε_σ — коэффициент, учитывающий падение предела выносливости в коррозионной среде сравнительно с воздушной при равных числах циклов нагрузки ($\varepsilon_\sigma \approx 0{,}50$); σ_a — амплитуда знакопеременной составляющей цикла напряжений; при отсутствии экспериментальных данных принимают $\sigma_a = \beta\sigma_{mэ} \leqslant 0{,}10\sigma_{mэ}$, где $\sigma_{mэ}$ — статические эксплуатационные (расчетные) напряжения ($\sigma_{mэ} = \sigma_\varphi$).

Падение σ_{-1} с течением времени учитывают соотношением $\sigma_{-1N} = \sigma_{-1}(N_0/N)^{0{,}20}$, где N_0 — базовое (испытательное) число циклов (обычно $N_0 = 10^7$); N — фактическое число циклов. Величину N определяют по формуле $N = 60nz_0t$, где t — число часов работы до появления усталостных трещин; z_0 — число лопаток направляющего аппарата; n — частота вращения, об/мин.

Влияние остаточных напряжений $\sigma_{mт}$ учитывают введением их в величину σ_m: $\sigma_m = \sigma_{mэ} + \sigma_{mт}$. Реально следует принимать $\sigma_{mт} \approx 200$ МПа. Влияние дефектов учитывают умножением расчетного коэффициента концентрации напряжений k'_σ на 1,50, что соответствует экспериментальным данным, т. е. $k_\sigma = 1{,}50k'_\sigma$.

С учетом изложенного при ресурсе между капитальными ремонтами $t = 25\,000$ ч расчетная формула для предельно допустимого расчетного статического напряжения от гидродинамической нагрузки принимает вид

$$[\sigma_{mэ}] = (\sigma_в - \sigma_{mт})/[1 + 1{,}37k_\sigma\beta\,(z_0n)^{0{,}20}\sigma_в/\sigma_{-1}]. \qquad (X.40)$$

В рассматриваемом случае ($\sigma_в = 650$ МПа; $\sigma_{-1} = 145$ МПа; $z_0 = 24$; $\beta = 0{,}10$; $\sigma_{mт} = 200$ МПа; $\rho = 30$ мм) $[\sigma_{mэ}] = 54{,}3$ МПа, что существенно выше расчетного значения $\sigma_{mэ} = 37{,}1$ МПа.

Расчетное число часов работы t определяется соотношением

$$t = \frac{10^7}{60z_0n}\left[\frac{1 - (\sigma_{mэ} + \sigma_{mт})/\sigma_в}{(k_\sigma/\varepsilon_\sigma)\,\beta\,(\sigma_{mэ}/\sigma_{-1})}\right]^5 \approx 200\,000 \text{ ч}.$$

X.7. ОСЕВОЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ УСИЛИЕ

Осевое гидравлическое усилие, действующее на ротор гидротурбины и воспринимаемое подпятником гидроагрегата, зависит от типа турбины, ее быстроходности, режима работы и особенностей конструкции рабочего колеса [14, 19].

В установившихся режимах работы турбины осевое усилие направлено по потоку; его величина изменяется при переходе от одного режима к другому. При заданном напоре осевое усилие достигает максимального значения в режиме максимальной мощности для радиально-осевой турбины и при минимальном угле установки лопастей рабочего колеса для поворотно-лопастной турбины.

При пуске гидротурбины величина осевого усилия зависит от пускового открытия направляющего аппарата (радиально-осевые турбины) и от угла установки лопастей рабочего колеса (поворотно-лопастные турбины).

В переходном режиме (после сброса нагрузки с последующим закрытием направляющего аппарата), на малых открытиях и при закрытом аппарате осевое усилие меняет направление на обратное по сравнению с установившимися режимами. Оно возрастает с увеличением частоты вращения и достигает максимального значения при закрытом направляющем аппарате.

Максимальное осевое гидравлическое усилие (направлено по потоку) в установившихся режимах приближенно определяется по эмпирической формуле, Н

$$P_{\text{ос max}} = k\rho g\,(\pi/4)\,D_1^2 H_{\max}, \qquad \text{(X.41)}$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса, м; $H_{\max}$ — максимальный напор, м; ρ — плотность воды, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, м/с; k — коэффициент, принимаемый в зависимости от типа и быстроходности турбины.

Для радиально-осевых гидротурбин:

Коэффициент быстроходности n_s	80	100	150	200	250	300	350	400
k	0,07	0,09	0,15	0,20	0,28	0,38	0,50	0,64

Для поворотно-лопастных гидротурбин:

Число лопастей	4	5	6	7	8
k	0,85	0,87	0,90	0,93	0,95

Для оценки величины осевого гидравлического усилия при пуске, в режимах холостого хода и разгонном можно пользоваться рекомендациями, полученными на основании обобщения накопленного опыта.

В момент начала вращения радиально-осевой гидротурбины (при пусковом открытии около 35 % от номинального) осевое усилие составляет примерно 10 % от его максимального ($P_{\text{ос max}}$) значения. По достижении 20 % номинальной частоты вращения (примерно в конце первого оборота) оно составляет около 30 % от $P_{\text{ос max}}$; по достижении примерно номинальной частоты вращения на пусковом открытии — около 50 % от $P_{\text{ос max}}$, на холостом ходу — около 30 % от $P_{\text{ос max}}$.

При пуске поворотно-лопастной гидротурбины величина осевого усилия зависит от выбора пускового открытия направляющего аппарата и угла установки лопастей рабочего колеса. В интервале пусковых углов от $+5°$ до $+10°$ осевое усилие (по достижении турбиной примерно номинальной частоты вращения на пусковом открытии направляющего аппарата) составляет примерно 40—50% от $P_{\text{ос max}}$. На холостом ходу его значение уменьшается до 10—30% от $P_{\text{ос max}}$. В разгонном режиме осевое гидравлическое усилие в зависимости от быстроходности турбины составляет примерно 80—125 % от $P_{\text{ос max}}$. Нижний предел соответствует тихоходным турбинам, верхний — быстроходным.

Приближенно величину осевого гидравлического усилия (Н), действующего на ротор поворотно-лопастной турбины после закрытия направляющего аппарата в процессе сброса нагрузки и направленного в сторону, противоположную усилию при нормальной работе турбины, можно оценить по формуле [1]

$$P_{\text{ос}} = 9{,}8 k_p D_1^4 n^2, \qquad \text{(X.42)}$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса, м; n — частота вращения, об/мин; k_p — коэффициент пропорциональности, определяемый по данным модельных испытаний в зависимости от числа лопастей:

Число лопастей z_1	4	6	8
k_p	—0,012	—0,020	—0,028

С учетом конкретных конструктивных решений рабочего колеса осевые гидравлические усилия, вычисленные по формулам (X.41) и (X.42), можно уточнить в соответствии с рекомендациями работ [10, 19] и экспериментально.

X.8. РАСЧЕТ УСИЛИЯ В СЕРВОМОТОРЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Требуемое в сервомоторе усилие определяют из уравнения равновесия моментов сил, воздействующих на цапфу лопасти рабочего колеса.

Осевое рабочее колесо

Уравнение равновесия моментов

$$M_{\text{с}} = M_{\text{тр}} \pm M_{\text{г}}, \qquad \text{(X.43)}$$

где $M_С$ — момент, развиваемый сервомотором; $M_{тр}$ — момент трения в опорах цапфы лопасти, упорном подшипнике и шарнире рычага рабочего колеса; $M_г$ — суммарный момент гидродинамического усилия, действующего на лопасть, относительно оси ее поворота (гидравлический момент); знак плюс в уравнении (X.43) соответствует тому направлению движения механизма, при котором гидравлический момент преодолевается сервомотором.

Момент трения. Момент трения в осевом рабочем колесе (рис. X.13)

$$M_{тр} = 0{,}5f\left[d_1\sqrt{X_1^2+Y_1^2} + d_2\sqrt{X_2^2+Y_2^2} + d_п\sqrt{P_x^2+P_y^2} + d_{уп}C\right]. \quad (X.44)$$

Здесь f — коэффициент трения ($f = 0{,}12 \div 0{,}15$); d_1, d_2 — диаметры внутренней и наружной опорных шеек цапфы лопасти; $d_п$ — диаметр пальца рычага; $d_{уп}$ — средний диаметр упорного подшипника; P_x, P_y — горизонтальная и вертикальная составляющие силы, передаваемой серьгой механизма поворота; C — центробежная сила системы лопасть—рычаг—цапфа; X_1, Y_1 — горизонтальная и вертикальная реакции внутренней опоры цапфы лопасти (модули); X_2, Y_2 — то же для наружной опоры цапфы (модули):

$$\left.\begin{aligned} Y_1 &= \left|\frac{r_{ц.д} - r_2}{r_2 - r_1}P_{ос} \mp \frac{r_2 - r_с}{r_2 - r_1}P_y\right|; \\ Y_2 &= \left|\frac{r_{ц.д} - r_1}{r_2 - r_1}P_{ос} \mp \frac{r_с - r_1}{r_2 - r_1}P_y\right|; \end{aligned}\right\} \quad (X.45)$$

$$\left.\begin{aligned} X_1 &= \left|-\frac{r_{ц.д} - r_2}{r_2 - r_1}P_{окр} \pm \frac{r_2 - r_с}{r_2 - r_1}P_x\right|; \\ X_2 &= \left|\frac{r_{ц.д} - r_1}{r_2 - r_1}P_{окр} \pm \frac{r_с - r_1}{r_2 - r_1}P_x\right|, \end{aligned}\right\} \quad (X.46)$$

где r_1 — длина перпендикуляра, опущенного на среднюю плоскость внутренней опоры цапфы из точки, лежащей на оси вращения турбины; r_2 — аналогичный размер для наружной опоры цапфы; $r_с$ — аналогичный размер для средней плоскости пальца рычага рабочего колеса; $r_{ц.д}$ — радиальная координата точки приложения равнодействующей гидродинамической нагрузки на лопасть (центр давления).

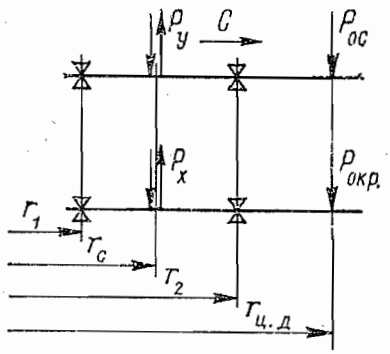


Рис. X.13. Схема нагрузок на цапфу лопасти

Верхние знаки перед вторым слагаемым в формулах (X.45) соответствуют ходу сервомотора вверх, в формулах (X.46) — движению вверх на открытие лопастей и правому вращению турбины.

Массой лопасти и деталей поворотного механизма при определении требуемого усилия в сервомоторе можно пренебречь.

Осевое усилие

$$P_{ос} = P'_{ос\,I}HD_1^2 10^{-3}, \quad (X.47)$$

где $P'_{ос\ I}$ — приведенное осевое усилие ($H = 1$ м; $D_1 = 1$ м), взятое с экспериментальных характеристик или вычисленное по приближенной формуле.

Окружное усилие

$$P_{окр} = \frac{30Q'_I\eta}{\pi z_1 n'_I \bar{r}_{ц.д}}HD_1^2 10^{-3}, \quad (X.48)$$

где $\bar{r}_{ц.д} = r_{ц.д}/D_1$; Q'_I — приведенный расход через турбину; η — КПД турбины.

В случае совмещения полости механизма поворота с одной из полостей сервомотора к моменту трения, определяемому формулой (X.44), прибавляется поправка на увеличенное трение в упорном подшипнике цапфы лопасти:

$$M^*_{тр} = M_{тр} + fkP_с d_{уп}/2, \quad (X.49)$$

где $k = 0$, когда давление действует над поршнем, и $k = z_1 F_р / F_п$, когда давление действует в полости механизма поворота; $F_р$ — площадь воздействия давления на рычаг рабочего колеса; $F_п$ — площадь поршня сервомотора; $P_с$ — усилие сервомотора, приходящееся на одну лопасть.

Момент сервомотора. Ниже рассмотрено рабочее колесо с шатунно-кривошипным механизмом поворота (другие механизмы в отечественном гидротурбостроении практически не применяют) в двух наиболее распространенных на практике модификациях.

1. Момент сервомотора при аксиальном механизме с наклонной серьгой (рис. X.14, *а*)

$$M_т = P_с \delta. \qquad (X.50)$$

Здесь δ — так называемое приведенное плечо механизма:

$$\delta = r\alpha \cos\theta (\operatorname{tg}\theta + \operatorname{tg}\psi); \qquad (X.51)$$

$$\alpha = [1 + f (r_с / r_{шп}) \operatorname{tg}\psi]^{-1}; \quad \psi = \arcsin [(r/l) \sin\theta],$$

где r — длина рычага рабочего колеса; l — длина серьги; $r_{шп}$ — радиус расположения направляющих шпонок механизма поворота (по одной на каждую лопасть); $r_с$ — радиус расположения центров шарниров присоединения серьги к крестовине механизма поворота; θ — угол между рычагом и осью, параллельной оси рабочего колеса; f — коэффициент трения.

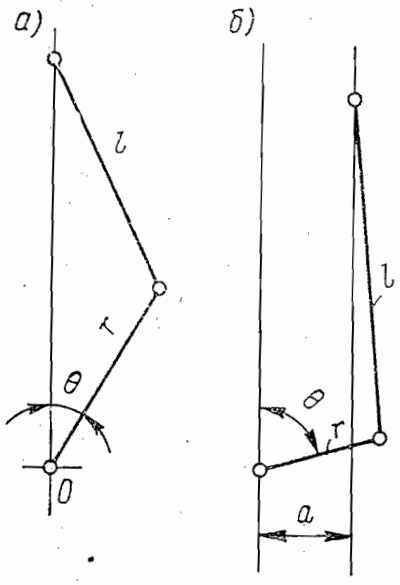


Рис. X.14. Схема серьги: *а* — наклонной; *б* — прямой

В этом случае $P_y = \alpha P_с$; $P_x = \alpha P_с \operatorname{tg}\psi$.

2. Момент сервомотора при дезаксиальном механизме с прямой серьгой (рис. X.14, *б*):

$$M_с = P_с \delta; \quad \delta = r\left(\sin\theta - \frac{a}{l}\cos\theta + \frac{r}{2l}\sin 2\theta\right), \qquad (X.52)$$

где a — дезаксиал механизма.

Диагональное рабочее колесо

Рассмотрен шатунно-кривошипный механизм поворота со сферическими шарнирами в серьгах. В качестве примера приведено определение усилия сервомотора для режима максимального напора $H_{max} = 99$ м при угле установки лопастей $\varphi_л = -10°$, ход — на открытие.

Усилие сервомотора при диагональном рабочем колесе находят из уравнения равновесия

$$M_с = M_{тр} \pm M_г \pm M_п,$$

где $M_п$ — момент центробежных сил рычага и присоединенных к нему деталей относительно оси поворота лопасти (момент центробежных сил пера лопасти в уравнение не включен, так как он учитывается в гидравлическом моменте, определенном экспериментальным путем, как это делается и для обычного осевого рабочего колеса); знак плюс при величине $M_п$ принимают, как и для $M_г$, в тех случаях, когда момент препятствует повороту лопасти.

Исходные данные (рис. X.15). Начало координат O — точка пересечения оси поворота лопасти OX с осью турбины OZ'; OZ — ось, перпендикулярная OX и лежащая в вертикальной плоскости; OY — ось, перпендикулярная плоскости ZOX.

Угловые величины: $\theta = 45°$ — угол между осями OX и OZ'; $\varphi = 52° 31' 26''$ — угол поворота рычага, отсчитанный от плоскости YOX; $\psi = 0$ — угол между плоскостью ZOX и вектором DC.

Линейные величины: $AB = r = 0{,}378$ м — длина радиуса рычага; $BC = l = 0{,}310$ м — длина серьги; $DC = a = 0{,}7036$ м — длина радиуса крестовины; $OA = R = 0{,}695$ м — расстояние от начала координат до точки пересечения рычага с осью поворота лопасти; $OD = z'_d$ — расстояние от точки D до начала координат по оси Z'.

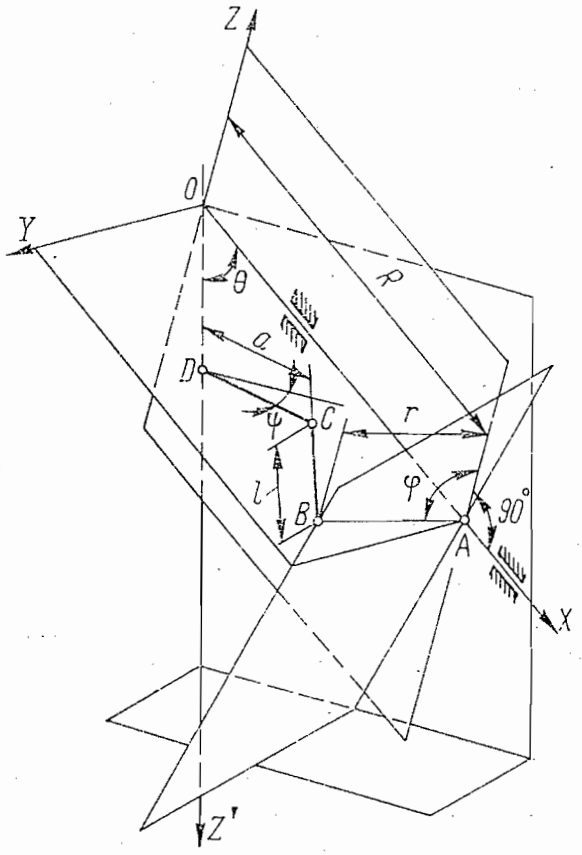
Расчет вспомогательных величин. Координаты точек A, B, C (см. рис. X.15), м:

$$X_A = R = 0{,}695; \quad Y_A = Z_A = 0;$$

$$X_B = R = 0{,}695; \quad Y_B = r\cos\varphi = 0{,}203; \quad Z_B = r\sin\varphi = -0{,}319;$$

$$X_C = z'_d\cos\theta + a\cos\psi\sin\theta = 0{,}549; \quad Y_C = a\sin\psi = 0;$$

$$Z_C = z'_d\sin\theta - a\cos\psi\sin\theta = -0{,}446.$$



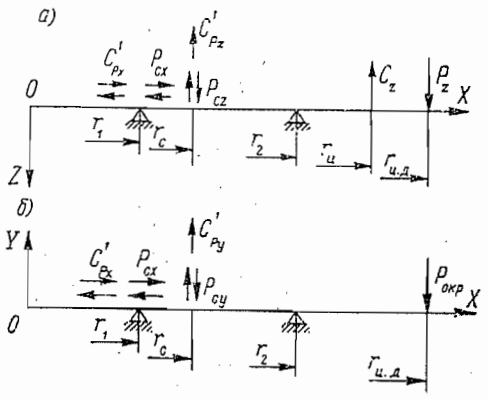


Рис. X.15. Схема привода диагонального рабочего колеса

Рис. X.16. Схемы нагрузок и реакций: *а* — от вертикальных сил; *б* — от окружного усилия

В этих формулах величина $z'_d = 0{,}0716$ м получена из уравнения

$$(z'_d)^2 - 2z'_d(\alpha - \beta\sin\varphi) + \gamma + \delta\cos\varphi - \varepsilon\sin\varphi = 0,$$

где

$$\alpha = R\cos\theta = 0{,}491 \text{ м}; \quad \beta = r\sin\theta = 0{,}267 \text{ м};$$
$$\gamma = a^2 + r^2 + R^2 - l^2 - 2aR\cos\psi\sin\theta = 0{,}333 \text{ м}^2;$$
$$\delta = -2ar\sin\psi = 0; \quad \varepsilon = 2ar\cos\psi\cos\theta = 0{,}376 \text{ м}^2.$$

Направляющие косинусы штока:

$$\cos\bar{\alpha} = \cos\theta = 0{,}707; \quad \cos\bar{\beta} = 0; \quad \cos\bar{\gamma} = \sin\theta = 0{,}707.$$

Направляющие косинусы серьги:

$$\cos\alpha_c = (X_C - X_B)/l = -0{,}476; \quad \cos\beta_c = (Y_C - Y_B)/l = -0{,}743;$$
$$\cos\gamma_c = (Z_C - Z_B)/l = -0{,}472.$$

Косинус угла между серьгой и вертикалью

$$\cos\lambda = (1/l)[(X_C - X_B)\cos\theta + (Z_C - Z_B)\sin\theta] = -0{,}668.$$

Расчет силовых факторов. Момент движущих сил сервопривода

$$M_c = (\overline{P}_{\text{серв}}r/\cos\lambda)(\cos\beta_c\sin\varphi + \cos\gamma_c\cos\varphi) = 0{,}496\overline{P}_{\text{серв}},$$

где $\overline{P}_{\text{серв}}$ — усилие сервопривода, приходящееся на одну лопасть.

Усилие вдоль серьги и его компоненты (рис. X.16):

$$P_c = \overline{P}_{\text{серв}}/\cos\lambda; \quad P_{cx} = (\overline{P}_{\text{серв}}/\cos\lambda)\cos\alpha_c = 0{,}707\overline{P}_{\text{серв}}; \quad P_{cy} =$$
$$= (\overline{P}_{\text{серв}}/\cos\lambda)\cos\beta_c = 1{,}19\overline{P}_{\text{серв}}; \quad P_{cz} = (\overline{P}_{\text{серв}}/\cos\lambda)\cos\gamma_c = 0{,}707\overline{P}_{\text{серв}}.$$

Поворотный момент центробежных сил и присоединенных к нему деталей

$$M_{\text{п}} = (G/g)\,\omega^2\,(R + r\sin\varphi)\,r\sin^2\theta\cos\varphi = 0{,}95\cdot10^4\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

где $G = 67{,}3\cdot10^3$ кг — масса рассматриваемых деталей; $\omega = 34{,}9\ \text{с}^{-1}$ — круговая частота вращения турбины; $g = 9{,}81\ \text{м/с}^2$ — ускорение свободного падения.

Суммарный момент трения системы $M_{\text{тр}}$ включает моменты трения в опорах цапфы, упорном подшипнике лопасти, в шарнире рычага механизма поворота (трение на шпонках крестовины, чтобы чрезмерно не усложнять вычисления, учитывают приближенно путем увеличения требуемого усилия сервопривода на силу трения в шпонках):

$$M_{\text{тр}} = (f/2)\,(d_1\sqrt{Z_1^2 + Y_1^2} + d_2\sqrt{Z_2^2 + Y_2^2} + d_{\text{уп}}Q_{\text{уп}} + d_{\text{п}}P_{\text{с}}),$$

где $f = 0{,}15$ — коэффициент трения; $d_1 = 0{,}11$ м — диаметр малой опорной цапфы лопасти; $d_2 = 0{,}34$ м — диаметр большой цапфы; $d_{\text{уп}} = 0{,}36$ м — средний диаметр приложения нагрузки $Q_{\text{уп}}$ на упорном подшипнике; $d_{\text{п}} = 0{,}125$ м — диаметр пальца рычага; Z_1, Z_2, Y_1, Y_2 — составляющие реакций опор цапф по осям Z и Y.

Составляющие реакций опор цапф (рис. X.16):

$$Z_1 = P_z\frac{r_{\text{ц.д}} - r_2}{r_2 - r_1} - C_z\frac{r_{\text{ц}} - r_2}{r_2 - r_1} + (\pm P_{cz} + C'_{Pz})\frac{r_2 - r_{\text{с}}}{r_2 - r_1} -$$

$$-(\pm P_{cx} + C'_{Px})\frac{r\sin\varphi}{r_2 - r_1} = 19{,}2 - 0{,}092\overline{P}_{\text{серв}};$$

$$Z_2 = -P_z\frac{r_{\text{ц.д}} - r_1}{r_2 - r_1} + C_z\frac{r_{\text{ц}} - r_1}{r_2 - r_1} + (\pm P_{cz} + C'_{Pz})\frac{r_{\text{с}} - r_1}{r_2 - r_1} +$$

$$+(\pm P_{cx} + C'_{Px})\frac{r\sin\varphi}{r_2 - r_1} = -2{,}96 + 0{,}80\overline{P}_{\text{серв}};$$

$$Y_1 = P_{\text{окр}}\frac{r_{\text{ц.д}} - r_2}{r_2 - r_1} + (\pm P_{cy} + C'_{Py})\frac{r_2 - r_{\text{с}}}{r_2 - r_1} - (\pm P_{cx} + C'_{Px})\times$$

$$\times\frac{r\cos\varphi}{r_2 - r_1} = 8{,}0 + 0{,}16\overline{P}_{\text{серв}};$$

$$Y_2 = -P_{\text{окр}}\frac{r_{\text{ц.д}} - r_1}{r_2 - r_1} + (\pm P_{cy} + C'_{Py})\frac{r_{\text{с}} - r_1}{r_2 - r_1} + (P_{cx} + C'_{Px})\times$$

$$\times\frac{r\cos\varphi}{r_2 - r_1} = -15{,}4 - 0{,}707\overline{P}_{\text{серв}},$$

где C (C_x, C_z) $= 70{,}8\cdot10^4$ Н — центробежная сила системы лопасть—цапфа—рычаг (без пальца и плеча); $P_{\text{с}}$ (P_{cx}, P_{cy}, P_{cz}) — усилие серьги; $P_z = 70{,}8\cdot10^4$ Н и $P_{\text{окр}} = 9{,}3\cdot10^4$ Н — составляющие гидравлического усилия на лопасть $P_{\text{г}}$.

Усилие на упорном подшипнике

$$Q_{\text{уп}} = C_x + C'_{Px} \mp P_{cx} = C_x + C'_{Px} \mp \frac{\overline{P}_{\text{серв}}}{\cos\alpha}\cos\alpha_{\text{с}} = 54{,}2 - 0{,}707\overline{P}_{\text{серв}}.$$

Подставляя в уравнение равновесия моментов, воздействующих на цапфу лопасти, все записанные выше выражения, при $\varphi_{\text{л}} = -10°$ ($H = H_{\max}$, движение — на открытие) получим $\overline{P}_{\text{серв}} = 7{,}60\cdot10^4$ Н.

Иррациональное уравнение моментов решают методом последовательных приближений. В качестве исходного приближения целесообразно вычислять $\overline{P}_{\text{серв}}$, оставляя его неизвестным в линейных относительно $\overline{P}_{\text{серв}}$ членах и полагая под знаком радикала $\overline{P}_{\text{серв}} = 0$. Затем результат первого приближения вносят под знаки радикала и находят второе приближение. Дальнейших приближений, как правило, не требуется.

Учет трения в направляющих шпонках. Вектор-момент усилия серьги относительно центра крестовины и его компоненты:

$$\mathbf{M}_0 = \mathbf{r} \times \mathbf{P}_c = M_{0x} i + M_{0y} j + M_{0z} k;$$

$$M_{0x} = r_y P_{cz} - r_z P_{cy};\ M_{0y} = r_z P_{cx} - r_x P_{cz};\ M_{0z} = r_x P_{cy} - r_y P_{cx};$$

$$r_x = -r_z = a \cos\theta = 0{,}500 \text{ м};\ r = a = 0{,}7036 \text{ м}.$$

Направляющие косинусы вектора-момента:

$$\cos\alpha_M = M_{0x} / \sqrt{M_{0x}^2 + M_{0y}^2 + M_{0z}^2} = 0{,}525;$$

$$\cos\beta_M = M_{0y} / \sqrt{M_{0x}^2 + M_{0y}^2 + M_{0z}^2} = -0{,}672;$$

$$\cos\gamma_M = M_{0z} / \sqrt{M_{0x}^2 + M_{0y}^2 + M_{0z}^2} = 0{,}525.$$

Косинус угла между вектором-моментом и осью Z' (см. рис. X.15)

$$\cos\varphi_{MZ'} = \cos\alpha_M \cos\bar{\alpha} + \cos\beta_M \cos\bar{\beta} + \cos\gamma_M \cos\bar{\gamma} = 0{,}742.$$

Проекция вектора-момента на ось Z'

$$M_{0z'} = \sqrt{M_{0x}^2 + M_{0y}^2 + M_{0z}^2} \cos\varphi_{MZ'} = 5{,}94 \cdot 10^4 \text{ Н·м}.$$

Усилие на шпонке

$$P_{шп} = M_{0z}/b = 7{,}61 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

где $b = 0{,}704$ м — радиус расположения шпонок.

Сила трения в шпонке

$$P_{тр.шп} = f P_{шп} = 1{,}14 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Скорректированное усилие сервопривода в расчете на одну лопасть

$$\overline{P}_{серв} \approx \overline{P}'_{серв} + P_{тр.\,шп} = 8{,}74 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Коэффициент минимального расчетного запаса по усилию сервопривода, согласно многолетней практике, следует принимать равным 1,6—1,8.

X.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО ДАВЛЕНИЯ В СЕРВОМОТОРАХ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Для обеспечения нормального функционирования системы регулирования в ней всегда должен быть определенный запас по давлению масла. Этот запас определяется как разность между располагаемым давлением и требуемым для перестановки лопаток направляющего аппарата в любом их положении. Поэтому при проектировании направляющих аппаратов производится специальный расчет, сущность которого заключается в том, что по выбранному на основании существующих рекомендаций диаметру сервомотора, принятой схеме привода направляющих лопаток, величинам действующих на лопатки усилий и моментов со стороны потока определяются давления в цилиндре сервомотора, обеспечивающие любые изменения открытия направляющего аппарата.

Давление в сервомоторе направляющего аппарата находят из условия равновесия сил, приложенных к лопатке:

$$M = M_{тр} \pm M_г, \qquad (X.53)$$

где $M_{тр}$ — момент сил трения; $M_г$ — гидравлический момент.

Эту формулу можно привести к виду, удобному для определения давления:

$$p = [(M_{тр} \pm M_г)\, k]/F + \Delta p, \qquad (X.54)$$

где F — рабочая площадь поршней сервомоторов; Δp — поправка, вводимая в расчет для компенсации неучтенных факторов (трения в шарнирах механизма привода), а также погрешностей при экспериментальном определении $M_г$; k — коэффициент, учитывающий размеры и конструкцию механизма привода направляющих лопаток (рис. X.17):

$$k = D_c z_0 \cos\beta_0/(D_у L_м \sin\beta_0). \qquad (X.55)$$

Величина $M_{тр}$ включает в себя только трение в опорах направляющей лопатки, оцениваемое по заранее подсчитанным реакциям опор. При закрытом положении направляющего аппарата

$$M_{тр} = (\mu/2)\,(R_a d_a + R_b d_b + R_c d_c); \qquad (X.56)$$

при любом открытии, не равном нулю,

$$M_{тр} = (\mu/2)\,P_г d_b, \qquad (X.57)$$

где μ — коэффициент трения в опорах лопаток; d_a, d_b, d_c — диаметры опорных цапф лопаток; R_a, R_b, R_c — реакции в опорах; $P_г$ — гидравлическое усилие, действующее на лопатку.

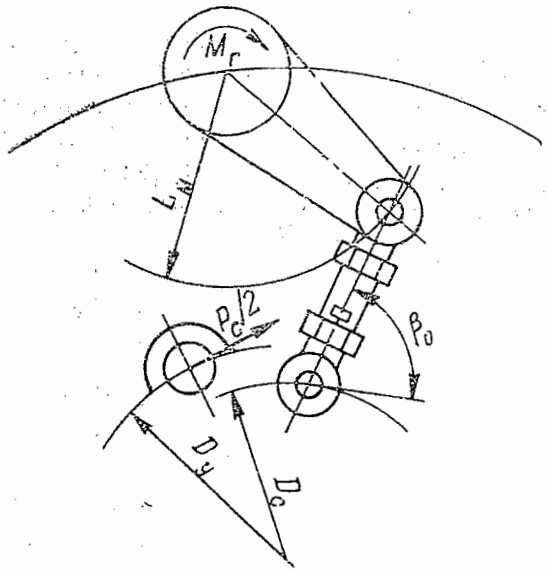


Рис. X.17. Схема привода направляющей лопатки

Поправки Δp принимают с учетом имеющихся статистических данных по следующим рекомендациям. Для маслонапорных установок (МНУ) при давлении 4,0 МПа: $\Delta p_{тр} = 0{,}3$ МПа; $\Delta p_г = 0{,}5$ МПа; при давлении 2,5 МПа: $\Delta p_{тр} = 0{,}15$ МПа; $\Delta p_г = 0{,}25$ МПа. При ходе регулирующего кольца на открытие направляющего аппарата принимается полная поправка $\Delta p_{откр} = \Delta p_{тр} + \Delta p_г$; при ходе на закрытие принимается поправка только на трение: $\Delta p_{закр} = \Delta p_{тр}$.

Давление, определенное описанным способом, должно удовлетворять условию $p + p_{упл} < p_{МНУ}$, где $p_{МНУ}$ — давление в МНУ; $p_{упл}$ — давление, обеспечивающее на плоскостях соприкосновения соседних лопаток контактное давление, превышающее давление от статического напора на турбину.

X.10. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РЫЧАГА И СЕРЬГИ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Рабочее колесо поворотно-лопастной турбины состоит из большого числа деталей, и при проектировании во всех них определяют напряжения. Однако некоторые детали (такие, как корпус рабочего колеса, крестовина, поршень) имеют сложную форму, и расчет их требует применения ЭВМ. Поскольку в рамках данного справочника невозможно изложить расчеты всех деталей, то ниже приведены лишь те, которые относятся к деталям, требующим особого внимания с точки зрения возможности их размещения внутри корпуса, — к рычагу и серьге. Крепежные детали, а также детали простой формы, нагруженные несложными нагрузками (цапфы лопастей, шток поршня, шпонки и др.), рассчитывают общепринятыми в машиностроении методами.

Рычаг рабочего колеса (рис. X.18). Рычаг рассчитывают на воздействие усилия серьги, передаваемого через палец, а также центробежных сил системы лопасть—цапфа—рычаг, передаваемых через болты, крепящие лопасть к рычагу. В некоторых механизмах (где полость механизма поворота используется как одна из полостей сервомотора) к центробежным силам прибавляют усилие от давления масла в сервомоторе.

Усилие серьги P_c действует под некоторым углом к продольной оси рычага y—y и для расчета раскладывается на компоненты, направленные вдоль и перпендикулярно оси, т. е. на P_{cy} и P_{cx} (рис. X.18).

Расчеты выполняют для трех сечений: I—I — у основания пальца рычага; II—II — у основания плеча рычага; III—III — сечение кольца рычага. Принятые обозначения: W_i — моменты сопротивления; F_i — площади сечений.

Сечение I—I. Условный изгибающий момент $M_{I-I} = P_c h_I$. Усилие сдвига $P_{I-I} = P_c$. Приведенные напряжения в сечении

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \qquad (X.58)$$

где

$$\sigma = M_{I-I}/W_{I-I};\ \tau = (4/3)\,(P_{I-I}/F_{I-I}). \qquad (X.59)$$

В действительности значения $\sigma_{пр}$ меньше вычисленных, так как точки расположения максимальных значений σ и τ не совпадают.

Сечение II—II. Изгибающие моменты: $M'_{II-II} = P_{cy} h_{II}$; $M''_{II-II} = P_{cx} h_{II}$. Скручивающий момент $M_{II-II\,кр} = P_{cx} b_{II}$. Приведенные напряжения $\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$. Здесь

$$\sigma = M'_{II-II}/W_{II-IIx} + M''_{II-II}/W_{II-II\,y};$$

$$\tau = M_{II-II\,кр}\,(3b + 1{,}8c)/(b^2c^2), \qquad (X.60)$$

где b, c — ширина и толщина сечения *II—II* (измерения эквивалентного прямоугольника).

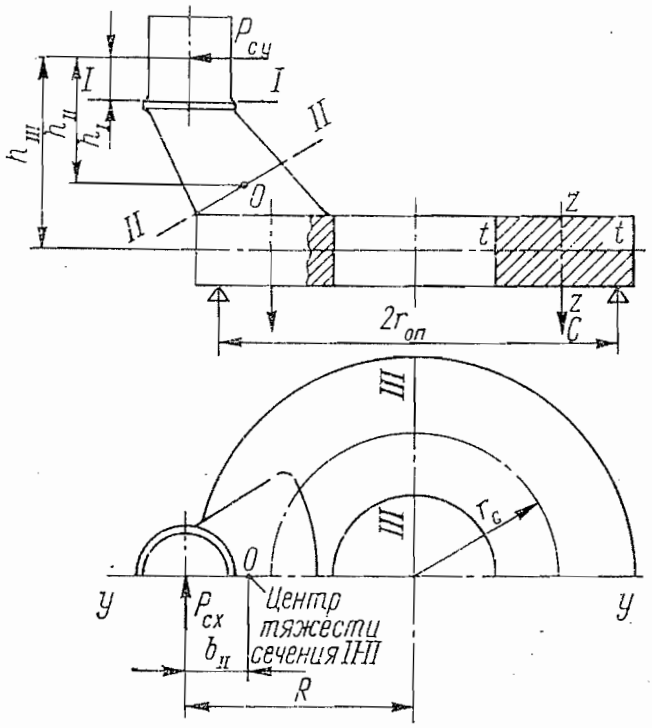


Рис. X.18. Рычаг рабочего колеса

Сечение III—III. Изгибающий момент относительно оси t—t: $M_{t-t} = P_{cy} h_{III}$. Изгибающий момент относительно центральной оси z—z: $M_{z-z} = P_{cx} R$. Скручивающий момент от усилия сервомотора $M_{кр} = P_{cx} h_{III}$. К силовому воздействию от центробежных сил системы лопасть — цапфа — рычаг при использовании полости механизма поворота в качестве одной из полостей сервомотора добавляются силы давления масла на поверхности системы рычаг — цапфа — лопасть: $C_{ном}$ — при номинальной частоте вращения $n_{ном}$; $C_{разг}$ — при разгонной частоте вращения $n_{разг}$; $C_{разг} = C_{ном}\,(n_{разг}/n_{ном})^2$.

Наибольшие напряжения в сечении *III—III*: $\sigma_{max} \approx \sigma_{t-t} + \sigma_{z-z} + \sigma_c$, где

$$\sigma_{t-t} \approx \frac{M_{t-t}}{2W_{t-t}}; \qquad \sigma_{z-z} \approx \frac{M_{z-z}}{2r_c F_{III-III}}; \qquad \sigma_c \approx \frac{C\,(r_{оп} - r_c)}{2\pi W_{t-t}}. \qquad (X.61)$$

Напряжения растяжения от усилия P_{cy} и кручения от $M_{кр}$ при предварительном расчете не определяют ввиду их сравнительно небольшой величины и сложности определения.

Суммарные напряжения σ_{max} при разгонной частоте вращения не должны превосходить $0{,}9\sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала рычага.

В связи с высокими значениями σ_{max} в последние годы рычаги изготовляют из стальных поковок с пределом текучести не менее 600—650 МПа. Этому требованию удовлетворяет, например, сталь 34ХН1М. Прорабатывается возможность отливки рычагов из высокопрочных литейных сталей (например, из стали 06Х12Н3ДЛ), что снизит трудоемкость изготовления и стоимость рычагов.

Дополнительно рычаг рассчитывают на усталость по формулам, применяемым в расчетах лопастей.

Серьга. Серьгу рассчитывают по известным формулам для шатунов. Напряжения в сечении заделки головки серьги $\sigma = M/W + N/F$, где M, N — изгибающий момент и нормальное усилие в сечении заделки; W, F — момент сопротивления и площадь сечения.

Серьги принято изготовлять из стальных поковок. При напряжениях $\sigma \leqslant 200$ МПа материалом может служить углеродистая качественная сталь 35 ($\sigma_т \geqslant 260$ МПа);

при $\sigma = 200 \div 300$ МПа обычно используют сталь 35ХМ ($\sigma_т \geqslant 400 \div 500$ МПа); при $\sigma = 300 \div 400$ МПа — сталь 34ХН1М ($\sigma_т \geqslant 600 \div 650$ МПа).

Для серьги выполняют также расчет на сопротивление усталости.

X.11. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ГИДРОАГРЕГАТА

Поперечные колебания. Для предварительных расчетов основной критической частоты вращения вала на жестких опорах, выполняемых без помощи ЭВМ, пользуются известной энергетической формулой Рэлея

$$n_{кр} = (30/\pi)\sqrt{g \sum P_i y_i / \left(\sum P_i y_i^2\right)},$$

где в качестве упругих перемещений y_i оси вала в точках присоединения сосредоточенных масс P_i принимаются статические прогибы вала от этих масс, ориентированных таким образом, чтобы значение $n_{кр}$ получалось наименьшим: в соседних пролетах массы P_i направлены в противоположные стороны (рис. X.19).

Ниже приведена схема расчета прогибов y_i и основной критической частоты вращения для трехопорного вала переменного сечения (большее число опор практически не встречается; принятие для системы валов агрегата постоянного расчетного сечения, как правило, не представляется возможным).

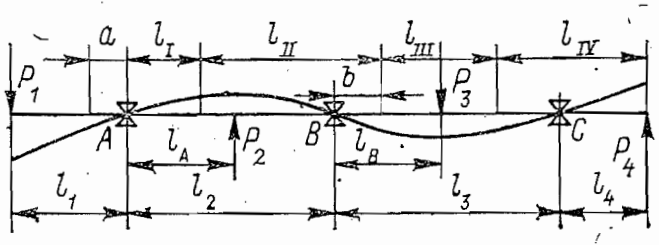


Рис. X.19. Схема трехопорного вала

Распределенную массу валов в приближенных расчетах заменяют сосредоточенными массами, объединяя их с уже имеющимися в данных пролетах (рабочего колеса, ротора генератора и т. п.).

При расчете консоли вала первоначально отбрасываются с заменой их сосредоточенными моментами на соответствующих опорах: $M_1 = -P_1 l_1$; $M_4 = P_4 l_4$ (правило знаков — обычное для задач строительной механики).

Дальнейший расчет проведен на численном примере.

Исходные данные (рис. X.19). Весовые нагрузки: $P_1 = 80 \cdot 10^4$ Н — нагрузка от рабочего колеса турбины и участка вала от средней плоскости турбинного подшипника до плоскости фланцевого соединения вала с рабочим колесом; $P_2 = 22 \cdot 10^4$ Н — нагрузка от участка вала в пролете $\overline{AB}$; $P_3 = 570 \cdot 10^4$ Н — нагрузка от ротора генератора и участка вала в пролете $\overline{BC}$; $P_4 = 20 \cdot 10^4$ Н — нагрузка от ротора возбудителя и участка вала правее опоры C.

Зоны изменения жесткости участков валопровода: $a + l_I$ — турбинный вал ($a = 1{,}20$ м; $l_I = 2{,}00$ м); $l_{II} = 4{,}00$ м — генераторный вал; $l_{III} = 3{,}00$ м — зона усиления вала агрегата горячей посадкой на него ступицы; $l_{IV} = 3{,}50$ м — зона надставки ротора генератора. Левая часть турбинной консоли длиной $l_1 - a$ ($l_1 = 2{,}40$ м) принимается абсолютно жесткой. Прочие линейные размеры: $l_2 = 4{,}80$ м; $l_3 = 5{,}30$ м; $l_4 = 2{,}40$ м; $b = 1{,}20$ м.

Моменты инерции участков: турбинного вала $J_т = 0{,}12$ м^4; генераторного вала $J_г = 0{,}17$ м^4; зоны усиления $J_{ст} = 0{,}40$ м^4; надставки $J_н = 0{,}10$ м^4.

Частота вращения вала агрегата: номинальная $n = 200$ об/мин $= (20/3)\,\pi$ рад/с, разгонная $n_{разг} = 350$ об/мин $= (35/3)\,\pi$ рад/с.

Расчет. Расчетная схема вала и эпюры изгибающих моментов даны на рис. X.20. Вычисления ведутся в следующем порядке.

Моменты на крайних опорах A и C (см. рис. X.20 и X.19):

$$M_1 = -P_1 l_1 = -192 \cdot 10^4 \text{ Н·м}; \quad M_4 = P_4 l_4 = 48 \cdot 10^4 \text{ Н·м}.$$

Опорная реакция A' для схемы с отброшенной средней опорой

$$A' = [M_4 + M_1 - P_2 (l_2 + l_3 - l_A) + P_3 (l_3 - l_B)]/(l_2 + l_3) = 159{,}5 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Эпюра изгибающих моментов для схемы с отброшенной средней опорой (эпюра *I* на рис. X.20):

$$M'_A = M = -192\cdot10^4 \text{ Н·м};\ M'_{l_I} = M_1 + A'l_I = 127\cdot10^4 \text{ Н·м};$$

$$M'_{l_A} = M_1 + A'l_A = 191\cdot10^4 \text{ Н·м};\ M'_B = M_1 + A'l_2 + P_2(l_2 - l_A) =$$

$$= 626\cdot10^4 \text{ Н·м};\ M'_b = M_1 + A'(l_2 + b) + P_2(l_2 + b - l_A) = 845\cdot10^4 \text{ Н·м};$$

$$M'_{l_B} = M_1 + A'(l_2 + l_B) + P_2(l_2 - l_A + l_B) = 1098\cdot10^4 \text{ Н·м};$$

$$M'_{l_{III}} = M_1 + A'(l_2 + b + l_{III}) + P_2(l_2 - l_A + l + l_{III}) - P_3(b + l_{III} - l_B) =$$

$$= 476\cdot10^4 \text{ Н·м}.$$

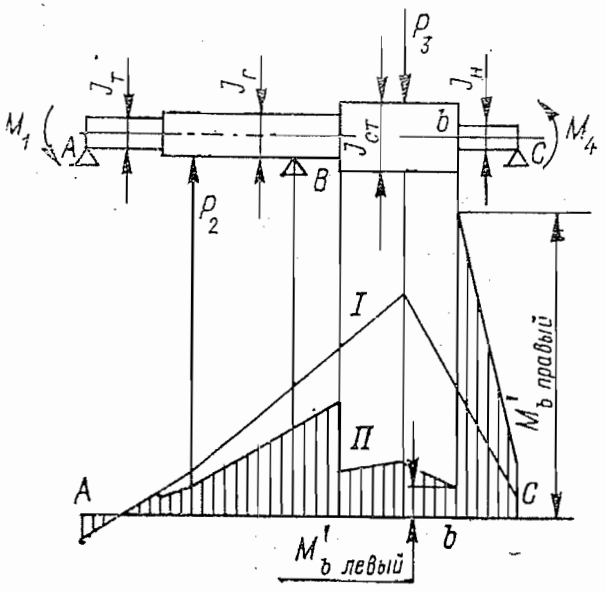


Рис. X.20. Схема приведенного вала постоянной жесткости

Опорная реакция A'' от силы B, приложенной взамен отброшенной опоры,

$$A'' = Bl_3/(l_2 + l_3) = 0{,}525B.$$

Опорная реакция C'':

$$C'' = B - A'' = 0{,}475B.$$

Эпюра изгибающих моментов от нагрузки B (эпюра *II* на рис. X.20):

$$M''_A = 0;\ M''_{l_I} = A''l_I = 1{,}05B;$$

$$M''_{l_A} = A''l_A = 1{,}26B;$$

$$M''_B = A''l_2 = 2{,}52B;$$

$$M''_b = C''(l_3 - b) = -1{,}945B;$$

$$M''_{l_B} = C''(l_3 - l_B) = 1{,}28B;$$

$$M''_{l_{III}} = C''(l_3 - l_{III} - b) = 0{,}52B;\ M''_C = 0.$$

Коэффициенты приведения эпюр к постоянной жесткости: на участке турбинного вала $\alpha_I = 1$; на участке генераторного вала $\alpha_{II} = J_т/J_г = 0{,}706$; на участке усиления $\alpha_{III} = J_т/J_{ст} = 0{,}300$; на участке надставки $\alpha_{IV} = J_т/J_н = 1{,}20$.

Приведенная к постоянной жесткости эпюра *I* (моменты в Н·м):

$$M'_{A\,пр} = M'_A\alpha_I = -192\cdot10^4;\ M'_{l_I\ левый\ пр} = M'_{l_I}\alpha_I = 127\cdot10^4;$$

$$M'_{l_I\ правый\ пр} = M'_{l_I}\alpha_{II} = 90\cdot10^4;\ M'_{B\,пр} = M'_B\alpha_{II} = 442\cdot10^4;$$

$$M'_{b\ левый\ пр} = M'_b\alpha_{II} = 596\cdot10^4;\ M'_{b\ правый\ пр} = M'_b\alpha_{III} = 253\cdot10^4;$$

$$M'_{l_B\,пр} = M'_{l_B}\alpha_{III} = 329\cdot10^4;\ M'_{l_{III}\ левый\ пр} = M'_{l_{III}}\alpha_{III} = 143\cdot10^4;$$

$$M'_{l_{III}\ правый\ пр} = M'_{l_{III}}\alpha_{IV} = 571\cdot10^4;\ M'_{C\,пр} = M_C\alpha_{IV} = 58\cdot10^4.$$

Приведенная к постоянной жесткости эпюра *II*:

$$M''_{Aпр} = M''_A\alpha_I = 0;\ M''_{l_I\ левый\ пр} = M''_{l_I}\alpha_I = 1{,}05B;\ M''_{l_I\ правый\ пр} =$$

$$= M''_{l_I}\alpha_{II} = 0{,}741B;\ M''_{l_Aпр} = M''_{l_A}\alpha_{II} = 0{,}890B;\ M''_{Bпр} = M''_B\alpha_{II} = 1{,}78B;$$

$$M''_{b\ левый\ пр} = M''_b\alpha_{II} = 1{,}37B;\ M''_{b\ правый\ пр} = M''_b\alpha_{III} = 0{,}58B.$$

Фиктивные опорные реакции от нагружения вала приведенной эпюрой *I*:

$$A_{фI} + C_{фI} - 2430\cdot10^4 \text{ Н·м}^2;\ \sum M_{I\phi C} = 0;\quad 10{,}10A_{фI} - 9833 = 0;\ A_{фI} =$$

$$= 970\cdot10^4 \text{ Н·м}^2;\ C_{фI} = 1460\cdot10^4 \text{ Н·м}^2.$$

Фиктивные опорные реакции от нагружения вала приведенной эпюрой *II*:

$$A_{\text{ф II}} + C_{\text{ф II}} = 7{,}55B;\ \sum M_{\text{II ф}C} = 0;\ 10{,}10A_{\text{ф II}} - 49{,}96B = 0;$$

$$A_{\text{ф II}} = 4{,}25B;\ C_{\text{ф II}} = 3{,}30B.$$

Фиктивные изгибающие моменты от нагружения приведенной эпюрой *I*:

$$M_{\text{I}l_2\text{ф}} = 4166 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}^3;\ M_{\text{I}l_A\text{ф}} = 2510 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}^3;$$

$$M_{\text{I}l_B\text{ф}} = 3438 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}^3.$$

Фиктивные изгибающие моменты от нагружения приведенной эпюрой *II*:

$$M_{\text{II}l_2\text{ф}} = 12{,}4B;\ M_{\text{II}l_A\text{ф}} = 9{,}02B;\ M_{\text{II}l_B\text{ф}} = 7{,}83B.$$

Реакция на средней опоре *B*:

$$M_{\text{I}l_2\text{ф}} - M_{\text{II}l_2\text{ф}} = 0;\ B = 4166 \cdot 10^4/12{,}4 = 335 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Фиктивные опорные реакции от нагружения суммарной эпюрой (*I* + *II*):

$$A_\text{ф} = A_{\text{ф I}} - A_{\text{ф II}} = 1010 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}^2;\ C_\text{ф} = C_{\text{ф I}} - C_{\text{ф II}} = 355 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}^2.$$

Фиктивные изгибающие моменты в сечениях, где действуют силы P_2 и P_3:

$$M_{l_A\text{ф}} = M_{\text{I}l_A\text{ф}} - M_{\text{II}l_A\text{ф}} = -515 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}^3;$$

$$M_{l_B\text{ф}} = M_{\text{I}l_B\text{ф}} - M_{\text{II}l_B\text{ф}} = 1010 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}^3.$$

Прогибы вала в сечениях, где действуют силы P_2, P_3, P_1, P_4 соответственно (см. рис. X.19 и X.20):

$$y_{l_A} = M_{l_A\text{ф}}/(EJ_\text{т}) = -0{,}205 \cdot 10^{-3} \text{ м};\quad y_{l_B} = M_{l_B\text{ф}}/(EJ_\text{т}) =$$

$$= 0{,}323 \cdot 10^{-3} \text{ м};\ y_{\text{р. к}} = A_\text{ф} l_1/(EJ_\text{т}) + [P_1 a/(EJ_\text{т})]\,[(l_1 - a)\,(l_1 - a/2) +$$

$$+ (a/2)\,(l_1 - a/3)] = 1{,}06 \cdot 10^{-3} \text{ м};\ y_{\text{возб}} = [C_\text{ф}/(EJ_\text{т}) + P_4 l_4^3/(3EJ_\text{н})] =$$

$$= -0{,}380 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Первая критическая частота вращения

$$n_\text{кр} = \sqrt{(g \sum P_i y_i)/(\sum P_i y_i^2)} = 1230 \text{ об/мин}.$$

Коэффициенты запаса: по номинальной частоте вращения $k_\text{ном} = 6{,}1$; по разгонной частоте вращения $k_\text{разг} = 3{,}6$.

В заводской практике в настоящее время расчет валов на поперечные колебания проводят на базе численного решения (с помощью ЭВМ) дифференциального уравнения процесса с получением большого числа собственных частот как для жестких, так и для упругих опор. Однако описанная приближенная методика также дает достаточно точный для практических требований результат при сравнительно небольшой затрате времени.

Крутильные колебания. Критическую частоту вращения вала при крутильных колебаниях вычисляют по схеме двухмассовой системы (рабочее колесо турбины — ротор генератора), пользуясь формулой

$$n_\text{кр}^\text{крут} = \frac{30}{\pi}\sqrt{GJ_p\,(J_1 + J_2)/(J_1 J_2 l_\text{пр})}, \qquad \text{(X.62)}$$

где $G = E/[2\,(1 + \nu)]$ — модуль упругости второго рода, для стали $G = 0{,}8 \times 10^7$ МПа; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения приведенного вала; J_1, J_2 — массовые моменты инерции рабочего колеса турбины и ротора гидрогенератора; $l_\text{пр}$ — длина приведенного вала, $l_\text{пр} = \sum_i l_i \alpha_i$; l_i — истинные (геометрические) длины участков различной жесткости; α_i — коэффициенты приведения, равные отношениям полярных моментов инерции сечений приведенного вала и реальных участков (для круглых сечений аналогичны приведенным выше для расчета поперечных колебаний).

Согласно практике проектирования, валы гидротурбин, обладающие достаточным запасом по критической частоте вращения при поперечных колебаниях, обладают еще более значительным запасом при крутильных колебаниях. Это же утверждение справедливо и для продольных колебаний.

X.12. РАСЧЕТ ВАЛА И ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ

Расчет вала. Вал вертикальной гидротурбины испытывает совместное действие растяжения и кручения. Обычно диаметр вала предварительно выбирают по номограмме, учитывающей напряжения кручения. Напряжения кручения допускаются до $\tau_{кр} = 45$ МПа; при учете растяжения приведенные напряжения могут быть порядка $\sigma_{пр} = 85 \div 90$ МПа.

Затем вал проверяют с учетом растягивающих усилий на поперечные и крутильные колебания.

Расчет вала на прочность производится на основании теории наибольших касательных напряжений.

Крутящий момент (Н·м) и напряжения кручения в теле вала (МПа):

$$M_{кр} = 974000N/n; \quad \tau = M_{кр}/W_p. \qquad (X.63)$$

Здесь N — мощность, передаваемая валом, кВт; n — частота вращения, об/мин; W_p — полярный момент инерции:

$$W_p = [\pi/(16d_в)]\,(d_в^4 - d_0^4),$$

где $d_в$ — диаметр вала; d_0 — диаметр внутреннего отверстия вала.

Тогда

$$\tau = 974000 \cdot 16Nd_в/[\pi n\,(d_в^4 - d_0^4)]. \qquad (X.64)$$

Напряжения растяжения в теле вала

$$\sigma_z = P/F = 4P/[\pi\,(d_в^2 - d_0^2)], \qquad (X.65)$$

где $P = P_z + Gg$; P_z — осевая нагрузка от воды, Н; G — масса рабочего колеса, кг.

Приведенные напряжения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2}. \qquad (X.66)$$

Фланец вала выбирают по приведенным в гл. VI соотношениям, при этом он имеет достаточный запас прочности. Окончательный вариант конструкции фланцевого соединения рассчитывают.

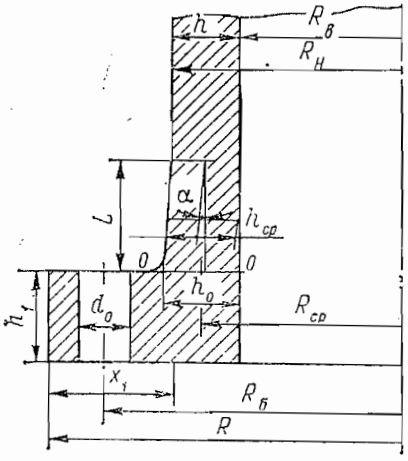


Рис. X.21. Фланец вала

Расчет на прочность фланцевого соединения. Прочность фланцевого соединения вала турбины проверяют по приведенным напряжениям в сечении перехода тела вала во фланец и напряжениям в болтах. Расчет выполняют на основании назначенных геометрических размеров фланца и переходной части вала, размеров и числа болтов, а также степени нераскрытия фланца (или напряжений предварительного затяга болтов). Приведенный ниже расчет дан на конкретном численном примере.

Исходные данные к расчету фланцевого соединения вала с рабочим колесом (рис. X.21): крутящий момент на валу $M_{кр} = 39{,}8 \cdot 10^5$ Н·м; полное осевое усилие $P_{ос} = 354{,}5 \cdot 10^4$ Н; наружный радиус фланца $R = 0{,}65$ м; наружный радиус вала $R_н = 0{,}42$ м; внутренний радиус вала $R_в = 0{,}30$ м; радиус расположения болтов $R_б = 0{,}55$ м; высота фланца $h_1 = 0{,}17$ м; средняя толщина и длина конической части вала $h_{ср} = 0{,}13$ м и $L = 0{,}21$ м; диаметр отверстий под болты $d_0 = 0{,}095$ м; минимальный диаметр болта $d_{min} = 0{,}0798$ м; длина болта в пределах одного фланца $l_б = 0{,}17$ м; средний диаметр болта $d_{ср} = 0{,}085$ м; минимальная площадь сечения болта $F_{б\,min} = 0{,}5 \cdot 10^{-2}$ м^2; число болтов $n_б = 16$ шт.; толщина стенки вала $h = 0{,}125$ м; средний радиус сечения $R_{ср} = 0{,}371$ м; максимальная толщина кониче-

ской части вала $h_0 = 0{,}142$ м; отношение внутреннего радиуса вала к наружному радиусу конуса $\Delta_0 = 0{,}679$; отношение внутреннего радиуса вала к наружному $\Delta = 0{,}706$; зона нераскрытия стыка от наружной кромки фланца $x_1 = 2(R - R_б) = 0{,}20$ м; угол наклона средней образующей конической части вала $\alpha = 2°\,20'$; модуль упругости материала болтов и фланца $E_б = E_ф = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа.

Последовательность расчета следующая.

Вспомогательные промежуточные величины:

$$k_1 = R_б/R_{ср} = 1{,}49;\quad a_1 = R - R_б - 0{,}5x_1 = 0;\quad b_1 = R - R_б - 0{,}333x_1 = 3{,}17 \cdot 10^{-2}\ \text{м};\quad \bar{б} = b_1/R_{ср} = 0{,}0854;\quad \beta_1 = 1{,}285/\sqrt{R_{ср}h_{ср}} = 0{,}0581 \cdot 10^2\ \text{м}^{-1};$$

$$\ln(R/R_в) = 0{,}775;\quad F_ф = \pi\left[x_1(2R - x_1) - d_0^2 n_б/4\right] = 0{,}55\ \text{м}^2;$$

$$A_1 = 1 + \frac{\beta_1 h_1}{2} + \frac{3h_1 \operatorname{tg}\alpha}{h_0} + \frac{0{,}238}{\beta_1 R_{ср} h_0^3 l_б \cos\alpha}\left[2h_1^3 l_б \ln(R/R_б) + 3\varkappa d_б^2 a_1 b_1\right] = 1{,}78;$$

$$F_1 = \frac{R - R_б}{2\pi R_{ср}}\left[1 - \left(1 + \frac{\beta_1 h_1}{2} + 3\frac{h_1 \operatorname{tg}\alpha}{h_0}\right)\Big/A_1\right] = 6{,}65 \cdot 10^{-3};$$

$$F_2 = R_б - R_{ср} + (1 - \chi)(R - R_б) = 0{,}211 \cdot 10^{-2}\ \text{м};$$

$$F_3 = l_б\chi/(F_б n E_б) = 1{,}3 \cdot 10^{-12}\ \text{м/Н};$$

$$F_4 = E_ф \frac{h^3 \ln(R/R_б)}{12R_{ср}} + \frac{E_б d_б^2 n a_1 b_1}{8R_{ср} l_б} = 18 \cdot 10^7\ \text{Н};$$

$$F_5 = h_1/(E_ф F_ф) = 1{,}47 \cdot 10^{-12}\ \text{м/Н},$$

где χ — коэффициент основной нагрузки:

$$\chi = \left[1 + \frac{4\varkappa_1(2R - \varkappa_1) - hd_0^2}{nd_{ср}^2}\right]^{-1} = 0{,}128.$$

Коэффициент затяга, необходимого для обеспечения заданной плотности стыка,

$$\varkappa = (F_1F_2 + F_3F_4)/(F_1b_1 + F_4F_5) = 3{,}42.$$

Напряжения предварительного затяга в болтах

$$\sigma_з = \varkappa P_{ос}/\sum F_{б\,min} = 151{,}5\ \text{МПа}.$$

Напряжения в переходном сечении *0—0* (рис. X.21):

1) изгибающий момент, приходящийся на единицу длины окружности,

$$M_0 = 0{,}135 P_{ос}\left[k_1 - 1 - \bar{б}(\varkappa + \chi + 1)\right]/A_1 = 7{,}34 \cdot 10^4\ \text{Н·м/м};$$

2) напряжения изгиба

$$\sigma_и = 6M_0/h_0^2 = 22{,}0\ \text{МПа};$$

3) напряжения кручения

$$\tau = M_{кр}/W_0 = 37{,}0\ \text{МПа};$$

4) напряжения растяжения

$$\sigma_р = P_{ос}/F_0 = 11{,}0\ \text{МПа};$$

5) приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(\sigma_и + \sigma_р)^2 + 4\tau^2} = 81{,}0\ \text{МПа}.$$

Полное усилие, растягивающее болт,

$$P_б = P_{ос}(\varkappa + \chi)/n = 78{,}65 \cdot 10^4\ \text{Н}.$$

Напряжения в болтах фланцевого соединения:

1) средние осевые напряжения в резьбе болта

$$\sigma_р = P_б/F_{б\,min} = 157{,}0\ \text{МПа};$$

2) максимальные осевые напряжения

$$\sigma_{max} = P_{ос}(\varkappa + \chi)/(nF_{min}) + 4{,}25\bar{l}(a_1 + d_1/2)M_0 = 163{,}0 \text{ МПа};$$

3) максимальные напряжения растяжения в припасованной части

$$\sigma_{max\ п} = P_{ос}(\varkappa + \chi)/(nF_{б.\ п}) + 4{,}25\bar{l}(a_1 + d_1/2)M_0 = 117{,}0 \text{ МПа};$$

4) напряжения среза

$$\tau = M_{кр}/(R_б n F_п) = 63{,}5 \text{ МПа};$$

5) приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2_{max\ п} + 4\tau^2} = 173{,}0 \text{ МПа}.$$

X.13. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩЕГО ПОДШИПНИКА ТУРБИНЫ, РАБОТАЮЩЕГО НА ЖИДКОЙ МАСЛЯНОЙ СМАЗКЕ

Расчет включает четыре этапа. Исходными данными являются максимальное значение радиального усилия, действующего на сегмент подшипника, конструктивные параметры подшипника, системы маслоохлаждения, охлаждающей воды и характеристики масла.

Как и в других тепловых расчетах, в данном случае необходимы некоторые общие константы, коэффициенты и критерии, которые имеются в специальной литературе. Ввиду невозможности в рамках данного справочника поместить в систематизированном виде такие сведения, при выполнении практических расчетов необходимо иметь дополнительную литературу. В практике ПО ЛМЗ применяют следующие книги: 1) **Андреев В. А.** Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. Л.: Энергия, 1971. 156 с.; 2) **Гедык П. К.** Смазка металлургического оборудования. М.: Металлургия, 1971. 376 с.; 3) **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 343 с.; 4) **Чернавский С. А.** Подшипники скольжения. М.: Машиностроение, 1963. 243 с.; 5) **Справочник** машиностроителя: В 6-ти т. Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машгиз, 1954—1956. Т. 2. 550 с.; Т. 4. 851 с.

Первый этап расчета включает определение толщины масляного слоя между валом и сегментами, объема масляного слоя, средней температуры масла в ванне подшипника и коэффициента жидкостного трения в подшипнике. Этап заканчивается определением количества теплоты, выделяющейся в подшипнике.

Второй этап — определение расхода масла через подшипник. При этом исходят из предположения, что при установившемся режиме работы подшипника расход масла через отверстия в юбке вала должен быть равен расходу через сливные трубы в маслоохладитель. Допустимо принимать приближенное значение коэффициента расхода из формулы Базена (так как толщина переливающегося слоя в сливные трубы мала): $m_0 = 0{,}405$.

Третий этап заключается в определении коэффициента теплоотдачи от масла к стенкам трубок маслоохладителя, коэффициента теплоотдачи от стенок трубок к протекающей внутри них воде. Этап заканчивается нахождением расхода через маслоохладитель при заданном перепаде температуры масла на входе и выходе.

Целью последнего, *четвертого этапа* расчета является оценка режима движения воды в трубках маслоохладителя (определение полного коэффициента теплоотдачи от масла к воде, среднего перепада температуры при теплообмене и расхода воды через маслоохладитель). Если подсчитанный средний перепад температур незначительно (на ± 5 °С) отличается от принятого, то расчет считается законченным. Если отличие больше указанной величины, то расчет повторяют, задавая новое значение перепада.

Приводимый ниже расчет изложен на конкретном численном примере.

Исходные данные. *Подшипник* (рис. X.22): частота вращения ротора $n = 300$ об/мин; окружная скорость на юбке ротора $u = 24{,}2$ м/с; радиальное усилие на подшипник $P = 117 \cdot 10^4$ Н; контактное давление на сегменте $q = 2{,}54$ МПа; ширина сегмента $b = 0{,}350$ м; высота сегмента $H = 0{,}400$ м; относительная высота сегмента $H/D_{ю} = 0{,}26$; диаметр юбки вала $D_{ю} = 1{,}550$ м; внутренний диаметр юбки у отверстий $D_{ю.\,в} = 1{,}350$ м; радиальный зазор в подшипнике $s = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; относительный зазор $\psi = 0{,}004$; диаметр отверстий в юбке $d_{отв} = 40 \cdot 10^{-3}$ м; число от-

верстий в юбке $z_{отв} = 10$; коэффициент теплоизлучения подшипника $a = 1$; статический напор у центра отверстий в юбке $\Delta h_3 = d_{отв}/2 = 2{,}0 \cdot 10^{-2}$ м; расстояние от оси отверстий до верхней части сегмента $h^* = 0{,}425$ м; давление параболоида вращения масла внутри юбки $\Delta h_3^0 = 12{,}5$ м вод. ст. $= 12{,}5 \cdot 10^{-2}$ МПа.

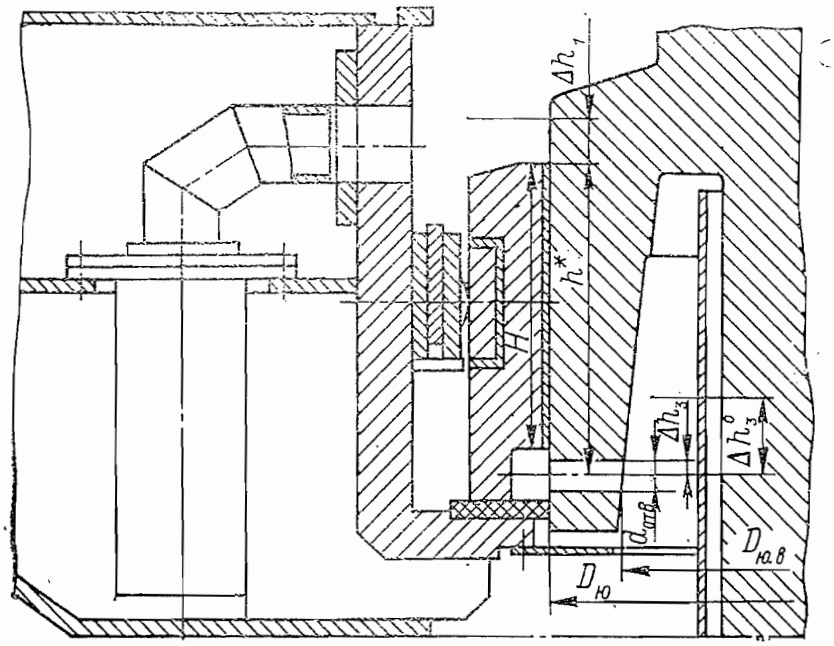


Рис. X.22. Конструктивная схема подшипника

Охлаждающая вода: средняя температура $t_в = 7°$ С; перепад температуры воды на входе и выходе из маслоохладителя $\Delta t_в = 1$ °С; кинематический коэффициент вязкости воды $\nu = 1{,}34 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент теплоотдачи воды $\lambda = 0{,}486$.

Масло: условная вязкость по Энглеру $E_{50} = 4$ ($28{,}4 \cdot 10^{-6}$ м²/с); температура масла в подшипнике $t_0 = 55$ °С; динамический коэффициент вязкости масла $\mu = 23{,}6$ Па·с.

Маслоохладитель (рис. X.23): число маслоохладителей $z_{мо} = 10$; число трубок $z_{тр} = 42$; общая длина трубок $\sum L_i = 35$ м; наружный диаметр трубок $d_н = 19 \cdot 10^{-3}$ м; внутренний диаметр трубок $d_{вн} = 17 \cdot 10^{-3}$ м.

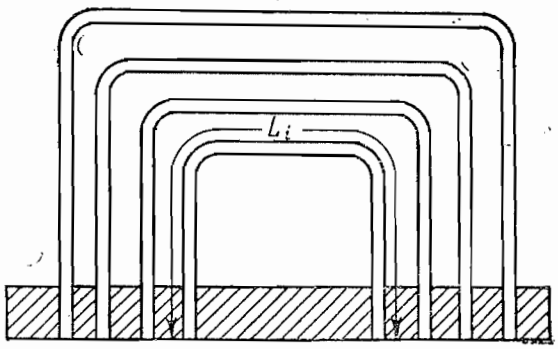


Рис. X.23. Схема охлаждающего контура

Определение расхода масла через подшипник и количества теплоты, выделяющейся в подшипнике. Абсолютная вязкость масла при заданной температуре масла в ванне

$$i = \frac{450E_{50} - 200}{(0{,}1t_0)^{2{,}6}} \frac{1}{9807} = 0{,}0195 \text{ Па}.$$

Температура масляного слоя

$$t_{сл} = \frac{t_0}{2} + \sqrt{(t_0/2)^2 + \sqrt[2,6]{P^2 n i/(24a^2 H D_ю)}} = 115 \text{ °С}.$$

Коэффициент нагруженности подшипника (см. книгу В. А. Андреева)

$$P\psi^2/(\mu_1 u H) = 23{,}6; \quad \mu_1 = 0{,}518 \cdot 10^{-3} \text{ кгс/м}^2 = 0{,}518 \cdot 10^{-2} \text{ Па}.$$

Вспомогательный коэффициент в формуле для определения толщины масляного слоя (находят по графику в книге В. А. Андреева)

$$\chi = f\,[b/H; \quad P\psi^2/(\mu_1 u H)] = 0{,}94.$$

Толщина масляного слоя

$$h_{\min} = (1 - \chi)\,\psi D_{\text{ю}}/2 = 0{,}5 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Объем масляного слоя

$$v_{\text{сл}} = \pi D_{\text{ю}} H h_{\min} = 0{,}97 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Средняя температура масляного слоя

$$t_{\text{ср}} = (v_{\text{сл}} t_{\text{сл}} + t_{\text{в}} v_{\text{в}})/(v_{\text{сл}} + v_{\text{в}}) = 55 \text{ °C}.$$

Коэффициент жидкостного трения

$$f = 3{,}36 \cdot 10^{-9} (D_{\text{ю}}/s)\,\mu n/254 = 0\ 00485.$$

Количество теплоты, выделяющейся в подшипнике,

$$Q = P\mu f/427 = 115 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч} = 481{,}5 \cdot 10^3 \text{ кДж/ч}.$$

Определение расхода масла через подшипники и маслоохладители. Динамический напор насосного действия отверстий в юбке вала

$$H_{\text{д}} = (\pi n/30)^2 (D_{\text{ю}}^2 - D_{\text{ю.в}}^2)/(8g) = 7{,}5 \text{ м вод. ст.} = 7{,}5 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}.$$

Уравнение для определения высоты переливающегося слоя Δh_1 (рис. X.22) в трубы маслоохладителей

$$H_{\text{д}} + \Delta h_3 + \Delta h_3^0 - (h^* + \Delta h_1) = 0{,}405\pi^2 D_{\text{ср}}^2 \Delta h_1^3 / \left[\mu_{\text{отв}} \left(\sum F_{\text{отв}}^2\right)^2\right];\ \Delta h_1 = 58 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Перепад напора на отверстиях в юбке

$$\Delta H_{\text{отв}} = H_{\text{д}} + \Delta h_3 - h^* - \Delta h_1 = 7{,}0 \text{ м}.$$

Скорость масла в отверстиях юбки

$$v_{\text{отв}} = \mu_{\text{отв}} \sqrt{2g \Delta H_{\text{отв}}} = 8{,}2 \text{ м/с}.$$

Расход масла через отверстия в юбке

$$Q_{\text{м. отв}} = v_{\text{отв}} F_{\text{отв}} = 0{,}105 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход масла через один маслоохладитель

$$q_{\text{м}} = Q_{\text{м. отв}}/z_{\text{м}} = 0{,}0105 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчет теплообмена между маслом и маслоохладителем. Скорость масла в межтрубном пространстве маслоохладителя

$$v = q_{\text{м}}/f = 1{,}14 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса при $t_{\text{м}} = 55$ °С (режим переходный от ламинарного к турбулентному)

$$\text{Re} = v\, d_{\text{экв}}/\nu = 6500.$$

Коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам [1] (см. книгу М. А. Михеева: при $t_{\text{м}} = 55$ °С критерий Прандтля Pr = 349)

$$\alpha_{\text{м}} = \eta_{\text{т}} 0{,}023\,(\lambda/d_{\text{экв}})\,\text{Re}^{0{,}8}\text{Pr}^{0{,}4} = 115 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С)} = 133{,}7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Расход воды через маслоохладитель, обеспечивающий перепад температур масла в 1° С,

$$Q_{\text{в}} = Q/[c_{\text{в}} (t_2 - t_1)] = 115\,000 \text{ кг/ч} = 0{,}032 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения воды в трубках маслоохладителя

$$v_{\text{в. м}} = Q_{\text{в}}/F_{\text{тр}} = 3{,}2 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса для движения воды в трубках (движение турбулентное)

$$\text{Re} = v d_{\text{экв}}/\nu = 3{,}4 \cdot 10^4.$$

---

[1] Для перевода в единицы СИ следует пользоваться соотношением 1 ккал = 4,1868 × $\times 10^3$ Дж (точно). Ватт — мощность, при которой работа 1 Дж совершается за время 1 с. Таким образом, 1 ккал/(м²·ч·°С) = 1,163 Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи от стенок к воде (см. книгу М. А. Михеева: при $t_в = 7$ °С критерий Прандтля $Pr = 10{,}52$)

$$\alpha_в = 0{,}023\lambda/d_{экв}Re^{0{,}8}Pr^{0{,}4} = 6900 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{°С)} = 8025 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи от масла к воде в маслоохладителе

$$k = [1/\alpha_м + \delta/\lambda_с + 1/\alpha_в]^{-1} = 134 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{К)} = 155{,}8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Средний перепад температур при теплообмене

$$\Delta t_{ср} = Q/(kF) = 49 \text{ °С};$$

заданный перепад составляет $55 - 7 = 48$ °С.

X.14. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА КОВШОВОЙ ТУРБИНЫ

Поскольку в настоящее время рабочие колеса ковшовых турбин в отечественной практике выполняют только в виде сварных конструкций (без болтовых креплений ковшей к диску), то приводится методика расчета именно для таких конструкций. Расчет на прочность сводится к определению напряжений в теле ковша и диска, определению запаса по усталостной прочности и к оценке возможности возникновения резонансного состояния.

Напряжения в теле ковша. При работе турбины на ковш рабочего колеса действует циклическая гидродинамическая сила R и центробежная сила C от собственной массы ковша.

В зависимости от режима работы турбины характер приложения и величина обоих видов нагрузки будут различны. В момент пуска центробежные силы еще отсутствуют, а струя уже воздействует на ковш. По мере возрастания частоты вращения от нуля до синхронного значения появляется и возрастает пропорционально квадрату частоты вращения центробежная сила. При увеличении частоты гидродинамическая нагрузка изменяется.

При установившейся синхронной частоте вращения гидродинамическая нагрузка будет иметь определенное значение, зависящее от открытия сопла. В случае разгона турбины при внезапном отключении генератора от сети центробежная сила еще больше возрастет, а гидродинамическая нагрузка снизится. В силу этого в практике проектирования ковшовых турбин принято определять напряжения в ковшах для трех расчетных случаев: 1) пуск турбины; 2) работа с максимальной нагрузкой; 3) полный разгон. Силы, действующие на ковш в этих случаях, оценивают по следующим зависимостям:

1) в режиме пуска:

$$R_п = 2(\gamma/g)\,Qc; \quad C_п = 0; \tag{X.67}$$

2) в режиме максимальной мощности:

$$R_н = 2(\gamma/g)\,Q(c-u)^2/c; \; C_н = (G/g)\,\omega_н^2 r_{ц.т}; \tag{X.68}$$

3) в режиме разгона:

$$R_р = 0; \; C_р = (G/g)\,\omega_р^2 r_{ц.т}, \tag{X.69}$$

где Q — расход воды через сопло при полном его открытии; c — скорость истечения струи из сопла; u — переносная скорость ковша на диаметре D_1; G — масса ковша; g — ускорение свободного падения; $\omega_н$ и $\omega_р$ — угловые частоты вращения рабочего колеса; $r_{ц.т}$ — радиус центра тяжести ковша; γ — плотность материала ковша.

Напряжения в теле ковша следует определять для корневого сечения (на радиусе $r_к$, рис. X.24). Здесь действуют максимальный изгибающий момент от гидродинамической нагрузки и максимальная растягивающая сила от собственной массы ковша. Как показали специальные исследования, в этом сечении обычно наблюдаются и максимальные коэффициенты концентрации напряжений, которые в среднем можно принять равными $k_р = 3{,}65$ при растяжении и $k_и = 2{,}6$ при изгибе. Тогда максимальные напряжения в корневом сечении:

$$\sigma_{max} = k_р\sigma_р + k_и\sigma_и, \tag{X.70}$$

где $\sigma_р = C/F$; $\sigma_и = RL/W$; F, W — площадь корневого сечения и момент сопротивления, определяемые графоаналитически по чертежу ковша; $L = D_1/2 - r_к$; $r_к$ —радиус расположения корневого сечения; D_1 — диаметр рабочего колеса.

Напряжения определяют для всех трех указанных случаев.

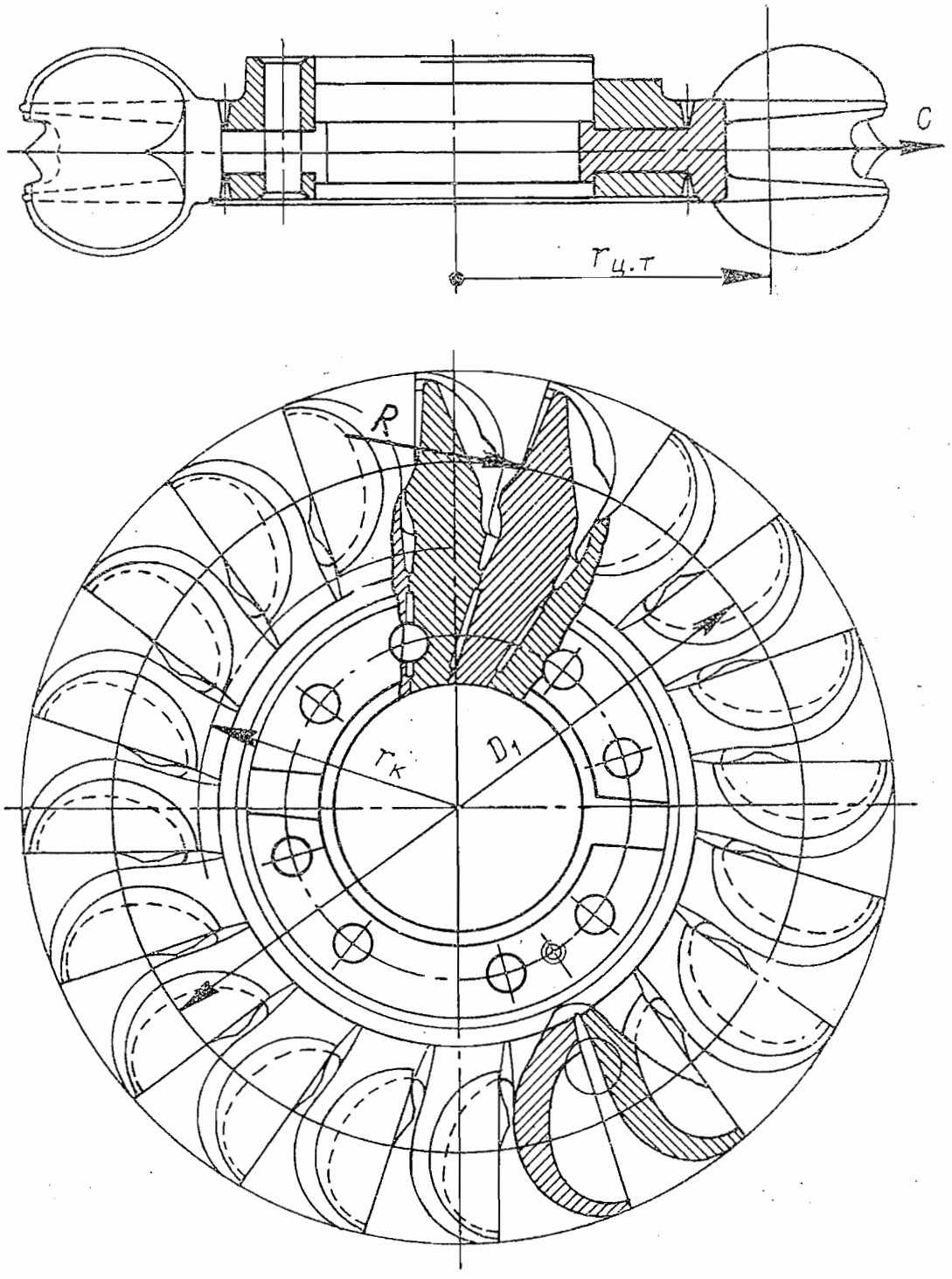


Рис. X.24. Колесо ковшовой турбины

Напряжения в диске колеса. При оценке напряжений применяют известные формулы для вращающихся дисков.

Радиальные напряжения

$$\sigma_r = \frac{\gamma\omega^2}{8g}(3+\mu)\frac{(R^2-\rho^2)(\rho^2-r^2)}{\rho^2} + \frac{Cz}{2\pi Rb}(1-r^2/\rho^2)\frac{R^2}{R^2-r^2}. \quad (X.71)$$

Тангенциальные напряжения

$$\sigma_t = \frac{\gamma\omega^2}{8g}\left[(3+\mu)\left(R^2+r^2+\frac{R^2r^2}{\rho^2}\right)-(1+3\mu)\rho^2\right]+\frac{Cz}{2\pi Rb}\times$$

$$\times\frac{R^2}{(R^2-r^2)}(1+r^2/\rho^2). \qquad (X.72)$$

Здесь μ — коэффициент Пуассона; γ — плотность материала; R — наружный радиус диска; r — внутренний радиус диска; ρ — радиус, на котором определяют напряжения; b — толщина диска; z — число ковшей.

По этим формулам необходимо определить напряжения для нормального и разгонного режима.

Напряжения в остальных элементах рабочего колеса определяют в зависимости от конкретных конструктивных решений по общим рекомендациям машиностроения.

Оценка усталостной прочности рабочего колеса. При нормальной эксплуатации на материал ковша воздействуют циклические напряжения с частотой $f = nz_c/60$, где n — частота вращения; z_c — число сопел. Принимая условно характер цикла симметричным, можно определить запас по усталости

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_{a\,\max}, \qquad (X.73)$$

где σ_{-1} — условный предел коррозионной усталости; $\sigma_{a\,\max}$ — максимальная амплитуда напряжений, оцениваемая по эмпирической формуле $\sigma_{a\,\max} \approx 2{,}36\sigma^*_и/2$ ($\sigma^*_и$ — напряжения изгиба в корневом сечении с учетом концентрации).

Для стали, применяемой для ковшей, приближенно можно считать $\sigma_{-1} \approx 0{,}5\sigma_{0,2}$, где $\sigma_{0,2}$ — предел текучести.

Более точно запас по усталости определяется по экспериментальной усталостной кривой для заданного количества циклов. Добиваться приемлемого значения запаса можно за счет изменения геометрии ковша и числа ковшей, а также за счет применения специальной упрочняющей технологии.

Оценка возможности возникновения резонансного состояния на рабочем колесе. Для такой оценки необходимо частоту изменения нагрузки на ковш сопоставить с частотами свободных колебаний ковша. Так как форма ковша сложна, точное определение спектра частот свободных колебаний очень трудоемко и расчету практически не поддается. Однако низшую частоту с достаточной точностью можно определить, применяя известную формулу Рэлея для консольного стержня переменного сечения

$$p^2 = \frac{Eg}{\gamma}\left[\int_0^l J_y(x)\left(\frac{d^2\varphi(x)}{dx^2}\right)^2 dx\right] \Big/ \left[\int_0^l F(x)\,\varphi(x)\,dx\right],$$

где l — длина расчетного стержня; E — модуль упругости материала ковша; g — ускорение свободного падения; γ — плотность материала ковша; $\varphi(x) = (1 - x/l)^2$; $J_y(x)$ — момент инерции расчетного стержня как функция длины; $F(x)$ — площадь сечения расчетного стержня как функция длины.

Величины $J_y(x)$ и $F(x)$ обычно определяют графоаналитически и подбирают приближенную аналитическую зависимость. Найденную частоту сравнивают с частотой возмущающей силы при нормальной и разгонной частотах вращения.

X.15. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ЛОПАТКИ

В процессе эксплуатации турбин лопатки подвергаются воздействию потока, проходящего через направляющий аппарат, а также воздействию усилий, передаваемых от сервомоторов через механизм привода. Силовое взаимодействие профильной части лопатки с протекающим потоком проявляется в создании распределенной нагрузки, вызывающей реакции в опорах цапф, и момента, стремящегося развернуть лопатку. Со стороны привода на каждую лопатку также передаются усилие P и момент. Таким образом, лопатка скручивается и одновременно изгибается. В качестве расчетной схемы для определения напряжений в лопатке принимают схему трех-

опорной балки переменной жесткости (рис. X.25). Для упрощения считают, что усилия от потока и от привода действуют в одной плоскости.

Поскольку в действительности крепление лопатки в опорах обеспечивает некоторый зазор между втулкой и верхней цапфой, то распределение напряжений в лопатке зависит от размера этого зазора. Обычно в практике конструирования принято выбирать зазор исходя из обеспечения более равномерного распределения напряжений, для чего и выполняется соответствующий расчет, который предусматривает определение напряжений в нескольких сечениях лопатки (шести—восьми) при различных зазорах в верхней цапфе (от 0 до $y_{C\,max}$ с интервалом в 0,5—1,0 мм). При этом величину $y_{C\,max}$ определяют из условия равенства нулю реакции в верхней цапфе. Рекомендуемые сечения (*1—5*) для определения напряжений указаны на рис. X.25.

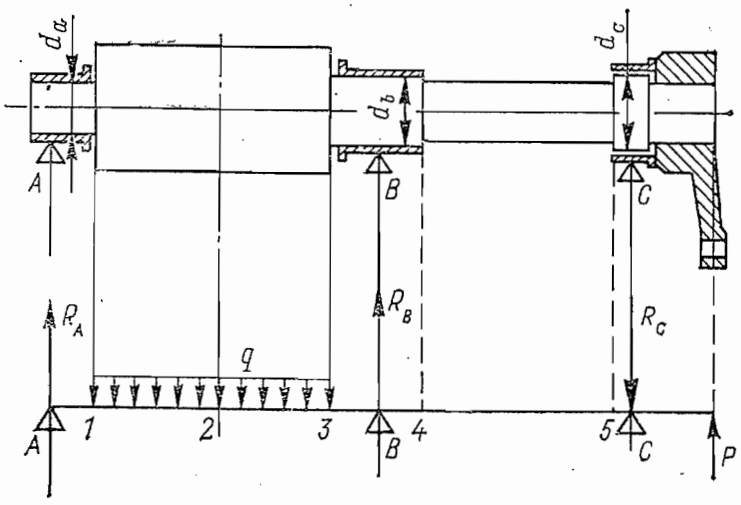


Рис. X.25. Расчетная схема направляющей лопатки

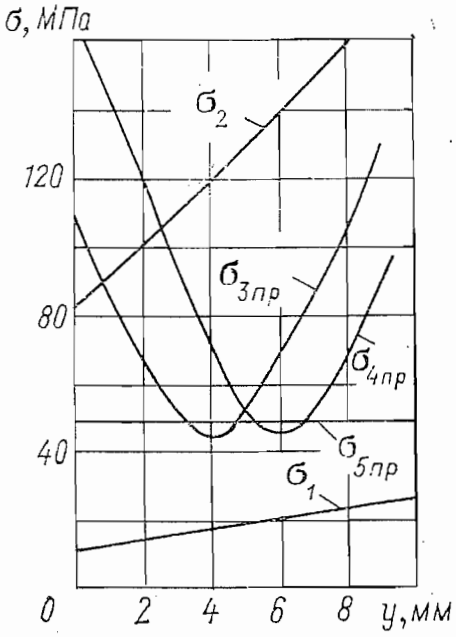


Рис. X.26. Зависимость напряжений от величины зазора

Задавая последовательно значения прогиба лопатки в верхней цапфе в указанном интервале, можно определить возникающие реакции в опорах и по ним уже рассчитать напряжения. Для сечений *3* и *4* определяют напряжения изгиба и приведенные напряжения с учетом кручения. Одновременно определяют и удельные нагрузки в опорах.

Поскольку такой расчет подробно изложен в литературе, в настоящем справочнике расчетные формулы не приводятся. Расчет целесообразно проводить в табличной форме (рис. X.25):

Зазор	Реакции опор			Напряжение изгиба в сечениях *1—5*					Приведенные напряжения			Удельные нагрузки в опорах		
y_C	R_A	R_B	R_C	σ_1	σ_2	σ_3	σ_4	σ_5	$\sigma_{3пр}$	$\sigma_{4пр}$	$\sigma_{5пр}$	P_A	P_B	P_C

По данным таблицы строят графические зависимости для напряжений в функции от величины зазора. Примерный график таких зависимостей приведен на рис. X.26. Из условия обеспечения наиболее равномерного уровня напряжений в разных сечениях лопатки и назначают расчетный зазор в верхней цапфе. Этот же график может служить основанием для назначения марки стали для изготовления лопаток. Подробный расчет лопатки изложен в работе [17].

Глава XI

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГИДРОТУРБИН

XI.1. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ГИДРОТУРБИН

Технологичность конструкции изделия охватывает совокупность ее свойств, определяющих оптимальные затраты труда, материалов, средств и времени при изготовлении изделия (производственная технологичность) и его эксплуатации (эксплуатационная технологичность). В процессе отработки проектов, как правило, отыскиваются решения, обеспечивающие комплексное повышение показателей технологичности. Во всех случаях подразумевается безусловное обеспечение качества и технических характеристик оборудования.

Производственная технологичность конструкции деталей определяет их технико-экономические показатели: трудоемкость изготовления, включая уровень применения тяжелых ручных работ; материалоемкость детали; загрузку уникального оборудования (пресса, печи для термообработки, универсальных и специализированных металлообрабатывающих станков); высвобождение производственных площадей.

Длительный цикл подготовки производства и изготовления гидротурбин требует разработки высокотехнологичных конструкций уже на стадиях эскизного и технического проектирования, определения необходимости применения новых материалов и технологических процессов.

Технологическая отработка конструкции на стадии рабочего проектирования включает в себя согласование чертежей с технологическими службами по всему циклу изготовления деталей и узлов турбины, что существенно облегчает и сокращает цикл подготовки производства.

Таблица XI.1. Относительная металлоемкость близких по рабочим параметрам гидротурбин, изготовленных в СССР и за рубежом

Наименование ГЭС	Тип турбины	Год выпуска	Расчетный напор, м	Мощность, тыс. кВт	Диаметр рабочего колеса, м	Относительная металлоемкость, кг/кВт
Волжская	Поворотно-лопастная вертикальная	1958	22,5	126	9,3	13,0
«Даллес» (США)		1968	24,75	90,5	7,13	12,0
«Джердап—Железные Ворота» (Югославия—Румыния)		1969	27,12	178	9,5	7,6
«Ашах» (Австрия)		1964	15,0	66,54	8,4	31,0
Саратовская		1964	9,7	59,3	10,3	19,1
Нижнекамская		1978	12,4	80,5	10,0	17,0
Чебоксарская		1980	12,4	80,5	10,0	15,9
Братская	Радиально-осевая	1961	95,0	217	5,5	2,6
Усть-Илимская		1972	85,5	245	5,5	2,5
«Грен-Кули» (США)		1974	86,0	604	9,7	4,2
«Бхакра» (Индия)		1964	123,0	127	4,1	2,6
Токтогульская		1973	140,0	360	5,35	2,3
Саяно-Шушенская		1977	194,0	650	6,77	1,9
Зейская	Поворотно-лопастная диагональная	1974	78,5	220	6,0	4,6
Колымская		1979	108,0	184	4,2	2,9
«Кемано» (Канада)	Ковшовая	1952	760,0	110	3,35	2,9
Татевская		1967	570,0	54,6	1,86	2,4

Для повышения технологичности конструкций гидротурбин характерны следующие основные направления: 1) применение сварных конструкций вместо цельнолитого и цельнокованого исполнений, что способствует повышению качества деталей и уменьшает массу турбин; 2) применение штампованных элементов для сварных конструкций деталей, образующих проточную часть турбин, без последующей механической обработки профильных поверхностей; 3) применение высокопрочных хорошо сваривающихся сталей; 4) унификация и нормализация конструкций деталей и узлов; 5) применение неметаллических материалов; 6) замена болтовых соединений деталей сваркой при монтаже турбин; 7) применение комплекса мероприятий, необходимых для повышения точности изготовления и проверки отдельных деталей, что позволяет отказаться от общей сборки крупногабаритных узлов.

Данные по относительной металлоемкости некоторых турбин приведены в табл. XI.1.

XI.2. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Рабочие колеса выполняют из коррозионно-стойких (нержавеющих) сталей, хорошо сопротивляющихся воздействию кавитации и гидроабразивной эрозии, и из низколегированных сталей с защитой поверхностей элементов, подверженных разрушающему воздействию. Для возможности восстановления разрушенного материала в процессе эксплуатации он должен обладать удовлетворительными свариваемостью и обрабатываемостью пневматическим инструментом.

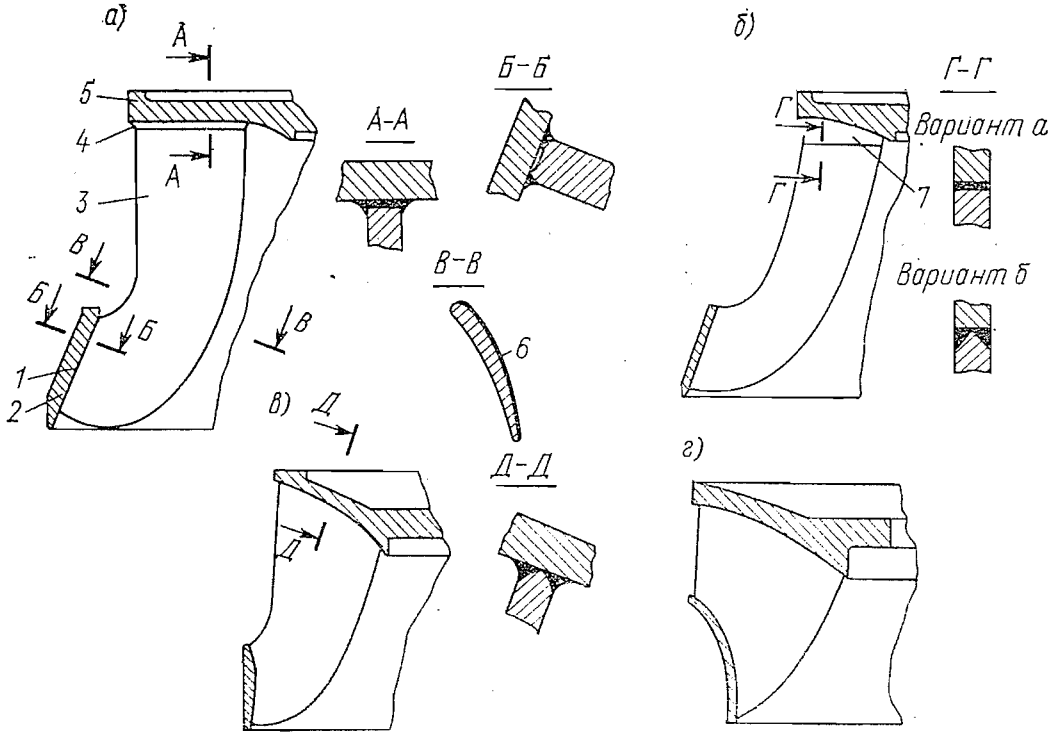


Рис. XI.1. Основные варианты (*а*—*г*) сварных рабочих колес:
1, *4* — сварные швы; *2* — обод; *3* — лопасть; *5* — ступица; *6* — защитное покрытие; *7* — пенек ступицы

По способу формообразования рабочие колеса могут быть цельнолитыми или сварными. Сварное исполнение позволяет точнее выдержать шаг расположения лопастей и форму межлопастных каналов, способствует уменьшению статического небаланса рабочих колес, элементы колес могут быть изготовлены из сталей разных марок и наиболее рациональными методами; при этом создаются условия для значительного увеличения размеров и массы рабочих колес. Основные варианты конструкций сварных рабочих колес показаны на рис. XI.1.

Основные требования к качеству изготовления рабочих колес

Основные требования к качеству изготовления рабочих колес можно разделить на три группы.

Первая группа включает требования к качеству материала частей колеса и сварных соединений:

1) химический состав и механические свойства конструкционных сталей, применяемых для изготовления рабочих колес, а также в качестве защитных покрытий, приведены в табл. XI.2—XI.5.

Таблица XI.2. Химический состав отливок из углеродистых, низколегированных и коррозионно-стойких сталей

Марка стали	Массовая доля элементов, %			
	C	Mn	Si	Cr
				Не более
25Л	0,22—0,30	0,35—0,75	0,20—0,42	⩽0,30
20ГСЛ	0,16—0,22	1,0—1,30	0,6—0,8	⩽0,30
25ГСЛ	0,22—0,28	1,0—1,30	0,6—0,8	⩽0,30
20ГСФЛ *	0,18—0,22	1,1—1,4	0,6—0,85	⩽0,30
10Х12НДЛ	⩽0,1	0,2—0,6	⩽0,4	12,0—13,5
06Х12Н3ДЛ	⩽0,06	0,3—0,6	⩽0,4	12,0—13,5
10Х18Н3Г3Д2Л	⩽0,1	2,3—3,0	⩽0,4	17,5—19,5

Марка стали	Массовая доля элементов, %			
	Ni	Cu	S	P
	Не более			
25Л	⩽0,30	⩽0,30	0,045	0,040
20ГСЛ	⩽0,30	⩽0,30	0,030	0,030
25ГСЛ	⩽0,30	⩽0,30	0,030	0,030
20ГСФЛ *	⩽0,30	⩽0,30	0,025	0,030
10Х12НДЛ	1,1—1,5	1,0—1,3	0,025	0,025
06Х12Н3ДЛ	2,8—3,2	1,0—1,3	0,025	0,025
10Х18Н3Г3Д2Л	3,0—3,5	1,8—2,2	0,030	0,030

* Сталь 20ГСФЛ содержит, кроме того, 0,1—0,2 % V.

Таблица XI.3. Механические свойства отливок из углеродистых, низколегированных и коррозионно-стойких сталей, не менее

Марка стали	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_в$	δ_5	ψ	KCU, кДж/м² (кгс·м/см²)	НВ, МПа
	МПа		%			
25Л	235	440	19	30	392 (4)	1215—1480
20ГСЛ	274	490	16	30	392 (4)	1529—2029
25ГСЛ	274	490	14	30	490 (5)	⩾1529
20ГСФЛ	343	490	14	50	392 (4)	—
10Х12НДЛ	490	637	14	30	294 (3)	1931—2499
06Х12Н3ДЛ	539	686	14	30	490 (5)	1833—2695
10Х18Н3Г3Д2Л	490	686	12	25	294 (3)	1666—2244

Примечание. Принятые обозначения: $\sigma_{0,2}$—условный предел текучести; $\sigma_в$ — временное сопротивление; δ_5 — относительное удлинение; ψ — относительное сужение; KCU — ударная вязкость образцов с U-образным надрезом; НВ — твердость по Бринеллю.

2) в отливках ступиц не допускаются дефекты, которые могут быть классифицированы как непрерывные (трещины и цепочки дефектов); допускаются изолированные дефекты размером до 5 мм при расстоянии между ними не менее 50 мм и скопле-

Таблица XI.4. Химический состав проката из низколегированных и коррозионно-стойких сталей

Марка стали	Массовая доля элементов, %			
	C	Mn	Si	Cr
22К	0,19—0,26	0,7—1,0	0,2—0,4	⩽0,4
20ГСФ *	0,16—0,22	1,1—1,3	0,6—0,8	⩽0,3
10Х12НД	⩽0,1	0,3—0,6	⩽0,4	12—13,5
06Х12Н3Д	⩽0,06	0,3—0,6	⩽0,4	12—13,5
12Х18Н9Т	0,12	⩽2,0	⩽0,8	17—19
10Х14АГ12М **	⩽0,1	11,0—13,0	⩽0,6	12—14,5

Марка стали	Массовая доля элементов, %				
	Ni	Cu	Ti	S	P
			Не более		
22К	⩽0,3	⩽0,3	—	0,04	0,04
20ГСФ *	⩽0,3	⩽0,3	—	0,025	0,025
10Х12НД	1,1—1,5	0,8—1,1	—	0,025	0,03
06Х12Н3Д	2,8—3,2	0,8—1,1	—	0,025	0,025
12Х18Н9Т	8,0—9,5	—	0,8	0,02	0,035
10Х14АГ12М **	0,8	0,3	—	0,035	0,035

* Сталь 20ГСФ содержит, кроме того, 0,08—0,15 % V.
** Сталь 10Х14АГ12М содержит, кроме того, 0,6—1,0 % Mo.

Таблица XI.5. Механические свойства проката из низколегированных и коррозионно-стойких сталей, не менее

Марка стали	Толщина листа, мм	$\sigma_т$	$\sigma_в$	δ_5	ψ	KCU, кДж/м² (кгс·м/см²)
		МПа		%		
22К	До 170	265	431	16	—	392 (4)
20ГСФ	120	314	—	—	—	490 (5)
	145	294	490	16	—	490 (5)
	180	274	—	—	—	392 (4)
10Х12НД	180	490	637	14	30	392 (4)
06Х12Н3Д	220	539	686	14	30	490 (5)
12Х18Н9Т	—	216	529	38	—	—
10Х14АГ12М	3—6	—	1078 (не более)	20	—	—

Примечания: 1. Здесь $\sigma_т$ — предел текучести; остальные принятые обозначения см. в примечании к табл. XI.3. 2. Сталь 10Х14АГ12М применяется как опытная, так как обладает высокой стойкостью против воздействия кавитации.

ния мелких включений общей площадью до 20 см² при расстоянии между смежными зонами скоплений не менее 100 мм.

3) в лопастях, изготовленных из листового проката, не допускается наличие трещин, флокенов, крупных неметаллических включений и расслоений размером более 50×50 мм при расстоянии между ними менее 500 мм.

4) в сварных швах не допускаются дефекты, которые могут быть классифицированы как непрерывные; допускаются изолированные дефекты размером до 3 мм при расстоянии между ними не менее 10 мм и до 5 мм при расстоянии между ними не менее 50 мм при общем количестве не более 5 на 1 м шва; на участках сварных

швов длиной 200—250 мм, начиная от торца выходной кромки, никакие дефекты не допускаются.

5) термообработка рабочих колес должна обеспечивать максимальное снятие сварочных напряжений; остаточные напряжения после окончательной термообработки не должны превышать 100 МПа.

Вторую группу составляют требования к точности размеров и формы, плавности и шероховатости поверхностей элементов проточной части рабочих колес:

1) в соответствии с ОСТ 108.242.01—76 расстояния в свету a измеряют в четырех—шести сечениях (рис. XI.2) в зависимости от размеров и формы проточной части рабочего колеса. Стандарт нормирует допускаемые отклонения среднего для колеса значения a от номинального значения, заданного чертежом, и допускаемый разброс измеренных значений a от среднего значения, а также отклонения диаметров проточной части, показанных на рис. XI.2. Допускаемые отклонения устанавливаются в зависимости от размеров рабочего колеса (от величины $\sqrt{D_1 b_0}$ и номинального расстояния в свету a);

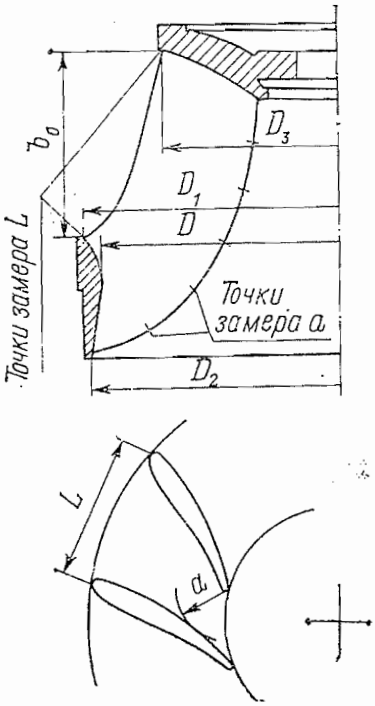


Рис. XI.2. Схема обмера геометрии рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины

2) плавность формы поверхностей лопастей проверяют наложением гибкой линейки. Допускаемый зазор между линейкой длиной 200 мм и обмеряемой поверхностью не должен превышать 3 мм. Остальные требования к точности основных элементов проточной части сварных рабочих колес приведены в табл. XI.6;

3) шероховатость R_a обтекаемых водой поверхностей ступицы и обода должна быть не менее 5 мкм. Лопасти шлифуют до шероховатости $R_a = 2{,}5$ мкм, а зона выходной кромки и галтельные переходы к ступице и ободу должны иметь шероховатость не менее $R_a = 1{,}25$ мкм.

К третьей группе относятся требования, предъявляемые к точности механической обработки:

1) сопряжение буртика вала с выточкой во фланце рабочего колеса (см. рис. VI.45) выполняют с посадкой H6/h6;

2) диаметр вращающихся уплотнительных колец выдерживают в пределах h7—h6; относительное биение нижнего кольца по отношению к верхнему составляет 0,05—0,2 мм в зависимости от размеров и жесткости конструкции колеса;

3) выпуклость плоскости фланца, сопрягаемого с валом турбины, не допускается. Допускается вогнутость не более 0,02 : 1000. Торцовое биение плоскости фланца не должно быть более 0,03 мм.

Изготовление заготовок цельнолитых рабочих колес

Заготовки цельнолитых рабочих колес изготовляют в специальных кессонах, надежно защищаемых от действия почвенных вод дренажной системой. Литейную форму выполняют из стержней, армированных металлическими каркасами. Для обеспечения собираемости системы стержней, имеющих криволинейную форму, кессон должен быть оборудован специальной раздвижной оснасткой. При изготовлении отливок из коррозионно-стойких сталей, во избежание образования пленок окислов, перед заливкой форму следует заполнять инертным газом. Продолжительность выдержки при остывании отливки в форме и режим термообработки устанавливают в зависимости от марки стали и массивности детали [2].

Изготовление сварных рабочих колес

Технологический процесс изготовления сварного рабочего колеса состоит из трех этапов: изготовления заготовок элементов, обработки их до сварки, сварки и термообработки деталей.

Изготовление заготовок частей сварного колеса. Заготовки ступицы выполняются литыми в зависимости от размеров и конструкции сварного рабочего колеса: целыми или из двух частей. Формовка заготовки производится по модели, что особенно важно для ступиц с пеньками, так как литье по модели позволяет получить

Таблица XI.6. Отклонения формы и размеров элементов проточной части рабочих колес радиально-осевых гидротурбин

Контролируемые геометрические характеристики	Вид заготовки	Допускаемые отклонения
Форма лопасти	Отливка Штамповка	$0{,}003D_1$ $0{,}002D_1$
Толщина лопасти	Отливка	От $+0{,}001D_1$ до $-0{,}0015D_1$
	Штамповка	От $+0{,}0005D_1$ до $-0{,}001D_1$
Форма ступицы	Отливка с пеньками Отливка без пеньков	$0{,}003D_1$ $0{,}0003D_1$
Форма обода	—	$0{,}0003D_1$
Шаг между соседними лопастями:		
у ступицы	Ступица — отливка с пеньками	$\pm 0{,}004D_1$
	Ступица — отливка без пеньков	$\pm 0{,}002D_1$
у обода	Ступица — отливка с пеньками	$\pm 0{,}008D_1$
	Ступица — отливка без пеньков	$\pm 0{,}004D_1$

более точную конфигурацию и обеспечивает меньшую трудоемкость при обработке ступицы под сварку.

Наиболее технологичны заготовки о б о д а, имеющего коническую или цилиндрическую форму, при изготовлении их гнутыми из листового проката. Гибка листовых заготовок секторов обода, имеющего торовую форму, производится в штампе. При этом одновременно штампуются заготовки двух секторов, зеркально соединенных в одно целое. Заготовки разрезают на отдельные секторы ацетиленокислородным или газовым способом после термообработки и контрольной разметки. На внутренней и наружной поверхностях секторов обода предусматривают припуск по 15—20 мм на сторону. После разметки секторы обода обрабатывают по торцовым плоскостям, на которых выполняется разделка под сварку. Сваренный в кольцо обод подвергают термообработке — отпуску для снятия напряжений. Все сварные швы контролируют ультразвуковой (УЗК), магнитопорошковой (МПД) или цветной дефектоскопией.

Заготовки обода высоконапорных сварных рабочих колес из аустенитно-ферритной стали марки 10Х18Н3Г3Д2Л выполняют литыми.

Изготовление заготовок л о п а с т е й, имеющих сложную криволинейную поверхность при значительных габаритных размерах (до 10 м^2) и переменной толщине (от 10 до 220 мм), — наиболее сложная технологическая задача.

Наиболее экономичным по расходу металла способом является отливка лопастей в земляную форму по металлической модели.

Наибольшее распространение в настоящее время получил метод изготовления лопастей гибкой под прессом в штампе предварительно обработанных заготовок, обеспечивающий высокую и стабильную точность лопастей по толщине и форме, а также требуемую плавность поверхности.

Заготовка лопасти может быть выполнена из листового проката или в виде отливки с припуском на механическую обработку по контуру, профильной и плоской поверхностям. На рис. XI.3 приведены схемы двух процессов изготовления гнутых в штампе лопастей.

На рис. XI.3, *а—г* показан процесс изготовления заготовки лопасти из листовой коррозионно-стойкой стали *методом одинарной штамповки*. Последовательность операций технологического процесса: 1) разметка листовой заготовки; 2) вырезка заготовок по контуру с припуском 25—40 мм на сторону; 3) механическая обработка плоской поверхности; 4) предварительная механическая обработка профильной поверхности с припуском; 5) чистовая механическая обработка профильной поверхности по копиру; 6) проверка толщины заготовки; 7) механическая обработка заготовок по контуру, в том числе направляющих планок, фиксирующих положение заготовок в штампе; 8) нагрев заготовки до температуры 1000—1100 °С в зависимости от марки стали; 9) выем заготовки из печи и установка в штампе; 10) гибка лопасти

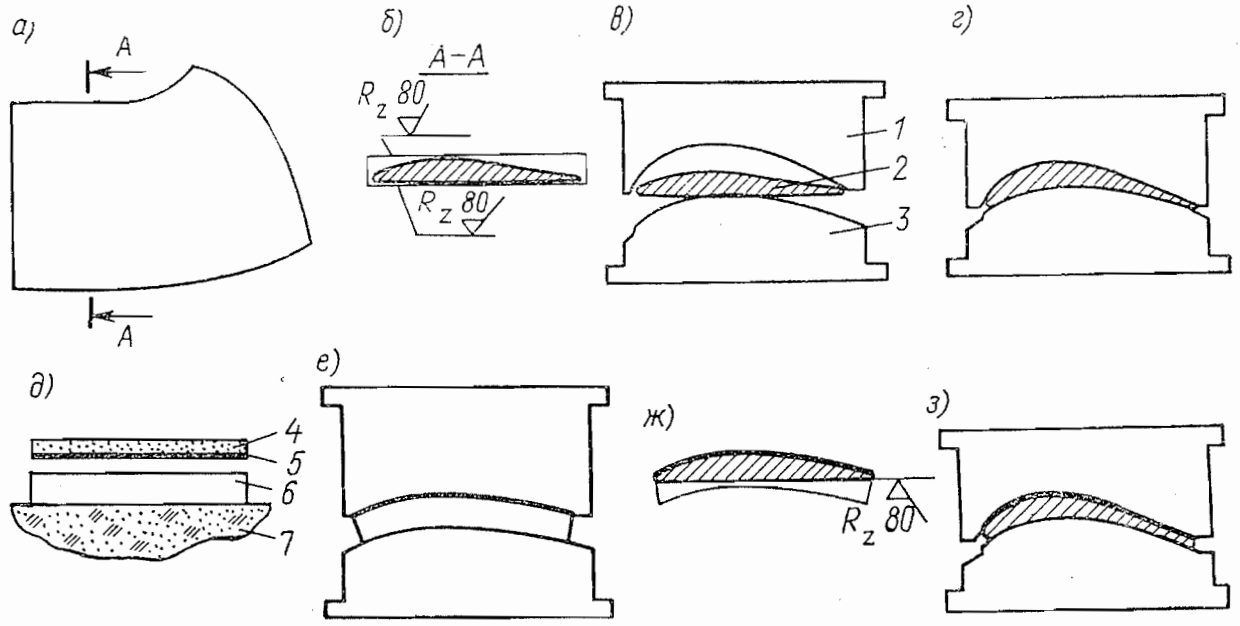


Рис. XI.3. Схемы изготовления гнутых в штампе лопастей: *а—г* — метод одинарной штамповки лопастей (*а* — вырезанная по контуру листовая заготовка; *б* — обработка заготовки под штамповку; *в* — установка заготовки в штампе; *г* — штамповка лопасти); *д—з* — метод двойной штамповки биметаллических лопастей (*д* — облицовка взрывом листовой заготовки; *е* — первичная штамповка листовой заготовки; *ж* — обработка заготовки после первичной штамповки; *з* — штамповка лопасти);

1 — пуансон; *2* — обработанная заготовка; *3* — матрица; *4* — взрывчатая смесь; *5* — облицовка; *6* — листовая заготовка; *7* — основание

в штампе; 11) выдержка лопасти в штампе; 12) выем лопасти из штампа и охлаждение до температуры окружающей среды; 13) термообработка лопасти (отпуск для снятия напряжений); 14) проверка формы лопасти с помощью пространственного шаблона; 15) отрезание пробных планок и испытание механических свойств; 16) дробеструйная очистка лопасти от окалины. После закрытия штампа для сохранения формы лопастей следует дать выдержку в таком положении в течение 25—40 мин. Охлаждение лопастей после выема из штампа следует осуществлять на спокойном воздухе во избежание их деформаций. При термообработке положение лопастей в печи также должно исключить возможность дополнительных деформаций.

Разработанная ЛМЗ и Ижорским заводом им. А. А. Жданова технология изготовления лопастей *методом двойной штамповки* исключает необходимость механической обработки профильной поверхности. Вырезанную по контуру листовую заготовку подвергают гибке в штампе, имеющем форму профильной поверхности заготовки лопасти. Затем изогнутый лист обрабатывают (со стороны вогнутой поверхности) на плоскость, получая заготовку под окончательную гибку в штампе лопасти. На рис. XI.3, *д—з* показана схема изготовления методом двойной штамповки биметаллических (облицованных взрывом коррозионно-стойкой сталью) лопастей из углеродистой или низколегированной стали.

Для плакирования заготовок с помощью взрыва используют листы толщиной 3—4 мм из сталей 12Х18Н9Т или 10Х14АГ12М, имеющих высокую стойкость против воздействия кавитации. Процесс обеспечивает практически 100 %-ную сплошность соединения при прочности на уровне основного металла лопасти. Точность первичной штамповки, достигнутая на листах толщиной 125 мм с размерами 3000×2000 мм,

составляет 3 мм на 90 % площади поверхности заготовок, и лишь на 10 % площади отклонения достигают 4—5 мм.

Двойная штамповка позволила упростить и сократить цикл механической обработки заготовок лопастей, на 15 % уменьшить расход металла и на 20 % снизить трудоемкость слесарных и механических работ. В связи с высокой стоимостью оснастки применение двойной штамповки экономически оправдано при изготовлении лопастей для трех и более рабочих колес.

Обработка заготовок сварного рабочего колеса. Ступицу и обод рабочего колеса перед сваркой подвергают механической обработке до чистовых размеров всех поверхностей, кроме торцовых поверхностей обода и мест сопряжения с валом турбины,

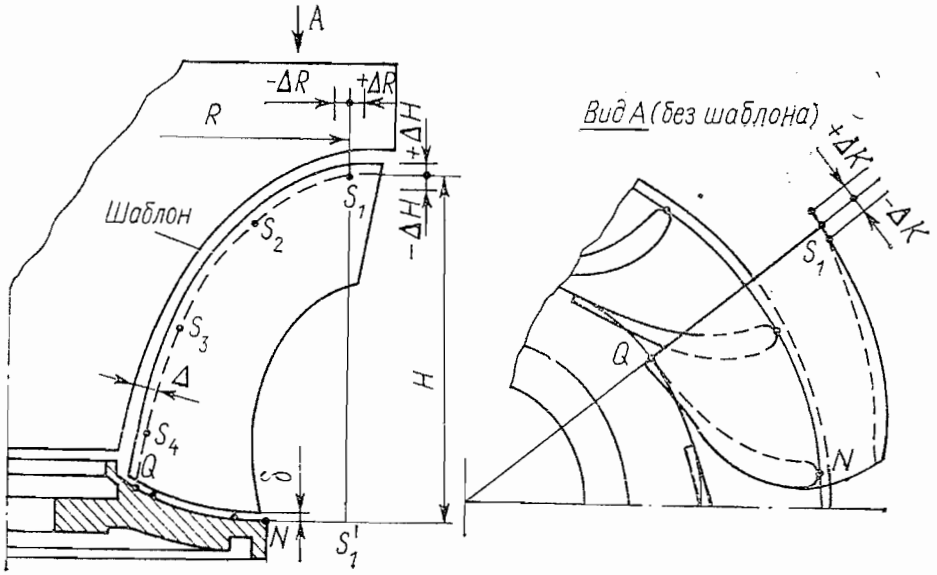


Рис. XI.4. Схема проверки установки лопасти в ступице:
S_1, N, Q — базовые точки; S_1' — проекция точки S_1 на плаз; S_1 — S_4 — точки измерения расстояний в свету; Δ — зазор между выходной кромкой и шаблоном приспособления для проверки установки лопастей

кольцами лабиринтных уплотнений и конусом. При разметке на ступице наносят базовые точки N и Q (рис. XI.4) для контроля установки лопастей при сборке под сварку.

Последовательность операций обработки лопасти, гнутой в штампе: 1) проверка формы заготовок пространственным шаблоном и разметка обработки выходной кромки; 2) фрезерование торцовой плоскости выходной кромки на горизонтально-расточном станке; 3) разметка кромки лопасти по линии сопряжения со ступицей с помощью поворотного плоского шаблона, повторяющего контур меридионального сечения ступицы; 4) фрезерование кромки сопряжения со ступицей, включая разделку фасок под сварные швы (применяемое при этом приспособление обеспечивает переустановку и закрепление лопасти в нужном положении); 5) шлифование поверхностей лопасти; 6) контрольная проверка обработанной лопасти и нанесение базовых точек (рис. XI.4) для сборки со ступицей. Входные кромки гнутых в штампе лопастей большей частью обрабатывают в плоских заготовках.

Обработка литых заготовок лопастей включает дополнительно операции: 1) проверку толщин; 2) исправление конфигурации удалением излишнего металла и наплавкой недостающего; 3) предварительное шлифование и керосиновую пробу или МПД обеих поверхностей; 4) лечение литейных дефектов и при необходимости термообработку лопасти; 5) фрезерование профиля входной кромки на прямолинейном участке.

Если материал литых заготовок не является кавитационно-стойким, то предусматривают дополнительные работы, связанные с нанесением защитного покрытия, которое может быть выполнено: а) тонколистовой коррозионно-стойкой сталью с применением сварки взрывом; б) автоматической наплавкой ленточным электродом; в) ручной дуговой наплавкой. В последнем случае операция производится уже после сварки рабочего колеса.

Сборка, сварка и термообработка рабочих колес. Лопасти со ступицей рабочего колеса собирают в соответствии со схемой, показанной на рис. XI.4. Лопасть уста-

навливают по трем базовым точкам: N, Q, S_1. Точки N и Q на лопасти совмещают с одноименными точками на ступице, устанавливая лопасть на расстоянии $\delta = 3 \div 5$ мм. Положение точки S_1 лопасти проверяют по зазору от шаблона, который может поворачиваться вокруг оси рабочего колеса, и по высоте H. С помощью отвеса проверяют радиальное (ΔR) и тангенциальное (ΔK) отклонения проекции точки S_1 на плаз разметки. Допускаемые отклонения ΔR и ΔK составляют ± 3—5 мм, а ΔH — $\pm 0{,}002H$. При сборке измеряют также расстояния в свету между смежными лопастями. После установки лопасти скрепляют со ступицей и друг с другом приваркой жестких связей.

Кольцевой индуктор, служащий для электроподогрева ступицы при сварке колеса токами промышленной частоты (ТПЧ), устанавливают на ступице до начала процесса сборки. После окончания сборки монтируют индукторы для электронагрева ТПЧ лопастей и приваривают термопары на ступице и лопастях для контроля температур в процессе сварки колеса.

Ручная дуговая сварка рабочих колес из стали марки 10Х12НД осуществляется электродами ЦЛ-41 с подогревом до 200—220 °С. Сталь марки 06Х12Н3Д сваривается при 120—150 °С электродами ЦЛ-51. Колеса из хорошо сваривающейся стали марки 10Х18Н3Г3Д2Л сваривают электродами ЦЛ-33 без подогрева.

Необходимость подогрева до 100 °С при сварке рабочих колес из низколегированных сталей (20ГСЛ, 22К, 20ГСФ и т. п.) диктуется жесткостью конструкции. Сварка осуществляется электродами марки УОНИ-13/45. Механические свойства электродов для сварки рабочих колес приведены в табл. XI.7. Сварка выполняется одновременно на всех лопастях, попеременно с одной и другой стороны К-образной разделки. После окончания сварки лопастей со ступицей производится термообработка — отпуск для снятия напряжений.

Таблица XI.7. Механические свойства наплавленного металла электродов, применяемых при изготовлении сварных конструкций, не менее

Электрод		$\sigma_в$	$\sigma_т$	δ_5	ψ	KCU, кДж/м² (кгс·м/см²)
Марка	Тип	МПа		%		
УОНИ-13/45	Э-42А	412	294	22	50	1372 (14)
УОНИ-13/55	Э-50А	490	343	20	50	1274 (13)
Проволока Св-08Г2С	—	412	—	—	—	1176 (12)
ЭА-395/9	Э-11Х15Н25М6АГ2	588	—	30	—	980 (10)
ЦЛ-11	Э-08Х20Н9Г2Б	568	294	22	40	588 (6)
ЦЛ-33	Э-06Х22Н9	588	343	20	40	686 (7)
ЦЛ-41	—	637	490	14	60	490 (5)
ЦЛ-51	—	686	588	16	—	784 (8)
ЛМЗ-5	ЭФ-Х13	588	490	16	50	490 (5)

Примечание. Принятые обозначения см. в примечаниях к табл. XI.3 и XI.5.

Процесс изготовления сварного рабочего колеса заканчивается следующими основными операциями: 1) зачисткой и контролем качества швов (травлением, МПД или УЗД); 2) обработкой лопастей сварного узла на токарно-карусельном станке по поверхности сопряжения с ободом (выполняется до размера, увеличенного на 4—7 мм по сравнению с диаметром обода для компенсации усадки при сварке); 3) слесарной обработкой разделанных кромок лопастей под сварку с ободом; 4) сборкой рабочего колеса для сварки лопастей с ободом; 5) сваркой лопастей с ободом в двух положениях (с кантовкой детали на 180° при сопутствующем подогреве); 6) термообработкой рабочего колеса; 7) зачисткой сварных швов на ободе с обработкой галтельных переходов и контролем их качества; 8) измерением расстояний в свету (точки S_1—S_4 на рис. XI.4) и шагов между смежными лопастями.

Типовая последовательность операций технологического процесса обработки неразъемного рабочего колеса следующая.

1. Разметка заготовки под механическую обработку. Базовыми для разметки являются внутренние поверхности ступицы и обода и боковые поверхности входных

кромок лопастей. После установки детали (по размерам h_1, h_2, h_3, R_1, R_2, R_3) в соответствии со схемой разметки (рис. XI.5) наносят точки a и c, которые лежат на оси входных кромок. Правильность положения рабочего колеса проверяют по отрезкам bc. Проекции точек a на разметочную плиту позволяют определить проекцию оси рабочего колеса. Из найденного центра O на плите проводят контрольную окружность радиусом R_4. Отклонения угла наклона и радиуса расположения входных кромок лопастей должны быть минимальными и симметричными по расположению. Наименьшей также должна быть неконцентричность обода (проверяется по размерам e, i, h_4).

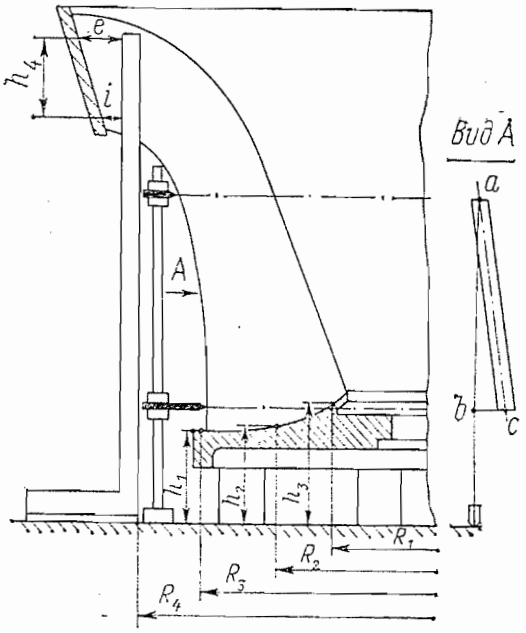


Рис. XI.5. Схема разметки рабочего колеса

2. Обработка на токарно-карусельном станке в рабочем и перевернутом положениях. Плоскость ступицы, сопрягаемую с фланцем вала, после обработки резцом шлифуют чашеобразным камнем с помощью приспособления, закрепляемого в резцедержателе суппорта. Вогнутость плоскости проверяют щупом от контрольной линейки, а волнистость — индикатором. Наружные посадочные размеры ступицы и обода измеряют от переходных баз или находят длины их окружностей с помощью рулетки.

3. Кантовка рабочего колеса на 90° и обработка отверстий под припасованные болты с припуском 3—5 мм на диаметр на горизонтально-расточном станке.

4. Установка вала турбины на призмах и соединение его с рабочим колесом четырьмя технологическими болтами.

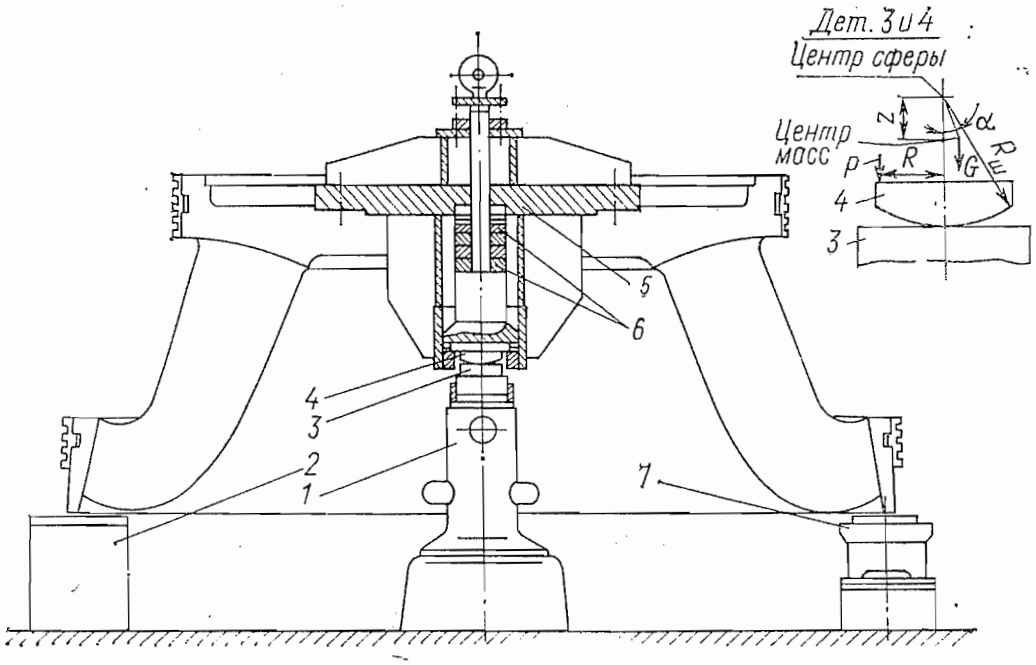


Рис. XI.6. Стенд для уравновешивания рабочих колес радиально-осевых гидротурбин:

1 — опорная колонна; *2* — мерные тумбы; *3* — каленая плоская пластина; *4* — сферическая опора; *5* — корпус приспособления; *6* — сменные регулировочные диски; *7* — гидравлические домкраты

5. Обработка отверстий под припасованные болты в рабочем колесе и вале турбины с шероховатостью не ниже $R_a = 2{,}5$ мкм выполняется резцом с последующим калиброванием шариковой раскаткой.

6. Установка на стенд и статическое уравновешивание рабочего колеса (рис. XI.6). Для обеспечения устойчивого равновесия центр масс уравновешиваемой

системы «рабочее колесо — корпус 5 приспособления» должен быть расположен ниже центра сферической опоры 4 на величину z, которая определяется из соотношения

$$PR = G(z \sin \alpha + \mu), \qquad (XI.1)$$

где P — масса уравновешиваемого груза, кг; R — радиус его расположения, см; G — масса уравновешиваемой системы, кг; α — угол отклонения системы; μ — коэффициент трения качения, принимаемый равным 0,001 см.

Приведенная формула действительна при обеспечении указанного трения качения в паре «сферическая опора — плоская пластина 3». Это достигается применением материала высокой твердости (HRC $\geqslant$ 50—52, или $HRC_э \geqslant 51{,}2$—53,2) и назначением соответствующего радиуса сферической опоры $R_ш$. Чувствительность процесса определяется минимальным контрольным моментом PR уравновешиваемой системы, вызывающим ее поворот на угол 20″. Масса уравновешивающего груза для современных сварных рабочих колес составляет 0,05—0,25 % от их массы. Допускаемый остаточный дисбаланс системы не должен превышать трехкратного значения контрольного минимального момента.

XI.3. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

К числу основных ответственных *неподвижных сопряжений* рабочих колес (см. рис. V.15) следует отнести: 1) корпус — буртик крышки (вала); требование строгой соосности, учитывая условия собираемости соединения размером до 3400 мм, обеспечивают посадкой H7/g6 с расцентровкой зазора с точностью 0,05 мм; 2) шток — поршень (посадка H7/g6); 3) шток — крестовина; выполняется аналогично соединению штока с поршнем при крестовинной конструкции; 4) лопасть — цапфа—рычаг; из условий собираемости также применяют посадку с минимальным зазором H7/g6; взаимное расположение деталей фиксируют цилиндрическими шпонками; 5) втулки с эпоксидной композицией—корпус (посадка H7/h7; посадки с натягом не применяют во избежание скалывания эпоксидного слоя при запрессовке); 6) бронзовые втулки — корпус и бронзовые втулки — серьги (применяют посадку с натягом H7/g6; диаметры втулок достигают 1600 мм); 7) пальцы — крестовина и пальцы — стаканы (бескрестовинный вариант); в этих сопряжениях применяют прессовые посадки.

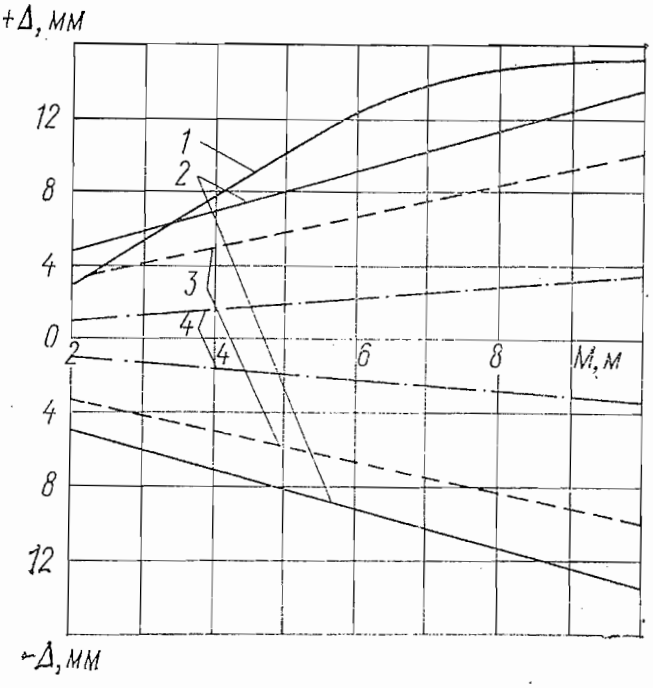


Рис. XI.7. График для определения допускаемых отклонений Δ:

1 — отклонения кривизны выпуклой поверхности от пространственного шаблона; *2* и *3* — отклонения толщины пера лопасти для 10 % и для 90 % точек соответственно; *4* — отклонения толщины выходной кромки

Основными *подвижными сопряжениями* являются следующие: 1) поршень — корпус рабочего колеса; диаметр сопрягаемых поверхностей до 3400 мм; посадка H7/d8; 2) шток — крышка; диаметр сопряжения до 650 мм; посадка H7/f7; 3) стакан — корпус; из условия обеспечения легкости хода и минимальных протечек при диаметре до 650 мм принимают посадку H7/g6; 4) цапфа—корпус; по большому диаметру (до 1600 мм) сопряжение с посадкой H8/e8, по малому (до 650 мм) — H7/f7.

К обработке основных деталей предъявляют следующие требования: 1) выпуклость сопрягаемых плоскостей фланца лопасти, цапфы, рычага и опорного фланца втулки корпуса, а также фланца крышки (вала) и корпуса рабочего колеса не допускается; допускается вогнутость не более 0,02 мм на длине 1000 мм; 2) неперпендикулярность этих плоскостей к оси цилиндрических поверхностей сопрягаемых деталей

не должна быть более 0,03 мм на длине 1000 мм; 3) непараллельность осей ответственных цилиндрических поверхностей рычага и серьги не более 0,05 мм; 4) несоосность отверстий наружной и внутренней втулок корпуса не более 0,05 мм, а отклонения их общей оси по шагу в плане не более $\pm 2'$; 5) допускаемые отклонения формы профиля и толщины пера лопастей регламентированы (рис. XI.7) в зависимости от их геометрической характеристики, определяемой параметром $M = \sqrt{D_1 k}$, где D_1 — диаметр рабочего колеса, м; k — хорда периферийной кромки лопасти, м.

Изготовление заготовок основных деталей рабочего колеса

Отливки корпусов рабочих колес чистой массой до 90 т изготовляют из хорошо сваривающейся углеродистой стали марки 25Л или низколегированной стали марок 20ГСЛ и 25ГСЛ. Химический состав и механические свойства сталей приведены в табл. XI.2 и XI.3. Для такой крупной отливки требуется 160—180 т жидкого металла. В связи с этим, а также из-за большой высоты детали (до 3300 мм) форму изготовляют и заполняют жидкой сталью в специально оборудованном кессоне. Нижняя часть наружного контура формы образуется по модели, все остальные части формы — с помощью стержневой системы [2].

Литые заготовки лопастей изготовляют из коррозионно-стойких сталей марок 10Х12НДЛ и 06Х12Н3ДЛ, обладающих высокими механическими свойствами (см. табл. XI.3), коррозионно-усталостной прочностью и стойкостью против воздействия коррозии и кавитации. Материал лопастей допускает проведение ремонтных работ при эксплуатации путем наплавок аустенитными электродами, наиболее распространенной маркой которых является ЭА-395/9 (см. табл. XI.7).

Заготовка должна иметь минимальные припуски под механическую обработку пера лопасти. Учитывая пространственную кривизну и большую разнотолщинность (от 20 до 350 мм) пера, формовку лопасти осуществляют по металлической модели в специальной раздвижной опочной оснастке [2]. Для уменьшения возможных деформаций формы в процессе ее изготовления положение модели все время должно быть вертикальным (фланцем вверх).

Заготовки рычагов рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин, как правило, выполняют коваными из сталей 40ХФА, 40ХНА, 35ХМ и 34ХН1М с закалкой до категории прочности КП 50—КП 60. Чистая масса рычага — до 4 т. Схема изготовления кованой заготовки рычага приведена в табл. XI.8. Для приближения формы заготовки к форме готовой детали применяют специальные подкладные штампы, коэффициент использования металла при этом 0,5—0,65. При ковке без подкладных штампов коэффициент использования металла уменьшается до 0,3. Процесс ковки осуществляют с тремя промежуточными нагревами до 1230 °С на прессах с усилием 30 и 100 МН.

Механическая обработка основных деталей

Технологические процессы механической обработки основных деталей рабочих колес базируются на применении специализированного и универсального станочного оборудования, которым располагает гидротурбинное производство [2].

Обработка корпуса рабочего колеса. Последовательность основных операций следующая.

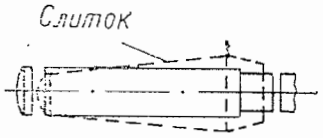
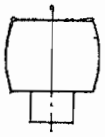
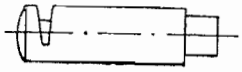
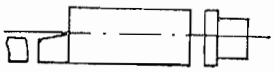
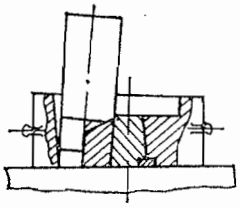
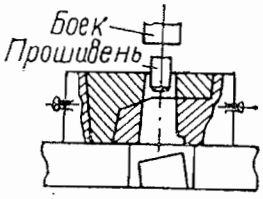
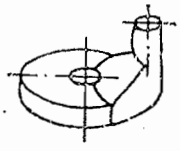
1. Разметка заготовки. Выполняется в рабочем положении. Базовые поверхности — внутренние необрабатываемые поверхности и отверстия под цапфы лопастей (окна).

2. Предварительная обработка на токарно-карусельном станке с припуском 5—6 мм на сторону. Операцию производят в двух положениях с кантовкой детали на 180°. Перед обработкой во втором положении корпус устанавливают на подставки, обработанные по плоскости совместно.

3. Разметка окон под цапфы лопастей и отверстий под стаканы, база — обработанные поверхности.

4. Предварительная расточка окон под цапфы лопастей на специализированном горизонтально-расточном станке ЛР-85. Станок имеет делительный поворотный стол диаметром 4500 мм с ценой деления 0,05 мм. Стол оборудован гидродомкратами для бескрановой регулировки положения корпуса по высоте. Шпиндельная бабка имеет выдвижной шпиндель диаметром 500 мм и планшайбу диаметром 2000 мм с двумя радиальными суппортами. Окна большего диаметра обрабатывают резцами, закреп-

Таблица XI.8. Схема изготовления поковки для рычага рабочего колеса

Операции и переходы	Эскизы переходов
Первый нагрев (1230 °С): закатка цапфы и обрубка ее излишка; биллетировка слитка	
Второй нагрев (1230 °С):	
осадка слитка	
подсечка	
обжатие донного конца обрубка	
Третий нагрев (1230 °С):	
оттяжка пальца	
осадка заготовки в штампе и прошивка отверстия	
Готовая поковка	

ленными в радиальных суппортах планшайбы. Внутренние окна обрабатывают с помощью суппорта, закрепленного на выдвижном шпинделе. При необходимости операцию можно выполнять на универсальных горизонтально-расточных или токарно-карусельных станках [4].

5. Предварительная расточка отверстий под стаканы на горизонтально-расточном станке.

6. Чистовая обработка на токарно-карусельном станке. Сферу обрабатывают с помощью жесткого металлического копира. На внутренней поверхности цилиндра оставляют припуск 2 мм во избежание деформаций его при выполнении 7-й операции.

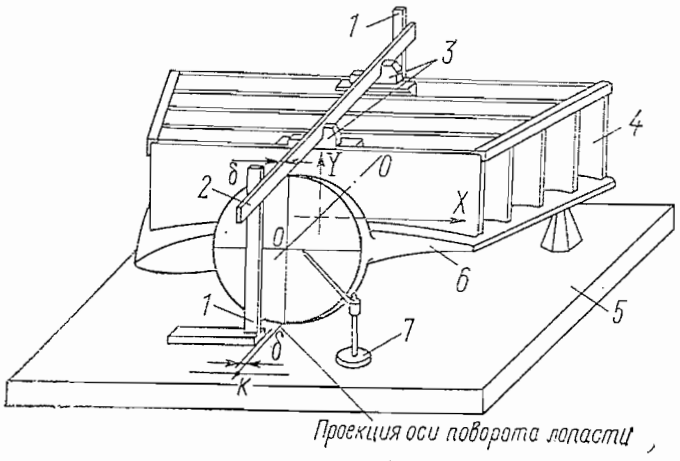


Рис. XI.8. Схема разметки лопасти (точка *K* — проекция оси рабочего колеса)

7. Расточка и нарезание отверстий под болты для соединения с валом на горизонтально-расточном станке.

8. Чистовая обработка окон на станке ЛР-85.

9. Чистовая обработка, включающая также шлифование цилиндра.

Обработка лопасти. Последовательность основных операций при обработке лопастей следующая.

1. Разметка заготовки с помощью пространственного шаблона по схеме, показанной на рис. XI.8. Путем местной подрубки пера заготовки в контрольных точках достигают такого расположения шаблона *4* и лопасти *6*, при котором обеспечивается припуск по всему перу. Затем систему лопасть—шаблон поворачивают так, чтобы ось поворота лопасти *O—O* и ось *X*, нанесенные на шаблоне, были параллельны, а ось *Y* перпендикулярна разметочной плите *5*. С помощью линейки *2*, устанавливаемой на опорах *3*, угольников *1* и рейсмуса *7* переносят ось *O—O* с шаблона на разметочную плиту, а затем на фланец и периферийную кромку лопасти. После этого наносят риски для обработки фланца, определяют положение оси поворота рабочего колеса, проверяют наличие припуска на периферийной, входной и тыльной кромках пера лопасти. Затем измерением толщины в контрольных точках проверяют размер припуска на обратной поверхности пера лопасти.

2. Обработка фланца и сферического участка прилегающей к корпусу тыльной кромки пера лопасти на специализированном станке ЛР-86. Шпиндельная бабка станка имеет планшайбу диаметром 2,8 м с двумя радиальными суппортами с резцедержателями. На станке могут обрабатываться лопасти с фланцем диаметром 1000—2500 мм. Станок оснащен тремя стойками для закрепления лопасти гидравлическими зажимами со стороны входной, выходной и периферийной кромок. При установке положение лопасти фиксируется центром, соосно расположенным в пинолях задней стойки и шпиндельной бабки. Сферический участок тыльной кромки пера лопасти обрабатывают с помощью механического копирного устройства, устанавливаемого на планшайбе шпиндельной бабки станка.

3. Обработка профиля пера лопасти на электрокопировально-фрезерном станке ГФ-188 или на станке с программным управлением фирмы «Инноченти» (Италия). На станке ГФ-188 фрезеруются одновременно обе поверхности пера лопасти горизонтальными строчками по копирам с масштабом копирования 1 : 5. Положение лопасти на столе станка фиксируется установкой обработанного фланца в приспособлении и согласованием контрольных точек, «прирубленных» на пере, с соответствующими точками копиров. Масштаб копирования 1 : 5 и наличие неконтролируемых зазоров в передаче от копира к фрезе снижают точность обработки. На станке фирмы «Инноченти» поверхности пера лопасти обрабатываются раздельно, для чего станок оборудован двумя идентичными стойками с фрезерными головками. Ход стоек по постели (13 850 мм) и вертикальный ход шпиндельной бабки (5000 мм) обеспечивают возможность обработки пера лопастей рабочих колес диаметром до 12 000 мм. Числовое программное управление станка позволяет вести непрерывную пространствен-

ную обработку пера лопасти по профилю и контуру, а также обработку сферической поверхности фланца и галтельного перехода от пера к фланцу с точностью 0,1 мм. Станок оборудован устройством для обмера обработанной поверхности пера.

4. Разметка тыльной кромки пера лопасти с помощью приспособления, показанного на рис. XI.9. Точка *K* стойки *7* приспособления должна находиться на оси рабочего колеса, а основание совмещено с проекцией оси поворота лопасти на разметочную плиту. Перемещением каретки *6* по высоте достигается совпадение оси головки *1* с осью поворота лопасти. Элементы приспособления *3*, *4* и *5* позволяют с помощью иглы *2* наносить на обеих поверхностях пера точки, определяющие обрабатываемую поверхность тыльной кромки.

5. Обработка тыльных кромок пера на горизонтально-расточном станке с последующей доводкой слесарным инструментом.

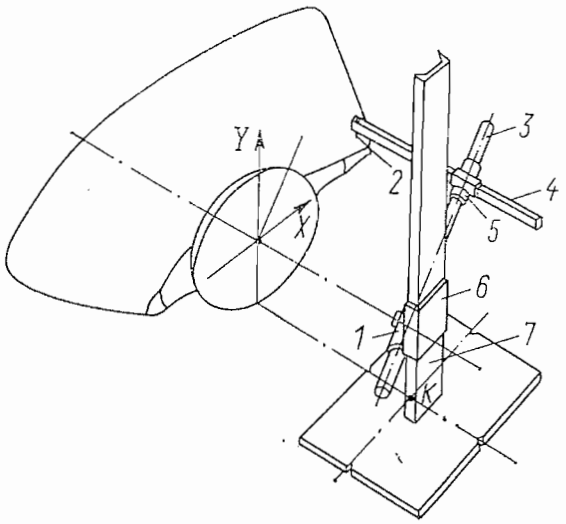


Рис. XI.9. Приспособление для разметки кромок лопастей, сопрягаемых с корпусом рабочего колеса

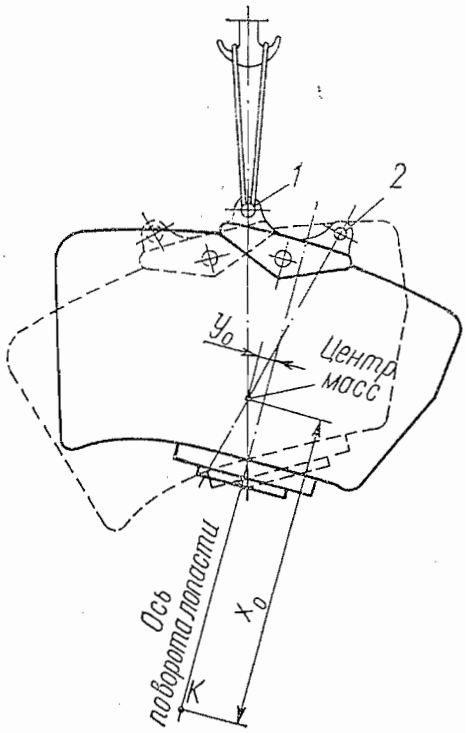


Рис. XI.10. Определение положения центра масс лопасти (точка *K* — проекция оси рабочего колеса; x_0 — расстояние от центра масс до оси рабочего колеса; y_0 — расстояние от центра масс до оси поворота лопасти; *1*, *2* — точки подвешивания лопасти)

6. Шлифование обеих поверхностей пера лопасти на специализированном станке ХШ-152 до шероховатости $R_a =$ $= 5$ мкм. Последующая доводка поверхности до параметра шероховатости $R_a = 2{,}5$ мкм и выше осуществляется с помощью трехшпиндельной торцовой шлифовальной машины [2].

7. Обработка периферийной кромки пера лопасти на токарно-карусельном станке. В тех случаях, когда масса корпуса с лопастями, цапфами и рычагами более 150 т, обработка выполняется на приспособлении. Если позволяет грузоподъемность кранового оборудования и станка, периферийные кромки обрабатывают на лопастях, собранных со своим корпусом. Обработка выполняется в два приема: сначала с припуском 3—5 мм на радиус, а затем, после расстановки лопастей в корпусе в соответствии с их статическими моментами (в целях уменьшения массы уравновешивающего груза), до окончательных размеров.

8. Определение статических моментов лопастей. Лопасти взвешивают на крановых весах, а центр масс определяют методом двойного подвешивания (рис. XI.10).

Обработка рычага. Технологический процесс обработки рычага включает три следующие операции, имеющие характерные для гидротурбостроения особенности.

1. Расточка и нарезание отверстий для болтов, соединяющих рычаг с цапфой и фланцем лопасти, по разметке на специализированном двухшпиндельном вертикально-сверлильно-расточном станке КУ-11. Станок имеет планшайбу диаметром 4500 мм с делительным механизмом. Две шпиндельные бабки со шпинделями диаметром 200 мм расположены на поперечине портала станка и имеют сверлильную и расточные головки.

2. Обработка отверстий под цилиндрические шпонки и соединения лопасть—цапфа—рычаг в собранном узле. Предварительно на разметочной плите с помощью пространственного шаблона выверяют правильность взаимного расположения всех деталей.

3. Деформационное упрочнение (наклеп) галтельного перехода от пальца к телу рычага (в целях повышения усталостной прочности) с помощью приспособления, работающего по принципу вибрирующего ролика и свободно поворачивающегося вокруг оси пальца рычага [2].

Сборка и испытание рабочих колес

Сборку рабочего колеса на заводе разделяют на два этапа: промежуточную поузловую и общую.

К числу основных операций *промежуточной поузловой сборки* относятся следующие.

1. Установка бронзовых втулок с натягом в корпусе крышки, серьгах и других деталях. Запрессовка достигается охлаждением втулок в твердой углекислоте (—80 °С). После запрессовки проверяют внутренний диаметр втулок, в отдельных случаях требуется их доводка по форме и диаметру.

2. Сборка и контрольная проверка на разметочной плите узла лопасть—цапфа—рычаг для последующей обработки отверстий под цилиндрические шпонки.

3. Сборка и центрирование крышки и корпуса. Фиксация взаимного расположения деталей временными штифтами диаметром 30 мм для последующей совместной обработки отверстий под цилиндрические шпонки. При этой операции предусматривают установку в корпусе поршня (с центрированием по цилиндру с точностью 0,05 мм) и штока. Неконцентричность зазора в подвижном соединении штока с бронзовой втулкой не должна превышать 0,04 мм.

4. Соединение крышки рабочего колеса с валом турбины, центрирование зазора между буртиком и выточкой с точностью 0,02 мм.

5. Сборка стакана (бескрестовинная конструкция) с промежуточной втулкой и пальцем для совместной обработки отверстия под фиксирующую шпонку.

6. Сборка штока с поршнем и крестовиной и установка закладных колец.

Общая сборка рабочих колес производится в рабочем или перевернутом их положении в зависимости от конструкции, массы и размеров серии. Сборка в рабочем положении требует изготовления специальных металлоемких приспособлений. На рис. XI.11 показана общая сборка рабочего колеса бескрестовинной конструкции на специальном многокомпонентном приспособлении. Основания *1* и *2* служат базой для корпуса и элементов приспособления *3* и *4*, с помощью которых устанавливают рычаги, соединенные с серьгами и стаканами. Последовательность сборки колеса следующая.

1. Установка собранных отдельно рычагов с серьгами, взаимное расположение которых фиксируют планками *5*.

2. Опускание корпуса на основание приспособления.

3. Заводка цапф с помощью устройств *7* и *8* с противовесом *9* в горизонтальном положении.

4. Подтягивание рычагов к цапфам с помощью специальных шпилек *10*.

5. Установка стаканов на серьги до совмещения отверстий под пальцы с помощью кронштейнов *6*.

6. Запрессовка пальцев в серьги и установка штифтов.

7. Установка поршня со штоком на стаканы, центрирование относительно цилиндра сервомотора и крепление гайками к стаканам.

8. Переустановка собранного узла на днище, центрирование его радиальными шпонками и крепление болтами.

9. Предварительная проверка плавности хода механизма.

10. Установка крышки или вала на корпус, центрирование радиальными шпонками.

11. Сборка внутренних элементов уплотнений лопасти.

12. Удаление технологических шпилек *10* и установка цилиндрических шпонок для фиксации лопасти.

13. Установка лопастей в окнах корпуса с помощью приспособления, обеспечивающего горизонтальное положение оси поворота лопасти, шпонки при этом используют как направляющие.

14. Окончательная сборка уплотнений лопасти.

Общая сборка крупных рабочих колес крестовинной конструкции возможна только в положении, обратном рабочему (т. е. в перевернутом). Процесс начинается с установки на подставку крышки колеса. Затем в центральное отверстие крышки опускают шток с закрепленным на нем поршнем. Корпус устанавливают на крышку, центрируя его сначала по штоку, а затем по цилиндрическим шпонкам в соединении с крышкой. Затем устанавливают рычаги с серьгами и фиксируют их положение приспособлениями, которые снимают после заводки цапф. После этого на шток опускают

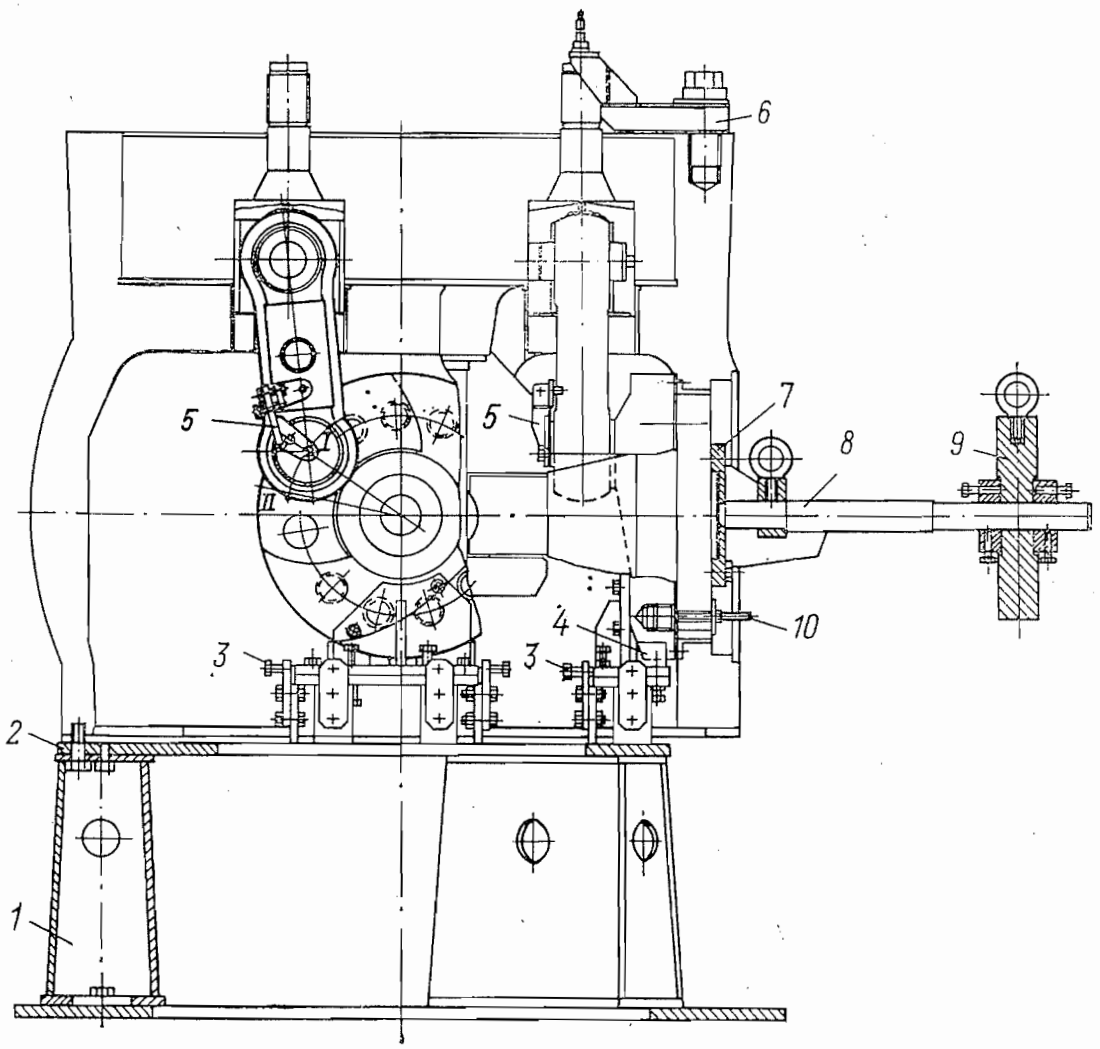


Рис. XI.11. Приспособление для сборки рабочего колеса

крестовину и устанавливают закладное кольцо. Затем соединяют серьги с крестовиной и опускают на корпус днище. Лопасти и уплотнения устанавливают, как было изложено выше.

В процесс *испытания рабочего колеса* входят следующие операции.

1. Проверка плотности полностью собранного рабочего колеса попеременной подачей масла под давлением в цилиндр сервомотора в зоны над и под поршнем. Испытание проводится в течение 24 ч с разворотом лопастей от полного закрытия до полного открытия через каждый час. Давление масла, подаваемого на уплотнения в течение первых 4 ч, равно атмосферному, в течение следующих 10 ч — 0,2 МПа, в течение заключительных 10 ч — 0,4 МПа. Протечки через уплотнения одной лопасти за 24 ч не должны превышать 0,1 л для рабочих колес диаметром до 3000 мм, 0,15 л для колес диаметром до 6000 мм и 0,2 л для колес диаметром до 10 000 мм.

2. Проверка правильности работы механизма поворота лопастей, осуществляемая при давлении масла не более 0,4 МПа.

3. Проверка углов установки лопастей для положений полного открытия и закрытия и нулевого открытия. Углы проверяют по отношению разности высотных координат, измеряемых в контрольных точках лопасти, к расстоянию между этими точками. Разброс значений углов не должен превышать 30′.

Статическое уравновешивание рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин производится по методике, изложенной в п. XI.2, с использованием приспособления, аналогичного приведенному на рис. XI.6. В целях уменьшения уравновешивающей массы и возможно более правильного распределения ее в колесе процесс разделяют на следующие этапы: 1) уравновешивание корпуса рабочего колеса; 2) определение статических моментов лопастей и соответствующей расстановки их в колесе; 3) взвешивание деталей механизма поворота лопастей; 4) уравновешивание корпуса рабочего колеса с лопастями и деталями механизма поворота (углы установки лопастей должны быть одинаковыми); 5) уравновешивание узла совместно с днищем рабочего колеса, а затем и с конусом. Масса уравновешивающих грузов обычно составляет 0,15—0,60 % от массы узла. Уравновешивание поршня со штоком выполняют на параллельном стенде [2] при горизонтальном положении оси. Для рабочих колес крестовинной конструкции после этого на штоке устанавливают крестовину и балансируют систему на том же стенде.

XI.4. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ДИАГОНАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН

Основные технологические особенности рабочих колес диагональных турбин: 1) увеличение втулочного отношения, что приводит к относительному увеличению габаритного размера и массы корпуса рабочего колеса; 2) усложнение формы перехода от внутреннего прилива к наружной стенке корпуса; резкое сужение в месте перехода затрудняет получение качественной отливки, что обусловило применение сварного исполнения; 3) наклонное положение осей отверстий под цапфы лопастей в корпусе; 4) значительно бо́льшая кривизна поверхности пера лопасти; 5) сложная форма рычага лопасти, что определило выполнение заготовок в виде отливок из стали марки 06Х12Н3ДЛ со значительным объемом работ по контролю их качества и устранению неизбежных литейных дефектов; 6) соединение узла лопасть—цапфа—рычаг с помощью гайки большого диаметра вместо болтового соединения (на Зейской ГЭС масса гайки составляет 500 кг, а диаметр резьбы М500); 7) обработка периферийных кромок лопастей по сфере с требуемой точностью может быть обеспечена только в собранном рабочем колесе; 8) установка и закрепление в корпусе лопастей и деталей механизма их поворота возможны только при наклонном положении оси рабочего колеса; 9) сложная кантовка собранного узла для последующих операций обработки периферийных кромок, статического уравновешивания и испытания рабочего колеса.

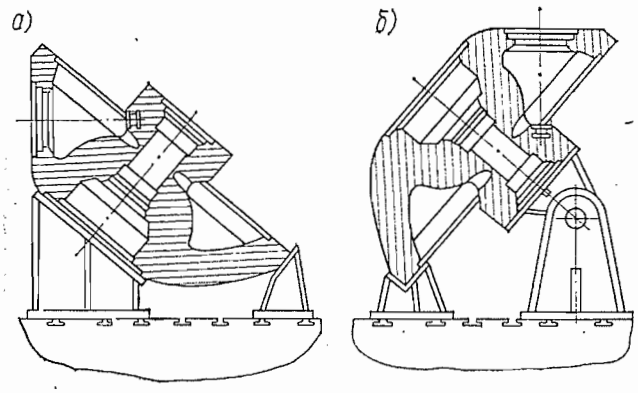


Рис. XI.12. Схемы установки корпуса рабочего колеса диагональной турбины для сборки с лопастями

Технологический процесс изготовления сварной конструкции корпуса и *его механической обработки* предусматривает следующие усложненные и дополнительные операции: 1) разметку отливки основной части корпуса; 2) предварительную механическую обработку наружной и окончательную обработку внутренних поверхностей корпуса на токарно-карусельном станке; обработка выполняется в двух положениях с применением жестких копиров; 3) предварительную расточку отверстий под цапфы лопастей с припуском 5—10 мм на сторону; обработка выполняется на горизонтально-расточных станках с использованием специальной роликовой опоры; 4) разметку и механическую обработку под сварку кованой заготовки внутренней части корпуса; 5) сварку и термообработку корпуса; 6) разметку и чистовую обработку корпуса на токарно-карусельном станке; 7) чистовую обработку окон корпуса (выполняется аналогично 3-й операции с дополнительной расточкой отверстий во внутренней части корпуса).

Две схемы установки рабочих колес для сборки показаны на рис. XI.12. Первая из них (рис. XI.12, *а*) предусматривает такую же установку лопастей и деталей механизма поворота, как при сборке рабочих колес вертикальных поворотно-лопастных

гидротурбин. Недостаток этой схемы — установка лопастей при горизонтальном положении оси поворота. Установка цапф и лопастей по второй схеме (рис. XI.12, *б*) более предпочтительна, так как может выполняться без применения специальных приспособлений. Недостаток схемы — значительное усложнение установки и закрепления в нужном положении рычагов с серьгами и гаек.

Кантовка собранного рабочего колеса для установки на токарно-карусельный станок в целях обработки по сфере периферийных кромок возможна с помощью специального кантовального приспособления. Ось приспособления закреплена в корпусе рабочего колеса. Поворот системы осуществляется на специальной опоре, с которой ось имеет шарнирное соединение. Способ уравновешивания рабочего колеса аналогичен описанному для рабочих колес радиально-осевых гидротурбин.

XI.5. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ГИДРОТУРБИНЫ

К числу главных деталей направляющего аппарата относятся лопатки, верхнее и нижнее кольца, крышка турбины и регулирующее кольцо.

Лопатки направляющего аппарата, если по условиям прочности перо должно быть сплошным, выполняют л и т ы м и из углеродистой стали 25Л, низколегированной стали 20ГСЛ и коррозионно-стойкой стали 10Х12НДЛ (химический состав и ме-

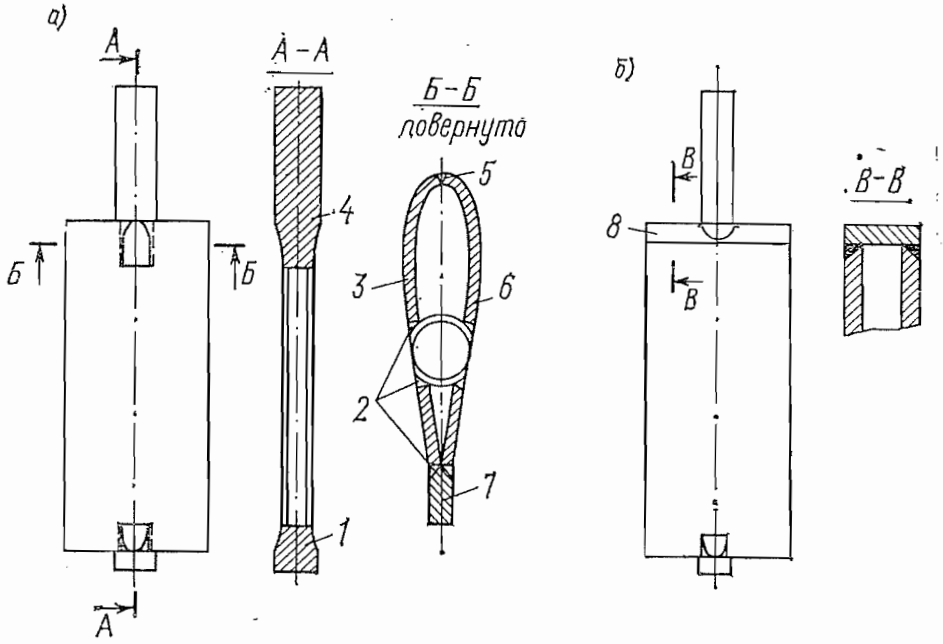


Рис. XI.13. Основные варианты сварного исполнения лопаток: *а* — с коваными цапфами; *б* — с литой верхней и кованой нижней цапфами

ханические свойства см. в табл. XI.2 и XI.3). В тех случаях, когда по условиям прочности перо лопатки может быть полым, целесообразнее выполнять ее в виде с в а р н о й к о н с т р у к ц и и, основные варианты которой показаны на рис. XI.13. Перо лопатки выполняют из двух листов *3* и *6*, согнутых в универсальном штампе под прессом, и плоского листа *7*, образующего ее выходную кромку. Цапфы *1* и *4* выполняют коваными. Менее эффективно выполнение верхней цапфы в виде отливки, включающей в себя часть пера *8*.

К качеству изготовления сварных лопаток предъявляют следующие требования: 1) отклонения от чертежного контура не должны превышать +3 мм; 2) отклонения образующих пера от прямолинейности не более 4 мм при длине пера 3500 мм; 3) смещение осей цапф лопатки не более 2—3 мм; 4) качество сварных швов *2* и *5* (рис. XI.13) должно соответствовать нормам контроля (РТМ 108.020—77) неразрушающими методами при выборочной проверке от 10 до 25 % их протяженности.

Кольцевые детали выполняют сварными из листового проката углеродистой стали ВСт3 и БСт2 по ГОСТ 380—71*. При толщине листов до 30 мм применяют сталь группы В полуспокойной плавки марок ВСт4пс4 или ВСт3Гпс4, при толщине

листов 32—60 мм — сталь марки ВСт3сп3 спокойной плавки, при толщине листов более 60 мм — сталь марки БСт3сп2 с гарантией по свариваемости. Для деталей, складируемых и монтируемых при температурах до —60 °С, при толщине листа до 30 мм применяют сталь марки ВСт3пс4, а при толщине листа 32—60 мм — низколегированную сталь марки 09Г2С-9 по ГОСТ 19282—73. Ручная дуговая сварка конструкций осуществляется электродами марки УОНИ-13/45, а полуавтоматическая сварка в среде углекислого газа — сварочной проволокой марки Св-08Г2С по ГОСТ 2246—70*.

К конструкции сварных кольцевых деталей предъявляют следующие основные требования: 1) доступность для выполнения сварочных работ и работ по удалению корня швов; 2) применение сварных швов с конструктивным непроваром не менее 10 мм; 3) доступность для проверки качества сварных швов неразрушающими методами; 4) удельная масса наплавленного металла не должна превышать 2,5—3 % от массы детали для поворотно-лопастных и 5% для высоконапорных крупных радиально-осевых гидротурбин.

Изготовление заготовок. *Технологический процесс изготовления сварной лопатки* с коваными цапфами состоит из следующих операций: 1) кованые заготовки цапф предварительно обрабатывают на токарно-центровых станках; 2) обрабатывают галтельный переход на заготовках цапф на горизонтально-расточных или карусельных станках; 3) листы *3* и *6* (см. рис. XI.13, *а*) после вырезки по контуру подвергают гибке в штампе без подогрева; 4) проверяют гнутые листы на разметочной плите и наносят линии обработки кромок под сварку между собой и с листом *7*; 5) выполняют сборку и сварку в приспособлении (сварку в среде углекислого газа осуществляют в двух положениях с кантовкой заготовки в процессе работ на 180°); 6) лопатки подвергают термообработке: отпуску для снятия напряжений от температуры (630± ± 10) °С; 7) производят контрольную проверку формы и размеров лопатки.

Формовку и отливку лопаток выполняют в специальных опоках. Ручная формовка производится по целой модели, а машинная — по моделям половин лопатки, закрепляемым на подмодельных досках.

Технология изготовления сварных кольцевых деталей должна обеспечивать: 1) высокую точность диаметральных и высотных размеров; 2) минимальный винтовой перекос; 3) минимальное отклонение по шагу и радиусу положения элементов, связанных с установкой подшипников лопаток. Указанные погрешности определяют припуски на механическую обработку и толщину отдельных элементов сварной конструкции. Выполнение этих требований обеспечивается вырезкой заготовок на газорезательных машинах с программным управлением и применением технологии, обеспечивающей минимальные деформации при сварке.

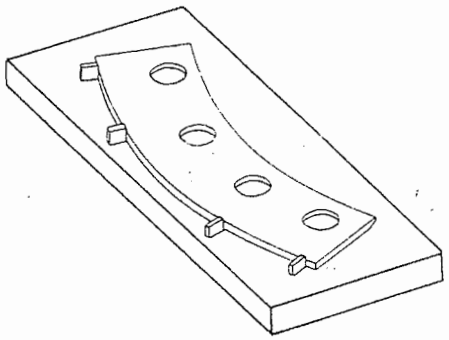
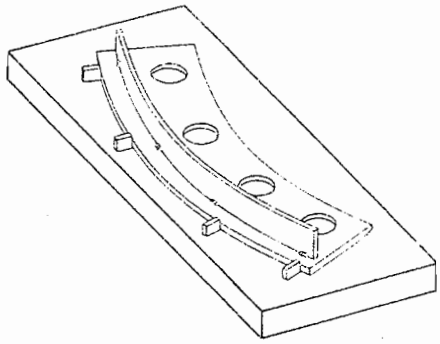
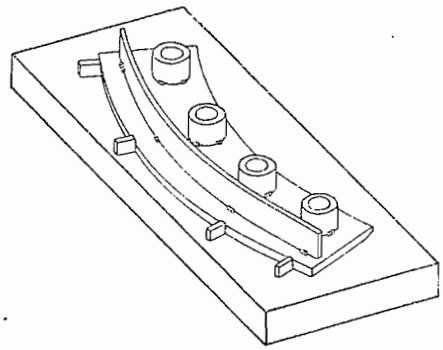
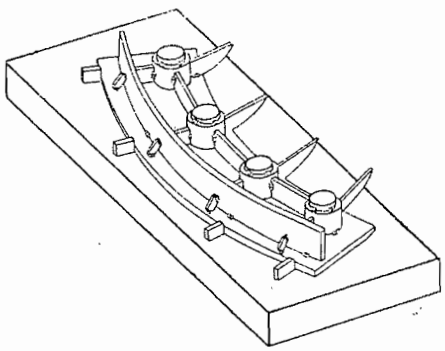
При *сварке секторов крышек турбин* следует придерживаться задаваемой определенной последовательности наложения швов. В целях уменьшения деформаций секторы нижнего и верхнего колец перед сваркой соединяют попарно и скрепляют жесткими связями и прихватками.

В табл. XI.9 приведена технологическая последовательность сборки под сварку секторов нижнего кольца. Соединенные секторы сваривают попеременно, кантуя узел и накладывая швы в обратно-ступенчатом порядке, придерживаясь общего направления от середины к краям детали. В основном применяют полуавтоматическую сварку в углекислом газе. После сварки спаренные секторы (без разделения на части) подвергают термообработке — отпуску.

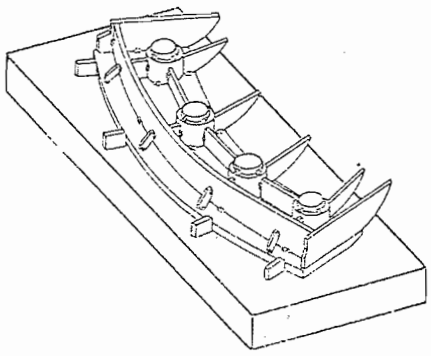
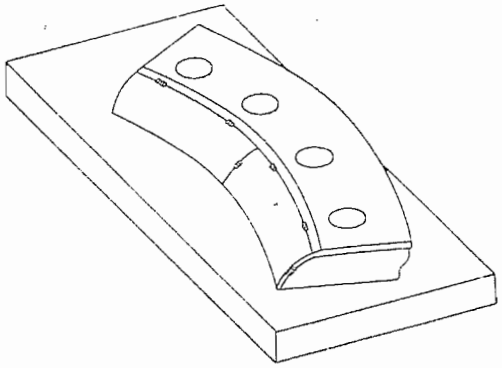
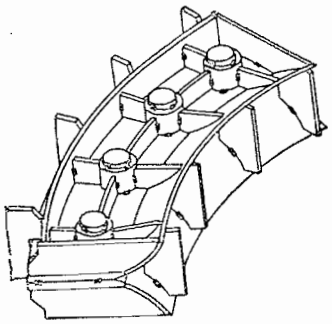
Механическая обработка деталей. *Технологический процесс механической обработки кольцевой детали* должен обеспечить выполнение следующих основных требований: 1) в стыках секторов не допускаются сквозные клиновые зазоры; допускаются местные зазоры до 0,05—0,2 мм протяженностью не более 50—150 мм; 2) непараллельность плоских поверхностей, обрабатываемых с двух перестановок, не должна быть более 0,1—0,2 мм; 3) несовпадение осей отверстий под крепежные детали в стыках вертикальных разъемов детали и в горизонтальных фланцевых соединениях сопрягаемых деталей не должно превышать соответственно 0,6 и 0,75 от значения диаметрального зазора, допускаемого по действующим нормам грубой сборки; 4) допускаемая несоосность отверстий под подшипники цапф лопаток направляющего аппарата не более 0,1—0,3 мм в зависимости от его высоты.

Технологический процесс механической обработки кольцевых деталей изложен применительно к верхнему кольцу, состоящему из четырех частей. В этот процесс входят следующие основные операции.

Таблица XI.9. Схема процесса сборки под сварку секторов нижнего кольца

Последовательность и содержание операций	Эскиз
Вычертить плаз на сборочных плитах	—
Установить верхний лист по плазу и закрепить на плите	
Установить обечайку и закрепить прихватками на верхнем листе	
По рискам разметки поставить и прихватить электросваркой к листу стаканы подшипников	
Установить и прихватить донышки и ребра, соединяющие стаканы между собой	

Продолжение табл. XI.9

Последовательность и содержание операций	Эскиз
Выверить по плазу и прихватить к верхнему листу и обечайке стыковые фланцы сектора	
Снять крепление сектора к плите, кантовать сектор на 180° и установить и прихватить фасонный лист	
Контроль сборки сектора на разметочной плите	—
Соединить два сектора, установить и приварить жесткие связи, как показано на эскизе	

1. Разметка секторов верхнего кольца.

2. Обработка плоскостей торцов стыковых фланцев секторов [2] на горизонтально-расточных станках. Сначала обрабатывают сопрягаемые стыки смежных секторов. Правильность положения сектора в вертикальной плоскости проверяют по рискам, нанесенным на цилиндрической поверхности внутреннего фланца. Установку сектора в плане выверяют по круговой риске радиуса R по схеме, показанной на рис. XI.14, с помощью специального установочного центра, закрепляемого в шпинделе станка, и штангенциркуля.

3. Разметка отверстий под болты и штифты в стыковых плоскостях по зеркальному шаблону, без снятия детали со станка. При этом шаблон выполненными на нем вырезами совмещают с нанесенными установочными рисками.

4. Сборка секторов в полукольца, скрепление болтами и развертывание отверстий под штифты.

5. Фрезерование плоскости разъема на обоих стыковых фланцах на горизонтально-расточном станке, имеющем постель протяженностью 15—20 м.

6. Сборка кольца из половин (осуществляется аналогично сборке полуколец).

7. Обработка верхнего кольца на токарно-карусельном станке в рабочем и перевернутом положениях детали. Во втором положении кольцо устанавливают на подставки, предварительно проточенные в один размер по высоте.

8. Обработка отверстий под подшипники лопаток на горизонтально-расточном станке (в половинах кольца или отдельных секторах). Точность установки детали проверяют индикатором, закрепленным в шпинделе станка.

9. Сверление отверстий во фланцах на радиально-сверлильных станках по разметке, с помощью шаговых зеркальных шаблонов или кондукторов.

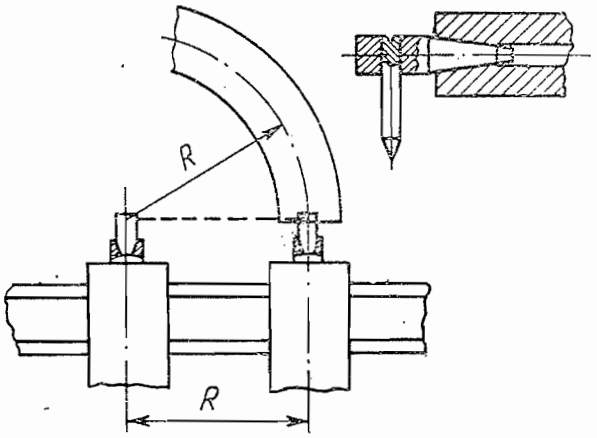


Рис. XI.14. Схема установки сектора кольцевой детали для обработки плоскости стыка на горизонтально-расточном станке

При механической обработке нижнего кольца должно быть учтено требование соосности отверстий для подшипников цапф лопаток с соответствующими отверстиями в верхнем кольце. На рис. XI.15 показана разработанная в ПО ЛМЗ схема перевода отверстий на нижнее кольцо с помощью установочных колец. Верхнее кольцо *1* после расточки отверстий устанавливают на нижнее кольцо *3* и центрируют с ним в радиальном направлении (по размеру *a* и рискам осей *x* и *y* в плане). В обработанные отверстия верхнего кольца *1* устанавливают кольца *2*. Диаметральный зазор между отверстиями и кольцами определяется посадкой H8/g6. Установочные кольца *2* в трех точках прихватывают (со стороны внутреннего диаметра) электросваркой к нижнему кольцу *3*, после чего верхнее кольцо снимают. Далее отверстия в секторах нижнего кольца обрабатывают, выверяя шпиндель станка по установочным кольцам с помощью индикатора с точностью до 0,03 мм. Соосность отверстий в обеих деталях проверяют в сборе с помощью четырех пробок фиксаторов и калибра [2].

Технологический процесс механической обработки лопаток направляющего аппарата должен обеспечить выполнение следующих основных требований: 1) смещение оси цапф лопатки по отношению к профилю пера не должно быть более 0,5—1 мм; 2) несоосность нижней и средней шеек цапф лопатки не более 0,1 мм, а нижней и верхней — не более 0,25 мм; 3) неперпендикулярность торцов пера к оси шеек цапф не более 0,2 мм; 4) непараллельность кромок касания оси шеек цапф не более 0,15 мм; 5) кромки касания лопатки должны быть параллельны друг другу и оси цапф; 6) должно быть строго выдержано фиксируемое цилиндрической шпонкой положение рычага направляющего аппарата по отношению к кромкам касания; 7) разброс отклонений должен быть меньше допускаемых значений, что требует применения методов и оснастки, обеспечивающих стабильность процесса.

Технологический процесс механической обработки лопатки состоит из следующих основных операций:

1. Лопатку *4* (рис. XI.16), пользуясь тремя домкратами *5*, размечают с помощью двух угольников *1*, линейки *2* и двух идентичных профильных шаблонов *3*, контур которых повторяет профиль пера.

2. Предварительную токарную обработку торцов пера и цапф лопаток с высотой пера больше 1100 мм производят с припуском 5 мм на специализированном двустороннем обточном станке ЛР-61 [2]. Лопатку на станке закрепляют неподвижно с помощью зажимных стоек. При высоте пера меньше 1100 мм лопатки обрабатывают на токарно-центровых станках, так как размеры зажимных стоек не позволяют закрепить детали.

3. Предварительную обработку кромок касания с припуском 5 мм производят на продольно-строгальном станке (рис. XI.17). Обе призмы *3*, на которых установлена лопатка *2*, выверяют на столе по базовой плоскости *T*, чтобы обеспечить совпадение оси детали с направлением строгания. Затем лопатку поворачивают вокруг оси до

положения, при котором размеры S и k будут соответствовать заданным. Положение лопаток фиксируется зажимами цапф и домкратами *1*. Обработка обеих кромок касания с одной установки определяет их параллельность между

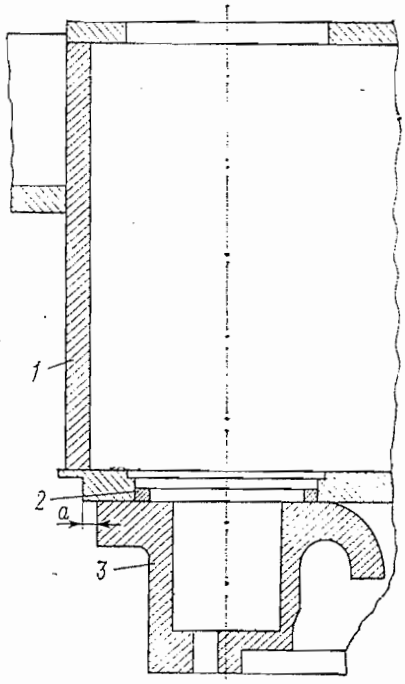


Рис. XI.15. Схема перевода отверстий под подшипники цапф лопаток на нижнее кольцо с помощью установочных колец

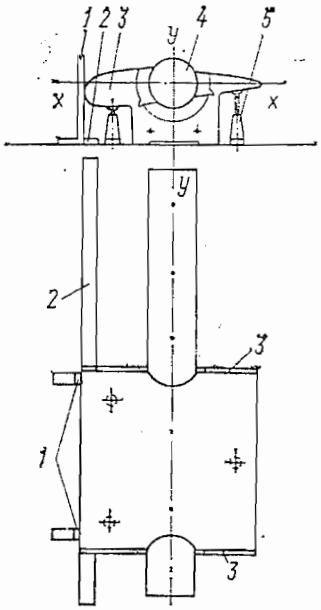


Рис. XI.16. Схема разметки заготовки лопатки ($x—x$, $y—y$ — оси пера лопатки)

собой в осевом направлении. При выполнении операции проверяют стабильность процесса.

4. Окончательную токарную обработку лопатки выполняют после разметки и разделки новых центровых отверстий на специализированных станках ЛР-61 и

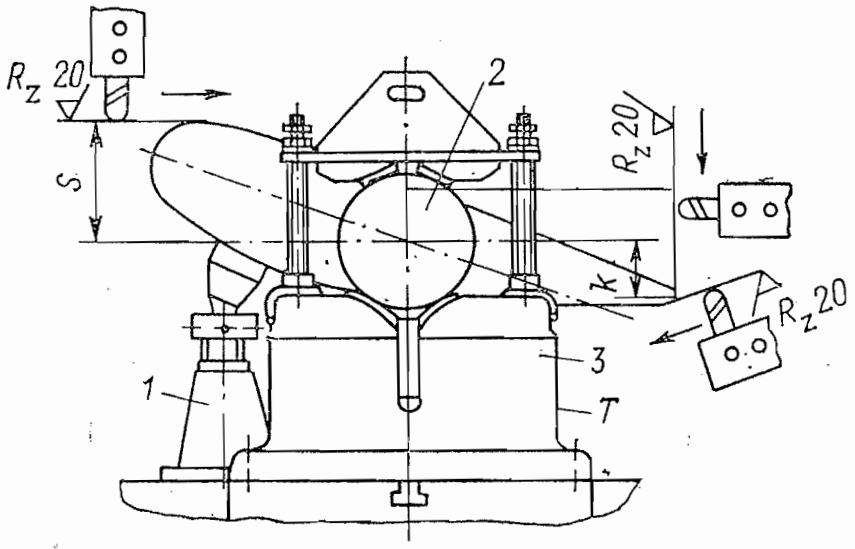


Рис. XI.17. Схема установки лопатки при обработке кромок касания на продольно-строгальном станке

ЛР-242. Лопатку на станке ЛР-61 устанавливают с учетом: а) прогиба лопатки под действием массы длинной цапфы, расположенной консольно по отношению к опорам на зажимных стойках; б) деформации лопатки, а следовательно, перемещения конца длинной цапфы при закреплении зажимными стойками за перо. Для измерений служат два индикатора, расположенных в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Точность установки 0,05—0,1 мм.

5. Окончательную обработку кромок касания производят аналогично предварительной. Для повышения точности цапфы лопатки опирают на каленые полукольца, установленные на призмах.

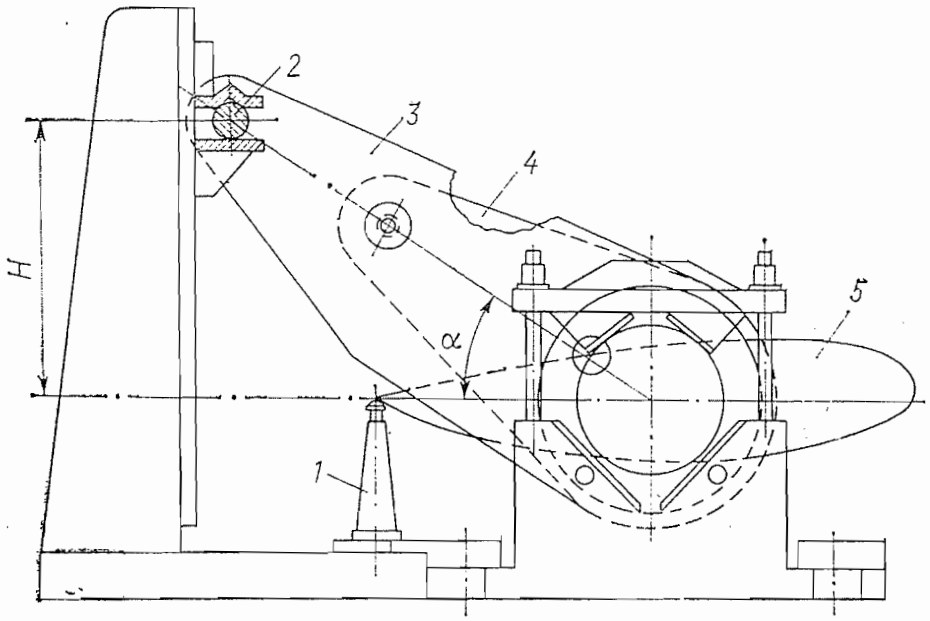


Рис. XI.18. Схема установки лопатки с рычагом и накладкой для совместной обработки отверстий под шпонку

6. На горизонтально-расточном станке (рис. XI.18) обрабатывают отверстия под цилиндрическую разрезную шпонку в лопатке *5*, собранной с рычагом *4* и накладкой *3*. Положение лопатки фиксируется упором *1*. Положение рычага с накладкой определяется пальцем *2*, опирающимся на подставку на заданной высоте *H*.

XI.6. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР

Звенья металлических спиральных камер выполняют из листового проката толщиной до 40 мм (см. рис. VI.29) из малоуглеродистой стали ВСт3Гпс4 или более прочной стали 10ХСНД по ГОСТ 19282—73. Для наиболее нагруженных участков звеньев при толщине листов до 30 мм применяют сталь СК-2, а при толщине до 40 мм — сталь СК-1, имеющие следующие механические свойства: $\sigma_т = 500$ МПа; $\sigma_в = 608$ МПа; $\delta_5 = 16\ \%$; $\psi = 55\ \%$; KCU = 883 кДж/м^2 (9 кгс·м/см^2).

Элементы спиральной камеры из сталей ВСт3Гпс4 и 10ХСНД сваривают электродами УОНИ-13/45 и УОНИ-13/55 (см. табл. XI.7), а из высокопрочных сталей — электродами ЭА-395/9.

К изготовлению спиральных камер предъявляют следующие основные требования: 1) качество сварных соединений, контролируемое неразрушающими методами, должно отвечать нормам, предъявляемым к сосудам, работающим под давлением; 2) высокая точность изготовления звеньев должна обеспечивать собираемость спиральной камеры при монтаже турбин без существенных пригоночных работ.

Технологический процесс изготовления звеньев спиральной камеры составляют следующие операции:

1. Вырезка разверток частей звеньев на газорезательных машинах с числовым программным управлением с точностью ± 1 мм. При этом наносят базовые линии и линии гиба (рис. XI.19).

2. Сварка частей звеньев. В месте сопряжения листов разной толщины (S_1, S_2) уступы должны быть расположены со стороны наружной поверхности звена (сечение $A—A$ на рис. XI.19).

3. Контроль сварных соединений рентгенографированием и МПД.

4. Гибка половинных частей звеньев под прессом. В процессе гибки линии гиба совмещают с осью штампа. Правильность формы проверяют плоскими шаблонами по торцовым сечениям, имеющим форму дуг окружностей радиусов R_1 и R_2 (рис. XI.19).

5. Контроль звеньев на специальном плитовом участке. Части звена совмещают с разметкой плаза по радиусу R_1 (отклонение не должно быть более ± 5 мм) и прове-

ряют плотность прилегания к плитам по размеру δ, который не должен быть более 3—5 мм. По размерам H и разностям s между R_1 и проекциями контрольных точек (A—K) окружности R_2 на плиту проверяют правильность взаимного расположения торцовых сечений звеньев (допускаемые отклонения не более ±8 мм). Радиус R_2 проверяют с помощью специального приспособления без кантовки звена. Измерением размера M проверяют правильность положения кромок A и K, сопрягаемых со статором турбины. Допускаемые отклонения размера M не должны быть более ±10 мм.

Контрольная сборка спиральной камеры, звенья которой выполнены по изложенной технологии, не является обязательной операцией. В тех случаях, когда это

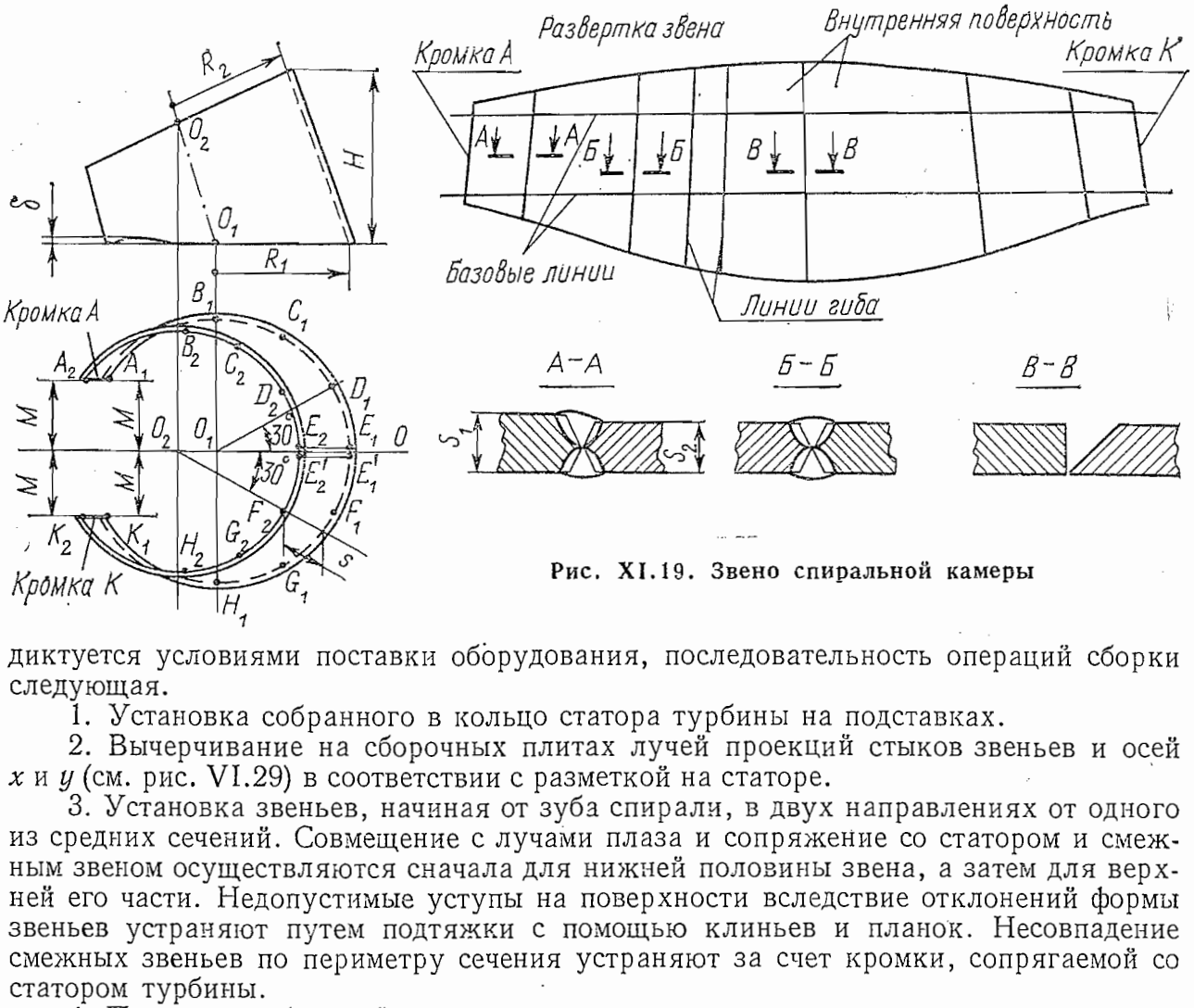


Рис. XI.19. Звено спиральной камеры

диктуется условиями поставки оборудования, последовательность операций сборки следующая.

1. Установка собранного в кольцо статора турбины на подставках.

2. Вычерчивание на сборочных плитах лучей проекций стыков звеньев и осей x и y (см. рис. VI.29) в соответствии с разметкой на статоре.

3. Установка звеньев, начиная от зуба спирали, в двух направлениях от одного из средних сечений. Совмещение с лучами плаза и сопряжение со статором и смежным звеном осуществляются сначала для нижней половины звена, а затем для верхней его части. Недопустимые уступы на поверхности вследствие отклонений формы звеньев устраняют путем подтяжки с помощью клиньев и планок. Несовпадение смежных звеньев по периметру сечения устраняют за счет кромки, сопрягаемой со статором турбины.

4. Проверка собранной камеры по размерам отдельных звеньев, радиусам расположения сечений, величинам зазоров и уступов во всех сопряжениях. Допускаемые отклонения зазоров в сопряжениях между звеньями и со статором не должны быть более 5 мм, уступов на поверхности — 3 мм.

Спиральные камеры высоконапорных турбин небольших размеров изготовляют в виде комбинированных конструкций. Часть спирали, имеющую малые радиусы сечений, отливают совместно со статором. Остальную часть выполняют из отдельных звеньев, технология изготовления которых аналогична рассмотренной выше.

На заводе выполняют полную сборку, сварку и термообработку спиральной камеры и статора, а затем механическую обработку и испытание гидравлическим давлением.

XI.7. ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН

Изготовление валов. Валы могут иметь размеры: диаметр 600—2500 мм; длина 4000—10 000 мм; толщина стенки до 300 мм. Наибольший диаметр фланца не должен превышать 3180 мм, что определяется производственными возможностями отрасли.

Масса вала может достигать 120 т. Валы массой до 40 т могут быть изготовлены цельнокованными из углеродистой стали марки 40. Валы, имеющие нижний развитый фланец (объединенный в одно целое с крышкой рабочего колеса) или масса которых более 30 т, выполняют сварными из хорошо сваривающейся стали 20ГС или 25ГС. Части вала соединяют электрошлаковой сваркой (ЭШС).

На рис. XI.20 показаны заготовки цельнокованого и сварного валов, а в табл. XI.10 приведены требования к механическим свойствам материала кованых и литых заготовок, сварного шва и сварного соединения.

В *технические условия на изготовление заготовок цельнокованых и кованых частей сварных валов* входят также следующие требования.

1. Сталь должна выплавляться в мартеновских печах с обработкой на установках внепечного рафинирования и вакуумирования.

2. Уков на фланце должен быть не менее 1,5.

3. Термообработка состоит из отжига после ковки и из нормализации и высокого отпуска после предварительной обработки наружных поверхностей и окончательной обработки центрального отверстия.

4. Уровень загрязненности металла при снятии серных отпечатков с торцов колец от прибыльных частей поковок не должен превышать третьего балла по четырехбалльной шкале Ново-Краматорского машиностроительного завода.

5. При проверке макроструктуры на протравленных темплетах не должно быть усадочной рыхлости, трещин, флокенов и неметаллических включений протяженностью более 6 мм.

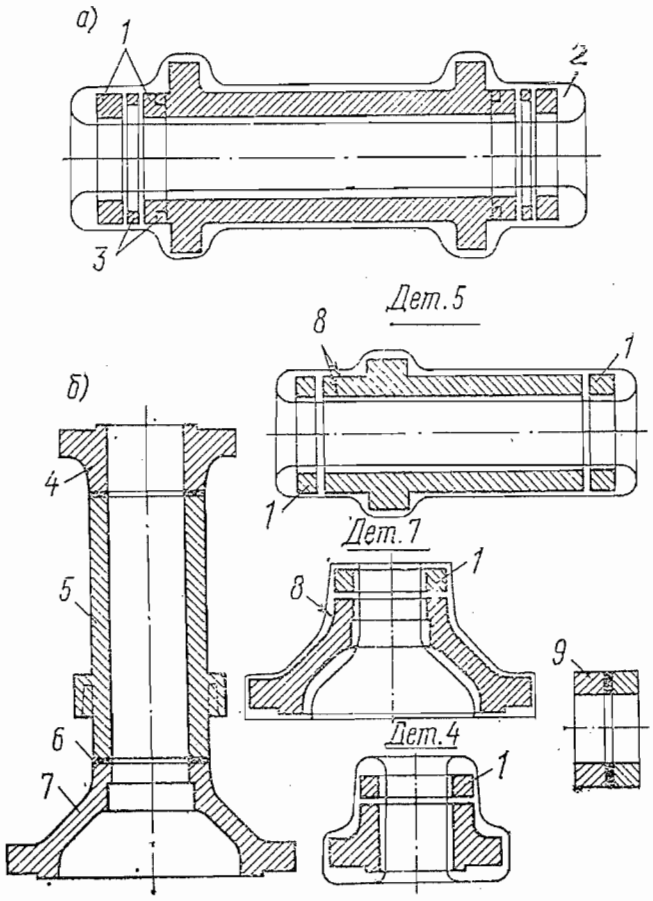


Рис. XI.20. Заготовки валов: *а* — цельнокованый; *б* — сварной;

1 — кольцевые пробы; *2* — кольцевые припуски; *3* — кольца для измерения остаточных напряжений; *4* — кованый фланец; *5* — кованая труба; *6* — сварные швы; *7* — литой развитый фланец; *8* — цилиндрические пояски; *9* — сварной стык-свидетель

6. При визуальном осмотре внутреннего отверстия не должны обнаруживаться дефекты типа трещин, остатков осевой рыхлости и крупных скоплений неметаллических включений.

7. Остаточные напряжения, определяемые по средним деформациям колец сечением 40 × 40 мм [2], не должны превышать 39 МПа. Остаточные напряжения

Таблица XI.10. Механические свойства заготовок валов, не менее

Испытуемый материал	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_в$	δ_5	ψ	KCU, кДж/м² (кгс·м/см²)
	МПа		%		
Металл поковки (сталь 20ГС) и сварного шва	255	490	14	30	392 (4)
Металл отливки из стали:					
08ГДНФЛ	314	480	18	30	490 (5)
20ГСЛ	274	480	16	30	392 (4)
Сварное соединение	—	480	—	—	392 (4)

Примечание. Принятые обозначения см. в примечании к табл. XI.3.

определяют по формуле $\sigma_{ост} = (\Delta_{ср}/D_{ср})\,E$, где E — модуль упругости при растяжении, МПа; $\Delta_{ср}$ — среднее изменение диаметра кольца, мм; $D_{ср}$ — среднее значение диаметра кольца до его отрезки, мм.

8. Кованые заготовки сварного вала должны быть подвергнуты контролю УЗД на участке длиной 150 мм от торца свариваемой кромки в целях выявления дефектов, не допустимых в сварном шве. После предварительной механической обработки фланец проверяют также на отсутствие трещин в зоне радиусных переходов.

Для улучшения *качества сварных швов* должны выполняться следующие основные требования:

1. Кованые заготовки вала следует сваривать по торцам, соответствующим прибыльным частям слитков. Кольцевая проба должна свариваться соответственно по торцам, на которых производился контроль макроструктуры.

2. Сварная заготовка вала и сварная кольцевая проба должны пройти весь цикл основной термообработки совместно, после чего следует определить их механические свойства и остаточные напряжения.

3. Сварные соединения заготовки вала подвергают контролю УЗД в объеме 100 % протяженности шва. Протяженные дефекты (отношение длины к ширине более трех) и цепочки дефектов (не менее пяти дефектов, расположенных на одной прямой при расстоянии между ними менее 15 мм) не допускаются.

К *точности механической обработки валов* предъявляют следующие основные требования: 1) отклонения диаметров посадочного буртика фланца должны соответствовать полю допусков H7, а выточек — H6; 2) выпуклость сопрягаемых плоскостей фланцев не допускается, вогнутость допустима не более 0,03 мм; 3) шероховатость основных поверхностей должна быть не хуже $R_a = 1{,}25$ мкм, поверхности шейки под подшипник — $R_a = 0{,}63$ мкм; 4) радиальное биение не должно превышать: 0,02 мм для шейки вала, базовых поясков на наружной поверхности фланцев или тела вала и для посадочного буртика (выточки) на фланце со стороны генератора; 0,03—0,04 мм для посадочного буртика на фланце, сопрягаемом с рабочим колесом; 5) торцовое биение плоскости фланца со стороны генератора — не более 0,02 мм для фланцев диаметром до 2000 мм и не более 0,03 мм для более крупных валов; со стороны рабочего колеса — соответственно 0,03 и 0,04 мм.

Основные технологические операции изготовления цельнокованой заготовки вала приведены в табл. XI.11. Ковка производится в интервале температур 1250—800 °С на ковочных прессах усилием 100—120 МН. После биллетирования от слитка отрезают донную и прибыльную части, масса которых составляет соответственно 5 и 25 % от полной массы слитка. Прошивкой отверстия после осадки слитка удаляют его центральную часть (5—7 %), пораженную осевой рыхлостью. С наружной стороны фланцев оттягиваются кольцевые припуски *2* (см. рис. XI.20, *а*) длиной не менее 500 мм для вырезки проб, определения механических свойств (кольца *1*) и остаточных напряжений (кольца *3*) заготовок.

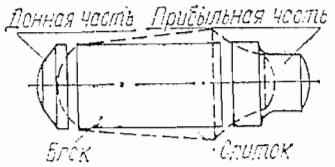
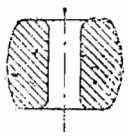
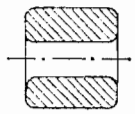
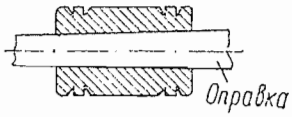
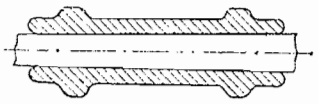
Технологией изготовления сварной заготовки вала (см. рис. XI.20, *б*) предусмотрены следующие основные операции: 1) изготовление кованой трубы *5* (в последовательности, аналогичной описанной выше); 2) термообработка поковки трубы; 3) предварительная механическая обработка трубы; 4) испытание качества металла трубы; 5) изготовление литых *7* и кованых *4* заготовок фланцев; 6) предварительная механическая обработка фланцев; 7) проверка УЗД зон *8* свариваемых кромок; 8) сборка и электрошлаковая сварка (швы *6*) фланцев с трубой и сварных стыков-свидетелей *9*; 9) совместная термообработка сваренной заготовки вала и стыков-свидетелей: нормализация от температуры 910—920 °С и высокотемпературный отпуск; 10) испытания механических свойств металла отдельных элементов заготовки, сварных швов и сварных соединений и определение остаточных напряжений [2]; проверка качества швов неразрушающими методами.

В *технологический процесс механической обработки вала* входят следующие основные операции.

1. Установка и выверка заготовок вала на станке. Базами для установки служат обработанные в окончательные размеры центральное отверстие и расположенная у одного из фланцев шейка под люнет, которая использовалась при обработке заготовки на заводе-изготовителе. Последовательность работ:

а) заготовку опирают оставленной поставщиком шейкой на люнет токарно-центрового станка; второй конец заготовки закрепляют в кулачках планшайбы передней бабки станка за кольцевой припуск;

Таблица XI.11. Схема изготовления поковки вала

Последовательность и содержание операций	Эскиз перехода
1. Биллетирование слитка 2. Вырубка блока	
3. Осадка слитка 4. Прошивка отверстия	
5. Выравнивание стенок раскаткой	
6. Протяжка на оправке 7. Разметка и засечка 8. Съем с оправки	
9. Обжим концов в меру 10. Обжим середины 11. Съем с оправки 12. Правка	
Примечание. Перед началом ковки и между переходами заготовку нагревают в печи до температуры 1250 °С.	

б) перемещая кулачки, центрируют вал по внутреннему отверстию со стороны фланца, закрепленного на планшайбе;

в) регулировкой люнета по высоте добиваются минимального биения торца фланца относительно плоскости планшайбы;

г) на поверхности вала у фланца, обращенного к планшайбе, протачивают новую шейку под люнет, а на наружном торце свободного фланца — контрольный кольцевой поясок;

д) измеряют величину и направление биения внутреннего отверстия у второго фланца;

е) заготовку кантуют на 180° и закрепляют по внутренней поверхности («на разжим») в кулачках планшайбы фланцем с отрезанной кольцевой пробой; противоположный конец заготовки опирают на люнет новой шейкой;

ж) выверяют вал во втором положении (так же, как при первой установке);

з) протачивают новую шейку под люнет вблизи планшайбы станка, а на наружном торце и на свободном фланце (на большом диаметре) — кольцевой и цилиндрический контрольные пояски;

и) вал вновь кантуют на 180° и выверяют с помощью индикатора и штихмасса по контрольным заточкам на фланце вблизи планшайбы описанным ранее способом. Если радиальное биение вала у планшайбы не превышает 0,02 мм и разность замеров штихмассом при четырех положениях планшайбы не более 0,02 мм, вал считается выверенным.

2. Чистовая обработка вала, выполняемая в следующем порядке:

а) обрабатывают с припуском 2—3 мм все поверхности со стороны фланца, сопрягаемого с валом генератора. Все свободные поверхности вала от люнета до турбинного фланца, который закреплен в кулачках планшайбы станка, обрабатывают окончательно. На наружных поверхностях обоих фланцев протачивают контрольные пояски;

б) вал снимают со станка. Используя специальный кольцевой шаблон, сверлят кольцевыми сверлами и предварительно растачивают с припуском 5 мм отверстия под болты в обоих фланцах. Эту операцию производят на специализированном координатно-расточном станке ЛР-60;

в) надевают и приваривают рубашку из коррозионно-стойкой стали в зоне шейки под подшипник;

г) вал закрепляют «на разжим» турбинным концом в кулачках планшайбы токарно-центрового станка и выверяют по контрольным базам. С одной установки окончательно протачивают шейку под подшипник на рубашке, торец фланца и выточку (буртик) генераторного конца вала, а также все контрольные пояски и другие поверхности, от которых требуется максимальная соосность. Большие диаметры посадочных поверхностей вала измеряют штихмассами и специальными скобами с микрометрическими головками. Снятые скобой размеры проверяют штихмассом. Окончательные замеры производят после того, как вал примет температуру окружающего воздуха. Фактическое биение ответственных поверхностей измеряют индикатором не менее чем в четырех точках по окружности. Начальная точка замера биений должна быть единой для всех поверхностей;

д) вал кантуют на 180°, закрепляют генераторным концом в кулачках планшайбы и с помощью индикаторов центрируют. Начисто протачивают торец турбинного фланца и посадочный буртик;

е) чистовую обработку отверстий под припасованные болты во фланцах можно выполнять совместной расточкой спаренных деталей, что обеспечивает соосность отверстий и наименьший зазор в этом сопряжении (посадка H7/g6). Собранные на роликовых опорах детали скрепляют четырьмя временными болтами (равномерная затяжка 20 МПа) и проверяют на соосность. Обработка производится с помощью переносного специализированного горизонтально-расточного станка ЛР-2 — сначала резцами, а затем шариковой раскаткой.

В настоящее время внедряют независимую обработку отверстий по кондукторам, без спаривания и проверки по струне ротора гидроагрегата. При этом исключается перевозка деталей генератора на турбостроительный завод. Идентичности кондукторов достигают их совместной обработкой. Собираемость ротора обеспечивается увеличением диаметрального зазора на 0,05—0,08 мм. Применяют также совместную обработку отверстий при монтаже на ГЭС с помощью расточного приспособления.

При спаривании деталей ротора гидроагрегата необходимо свести к минимуму линейный и угловой эксцентриситеты осей валов. Линейные радиальные смещения устраняют путем центрирования соединяемых деталей по зазорам между буртиком и выточкой с точностью до 0,02 мм.

Уменьшения углового излома осей добиваются разворотом сопрягаемых деталей в соответствии с результатами проверки торцового биения их фланцев при обработке. Оставшийся излом осей проверяют на специальном стенде по струнам [2]. Стенд (рис. XI.21) имеет две неподвижные опоры, регулируемые только по высоте, на которые устанавливают вал турбины, и одну роликовую подвижную в горизонтальной плоскости опору, на которую опирают свободный конец вала генератора. Такая схема стенда обеспечивает возможность регулировки трехопорной системы по высоте и исключает влияние третьей опоры на излом в горизонтальной плоскости.

Горизонтальное положение валов проверяют с помощью ватерпаса и двух струн, натянутых в горизонтальной плоскости параллельно оси валов. Положение струн регулируют, базируясь от вала турбины, до тех пор, пока не будет с точностью до 0,01 мм выполняться равенство $h_1 - h'_1 = h_2 - h'_2$ (см. рис. XI.21). Точность измерения обеспечивается применением штихмасса *6*, замыкающего на струне *3* электрическую цепь с чувствительным гальванометром.

Угловой эксцентриситет на конце вала генератора определяют по формуле $\Delta_{угл} = [(h_3 - h'_3) - (h_4 - h'_4)]/2$.

Суммарный излом в горизонтальной плоскости $\Delta_x = \Delta_{угл} + \Delta_{лин}$, где $\Delta_{лин}$ — измеренный линейный эксцентриситет.

После поворота валов на 90° аналогично определяют суммарный излом в перпендикулярной плоскости Δ_y. Максимальный суммарный излом

$$\Delta_{max} = \sqrt{\Delta_x^2 + \Delta_y^2}. \qquad (XI.2)$$

Излом не должен превышать 0,02 мм на 1 м длины вала генератора.

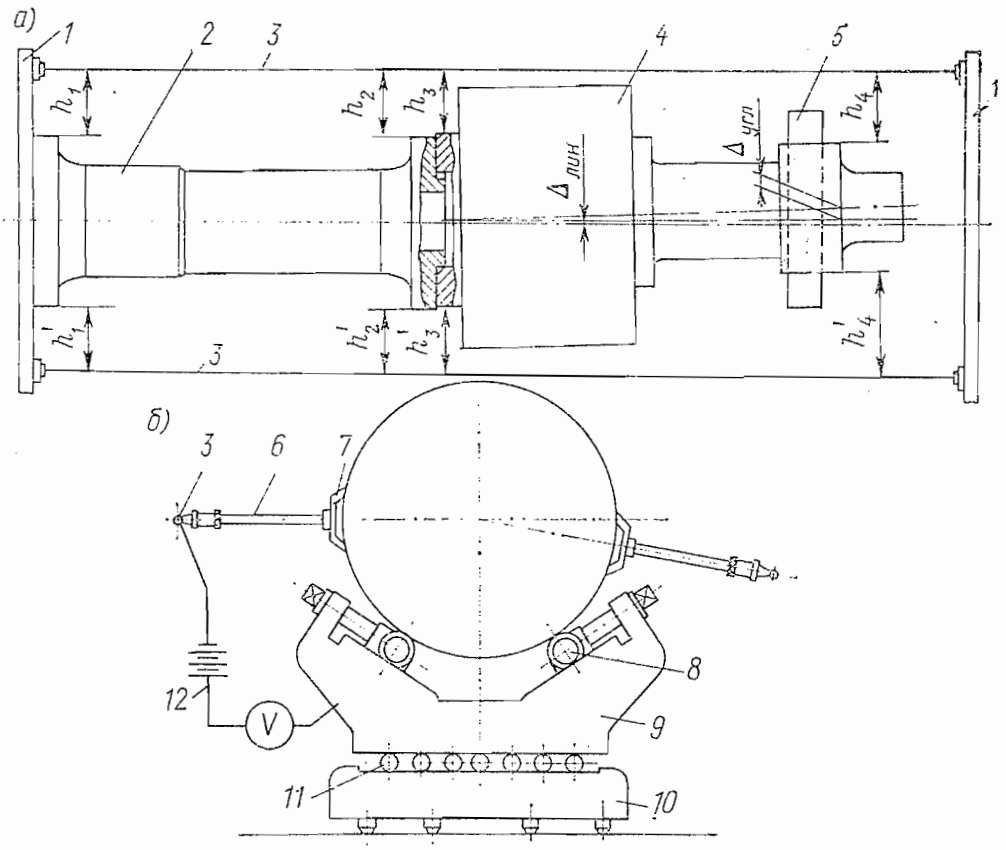


Рис. XI.21. Схема проверки оси валов по струнам: *а* — вид установки в плане; *б* — вид со стороны вала генератора;

1 — стойка; *2* — вал турбины; *3* — струны; *4* — ротор генератора; *5* — подвижная опора; *6* — штихмас; *7* — наездник; *8* — каток; *9* — призма; *10* — плита подвижной опоры; *11* — ролики; *12* — электрическая цепь

Изготовление подшипников. Основная особенность технологии изготовления резинометаллических вкладышей подшипников валов, работающих на водяной смазке, заключается в процессе их обрезинивания. Предварительно обработанный и латунированный по внутренней поверхности металлический сектор с приклеенной лейконатом резиной устанавливают в пресс-форме (рис. XI.22). Пресс-форма для вулканизации состоит из нижней и верхней частей, хромированных по внутренним поверхностям. Взаимное расположение частей фиксируется штифтами. Процесс вулканизации осуществляется под прессом и протекает в течение 2—5 ч при температуре 150 °С. Обрезиненные вкладыши кольцевого подшипника после вулканизации собирают в кольцо на приспособлении, имитирующем корпус, и обрабатывают по поверхности резины на карусельном станке с помощью специальных острозаточенных резцов. Вкладыши сегментных подшипников по поверхности резинового слоя не обрабатывают.

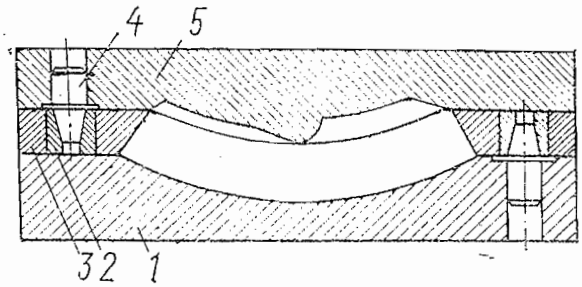


Рис. XI.22. Пресс-форма для вулканизации сектора:

1 — нижняя полуформа; *2* — фиксирующая втулка; *3* — формирующая планка; *4* — центрирующий штырь; *5* — верхняя полуформа

В технологическом процессе изготовления сегментов баббитового подшипника на жидкой масляной смазке предусмотрены следующие основные операции.

1. Полная механическая обработка изготовленного из стали БСт3сп2 сегмента, включая проточку на токарно-карусельном станке канавок трапецеидальной формы.

2. Подготовка поверхностей под заливку баббитом: а) обезжиривание в течение 10—15 мин растворов едкого натра при температуре не ниже 80 °С; б) промывка горячей водой до полной смачиваемости поверхностей; в) удаление следов ржавчины травлением концентрированной соляной кислотой в течение 5—10 мин; г) нанесение флюса (раствор металлического цинка в соляной кислоте с добавкой хлористого аммония); д) лужение поверхностей оловом или баббитом Б83.

3. Монтаж литейной формы и заливка расплавленным баббитом Б83 по ГОСТ 1320—74*. Форма должна быть подогрета до 200—220 °С. Температура расплавленного баббита 380—440 °С.

4. Контроль качества визуальным осмотром и цветной дефектоскопией по кромкам сегмента.

5. Обработка сегмента в окончательные размеры. Правильность формы поверхности баббитового слоя проверяют методом краски по направляющему поясу вала. Критерий приемлемости — два-три пятна контакта на 1 см^2 поверхности.

Глава XII

МОНТАЖ ГИДРОТУРБИН

XII.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Сокращения сроков монтажа, способствующего ускорению ввода агрегатов в эксплуатацию, достигают многими способами, в том числе рациональной организацией всех работ.

Узлы, входящие в состав гидротурбины, с точки зрения монтажа условно делят на две группы: закладные части и рабочие механизмы.

Работы по сборке закладных частей организуют так, чтобы они не сказывались на длительности цикла монтажа турбины в целом.

Совершенствование и ускорение процесса монтажа закладных частей приобретает все большее значение в связи с переносом на место сборки некоторых операций, что позволяет улучшить конструкцию закладных частей и одновременно увеличивает производственные возможности заводов-изготовителей.

Сроки монтажа и ускоренный ввод оборудования в эксплуатацию в значительной мере зависят от организации и уровня технологии сборки рабочих механизмов турбины и параллельно с ними — генератора.

При разработке специализированными организациями проекта ведения монтажа гидросилового оборудования исходят из числа агрегатов; сроков начала работ и ввода агрегатов в эксплуатацию; располагаемых монтажных и сборочных площадей; количества, состава и грузоподъемности кранового оборудования; возможности совмещенного ведения работ по монтажу закладных частей и строительных работ по сооружению здания ГЭС; численности, состава и квалификации монтажного персонала. Проект уточняют и совершенствуют в процессе производства работ. Проектом предусматривают схему транспортирования оборудования с базы складирования и хранения на монтажные площадки, его разгрузки и подачи к месту установки агрегатов.

Одновременно с укрупнением узлов на основной, а также на внешней или внутренней площадках предусматривают возможность ведения сборочных работ непосредственно на месте установки оборудования. Это в основном относится к закладным частям турбины, к статору и ротору генератора и другим узлам. Для ускорения монтажа и ввода оборудования в эксплуатацию в проектах некоторых многоагрегатных ГЭС предусматривают сооружение вне здания ГЭС дополнительной внешней сборочной площадки, обслуживаемой основными эксплуатационными кранами. Такую площадку обычно используют для предварительного укрупнения ряда узлов тур-

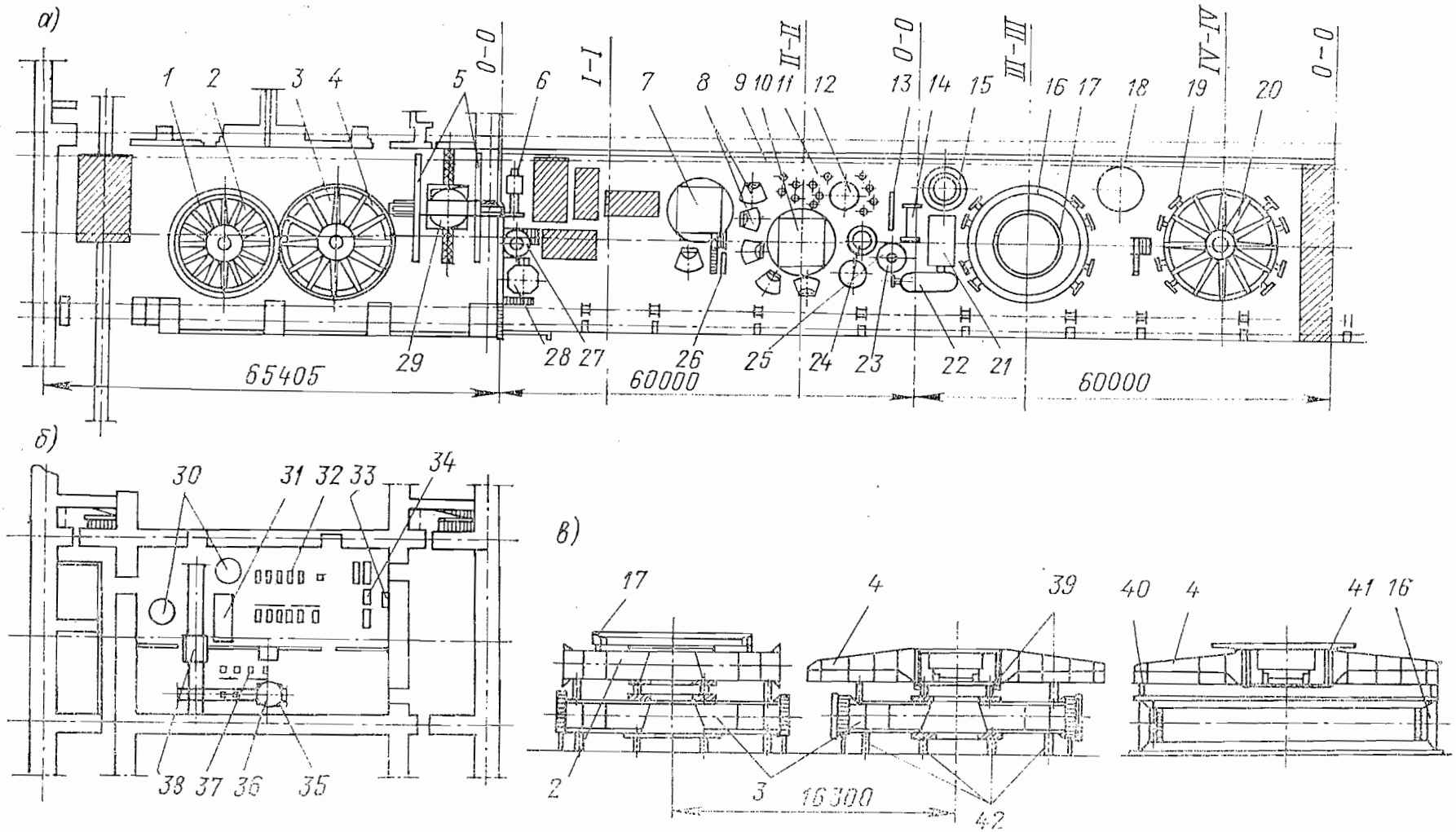


Рис. XII.1. Монтажная (65,4 м) и внутрисборочная (120 м) площадки на ГЭС, оборудованной 22 агрегатами с поворотно-лопастными турбинами мощностью по 115 МВт при диаметре рабочего колеса 9,3 м: *а* — общий вид; *б* — нижняя отметка монтажной площадки; *в* — схемы складирования собранных узлов;

1, 3 — роторы генераторов; *2* — звезда ротора; *4* — верхняя крестовина; *5* — приспособление для переноса статора генератора; *6* — вал генератора; *7* — место для испытания рабочего колеса турбины; *8* — лопасти; *9* — пешеходный мостик на пятый агрегат; *10* — место для сборки рабочего колеса; *11* — рычаги и цапфы; *12* — приспособление для заводки рычагов; *13* — шток; *14* — вал турбины; *15* — конус-обтекатель рабочего колеса; *16* — статор генератора; *17* — статор вспомогательного генератора; *18* — ванна подпятника; *19* — второй статор генератора; *20* — верхняя крестовина; *21* — сливной бак насосного агрегата МНУ; *22* — гидроаккумулятор; *23* — крышка колеса; *24* — цилиндр сервомотора; *25* — корпус рабочего колеса; *26* — вспомогательная МНУ; *27* — место для насадки втулки подпятника на вал; *28* — место для нагрева втулки; *29* — приспособление для переноса ротора генератора; *30* — стол подпятника; *31* — место для ревизии тормозов; *32* — пакеты роторного железа; *33* — паровой котел; *34* — машина для очистки железа ротора; *35, 38* — железнодорожные тележки; *36* — место для полировки опорной плоскости вращающегося диска подпятника; *37* — сегменты подпятника; *39* — винтовые домкраты; *40* — распорный домкрат верхней крестовины; *41* — ротор вспомогательного генератора; *42* — металлические трубы; *I—I, II—II, III—III, IV—IV* — поперечные оси первых четырех агрегатов; 0 — 0 — оси осадочных швов между секциями здания ГЭС; заштрихованные участки — места для ревизии трансформаторов

бины и генератора: нижнего и верхнего колец направляющего аппарата, крышки турбины, крестовины генератора и др. Аналогичная площадка была, например, создана и широко использована при монтаже 20 агрегатов на строительстве Волжской ГЭС им В. И. Ленина.

На других ГЭС, где внешняя площадка не предусмотрена, создают дополнительную сборочную площадку внутри сооружаемого здания ГЭС, для чего могут быть использованы блоки нескольких агрегатов, монтируемых и вводимых в эксплуатацию в последнюю очередь. Для создания внутренней дополнительной сборочной площадки в блоках этих агрегатов собирают закладные части, направляющий аппарат с опорой подпятника, на которой сооружают перекрытие, рассчитываемое на необходимую нагрузку от размещаемого или собираемого на нем оборудования. Проект создания такой площадки разрабатывают при проектировании организации монтажного процесса. Примером является сборочная площадка на строительстве Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС, под которую были использованы блоки четырех первых от монтажной площадки агрегатов (рис. XII.1).

XII.2. ТРЕБОВАНИЯ К ЗДАНИЯМ ГЭС

Размеры зданий ГЭС. Размеры здания ГЭС в основном определяют исходя из габаритов гидрогенератора и проточного тракта гидротурбины. Компоновка здания (машинного зала, генераторного и турбинного помещений) должна обеспечивать возможность транспортирования узлов кранами и напольным транспортом к монтажным и ремонтным площадкам, мастерским и складским помещениям.

Верхние строения зданий ГЭС выполняют обычными (высокими), размещая внутри машинного зала краны, обеспечивающие все монтажные и ремонтные операции, или с пониженным машинным залом (для размещения малой механизации), над которым устанавливают козловые краны необходимой грузоподъемности.

Высоту машинного зала назначают минимально возможной из условий применения жестких захватывающих приспособлений, специальной конструкции крана, раздельного транспортирования вала и рабочего колеса, а также ротора и вала генератора зонтичного исполнения, подъема и переноса особо длинных деталей (штанг, валов и т. д.) в горизонтальном положении с кантовкой над кратером агрегата, переноса ротора за спицы и рабочего колеса без конуса-обтекателя и др.

При выборе ширины машинного зала исходят из компоновки основного и вспомогательного оборудования. Необходимо также предусмотреть сквозной проход шириной 1 м до съемных перекрытий на уровне крестовин генераторов. Сквозной проход должен допускать движение в один ряд малых транспортных средств.

При открытом машинном зале предусматривают установку над агрегатами механизмов достаточной грузоподъемности для производства текущих ремонтов без снятия крышек люков над генераторами, надежные уплотнение и утепление крышек, а также меры по укрытию генераторов на время работ козлового крана при открытом люке.

При сравнении вариантов здания ГЭС учитывают условия и стоимость ремонта оборудования.

Монтажная площадка. Размеры монтажной площадки определяют исходя из эксплуатационных условий проведения ремонта и ревизии одного гидроагрегата и одного повышающего трансформатора (если для этого не предусмотрено специальное помещение) с учетом очередности производства работ.

Расчетную нагрузку на перекрытия монтажной площадки находят из общей раскладки монтируемого оборудования.

Для сборки рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин и разъемных колес радиально-осевых гидротурбин, а также для выполнения ремонтных работ в перекрытии монтажной площадки устанавливают монтажные плиты.

Грузоподъемное оборудование машинного зала. Здания ГЭС обслуживают краны легкого режима работы. Грузоподъемность кранов определяется массой наиболее тяжелого монтажного узла агрегата. Как правило, таким узлом является ротор генератора с приспособлением для его подъема. Окончательно грузоподъемность крана выбирают по стандарту на основной ряд номинальных грузоподъемностей подъемно-транспортных машин и механизмов прерывистого действия.

Число и тип основных кранов машинного зала (мостовой, полукозловой и козловой) назначают после технико-экономического сопоставления с учетом архитек-

турного решения в зависимости от компоновки и конструкции зала и габаритов монтажных узлов, условий монтажа и ремонта оборудования. На многоагрегатных ГЭС допускают установку дополнительных вспомогательных кранов грузоподъемностью до 50 т.

Пролет мостового крана должен быть минимальным из условий проноса наиболее крупного монтажного узла. Приближение переносимых деталей к строительным конструкциям и оборудованию по горизонтали принимают не менее 0,3 м. Другие приближения переносимых деталей и самого крана принимают в соответствии с «Правилами устройства и эксплуатации грузоподъемных кранов».

Если в машинном зале используют два одинаковых крана, их устанавливают на наружных фермах зеркально. Вспомогательные тележки и электротельферы располагают на наружных фермах кранов, кабины крановщиков — рядом на внутренних фермах.

Краны подвергают испытаниям с помощью гидродинамометров. Для этого в зоне монтажной площадки закладывают анкерные болты, рассчитанные на вырывающие усилия, равные 1,25 грузоподъемности испытываемого крана. Захватывающие приспособления, в том числе и траверсы, испытывают на ГЭС рабочими грузами.

В целях снижения грузоподъемности кранов на ГЭС с малым числом агрегатов рассматривают возможность сборки роторов гидрогенераторов массой более 200 т в собственных кратерах. При этом ротор генератора должен иметь разъем между спицами и ободом для возможности выема узлов гидротурбины.

Пневматическое хозяйство. Предусматривается для снабжения сжатым воздухом ряда систем (МНУ и др.). Для технических нужд ГЭС (пневматических инструментов и т. п.) при давлении 0,8 МПа производительность компрессоров должна обеспечивать одновременную работу расчетного числа пневмоинструментов, предусмотренных проектом для производства капитального ремонта гидроагрегатов или здания ГЭС.

База складирования и хранения оборудования строительства. При разработке технической документации на сооружение гидроузла предусматривают создание специальной базы складирования и хранения оборудования, поступающего с заводов-изготовителей. Такую базу, состоящую из открытых площадок, навесов, закрытых и отапливаемых складских помещений, располагают неподалеку от строительства. Базу связывают как со зданием ГЭС, так и с общей железнодорожной или автомобильной магистралью. Особо важную роль база складирования и хранения оборудования играет при сооружении многоагрегатных ГЭС, где она представляет собой большое, бесперебойно работающее, налаженное хозяйство. База должна иметь в достаточном количестве грузоподъемные и транспортные средства, необходимые для разгрузки оборудования, перемещения в процессе складирования и хранения, для отгрузки на монтажные площадки и для работ по укрупнительной сборке отдельных узлов. При выборе кранового оборудования принимают во внимание возможную интенсивность поступления оборудования от заводов-изготовителей, допустимое время простоя подвижного состава под разгрузкой и необходимость обеспечить своевременную подачу оборудования на место монтажа. Затраты времени работы одного крана для переработки оборудования и для других работ на базе принимают равными 2 т/ч.

Площадки, навесы и закрытые неотапливаемые помещения используют для работ по переконсервации, а также антикоррозионной защиты монтируемого оборудования. Необходимость выполнения этих работ также учитывают при определении размеров базы. При выборе площади базы исходят из числа агрегатов, установленных сроков монтажа и ввода их в эксплуатацию. Площадь базы должна обеспечивать одновременное хранение оборудования для двух-трех агрегатов при удельной плотности расположения элементов порядка 0,5—0,75 т/м^2. Площадь навесов, холодных и отапливаемых складских помещений принимают равной до 30 % от общей площади базы.

Складские помещения оборудуются стеллажами и обслуживаются мостовыми, козловыми кранами небольшой грузоподъемности, а также другими средствами разгрузки, перемещения и укладки, устройствами малой механизации. На территории базы и складских помещений должны быть предусмотрены электроосвещение, подвод сжатого воздуха и воды. Теплые помещения обогревают калориферами парового отопления или другими отопительными устройствами. Все оборудование складируют и хранят согласно действующим инструкциям.

XII.3. ТАКЕЛАЖНЫЕ И ТРУБОПРОВОДНЫЕ РАБОТЫ, СБОРКА КОЛЬЦЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Такелажные работы. При монтаже мощных гидротурбин, особенно на многоагрегатных ГЭС, работы по подъему, транспортированию и установке на место крупногабаритных тяжелых деталей, в том числе и в процессе укрупнительной сборки, являются одними из самых сложных и трудоемких, в значительной мере определяющих ход и цикл монтажа агрегата в целом.

Закладные части монтируют с помощью различных строительных (в том числе кабельных) кранов, предназначенных для установки арматуры и опалубки, подачи бетонной смеси и т. д. Для укрупнительной сборки используют автомобильные краны малой грузоподъемности на колесном и гусеничном ходу.

Для монтажа рабочих механизмов турбины пригодны в основном только мостовые, козловые или полукозловые краны большой грузоподъемности (до 500 т и выше). Для транспортирования и установки на место наиболее крупногабаритных и тяжелых узлов зачастую используют два крана, спаренных специально предусмотренной для этого траверсой.

Наиболее тяжеловесными узлами при монтаже гидротурбин являются полностью собранное на монтажной площадке рабочее колесо поворотно-лопастного типа и укрупненный блок крышки турбины. Значительной становится также масса блока, укрупненного для опускания в камеру и состоящего из рабочего колеса, соединенного с валом, и крышки турбины.

Для подъема, транспортирования и установки на место крупногабаритных тяжелых деталей и узлов (рабочих колес, валов, укрупненного блока крышки турбины и др.) заводы, изготавливающие турбины и генераторы, а также крановое оборудование, предусматривают специальные приспособления в виде подвесок, траверс, проушин, рымов и т. п. Для более легких деталей и узлов используют стальные тросы соответствующего диаметра.

Ответственными и трудоемкими являются работы по кантовке крупногабаритных и тяжелых деталей и узлов сложной формы (особенно турбин капсульных гидроагрегатов): кольцевых деталей, валов, радиально-осевых и поворотно-лопастных рабочих колес, штанг и др. Кантовку осуществляют двумя кранами или двумя крюками одного крана с опиранием одного конца детали или в воздухе без опирания.

Совместно с турбиной в составе монтажных приспособлений заводы-изготовители поставляют различные противовесы для уравновешивания при заводке на место цапф и лопастей поворотно-лопастных рабочих колес, подвески и рымы для кантовки корпуса рабочего колеса, штока сервомотора, штанг, вала и др.

В процессе монтажа широко используют различного рода лебедки, тали, гидравлические и механические домкраты и т. д.

Состояние кранового и другого подъемного и такелажного оборудования должно находиться под постоянным контролем со стороны руководящего персонала монтажных участков, систематически проверяться с устранением всех обнаруженных неисправностей, о чем вносят соответствующие записи в специальные журналы.

Сборка кольцевых деталей. Гидротурбинное оборудование содержит большое число крупногабаритных и тяжелых пространственных кольцевых деталей, состоящих из секторов, соединяемых между собой при монтаже электросваркой или с помощью фланцев и болтов. К первым относятся облицовка конуса отсасывающей трубы, камера рабочего колеса, статор турбины, спиральная камера, шахта турбины и др., ко вторым — нижнее и верхнее кольца направляющего аппарата, крышка турбины, опора подпятника, корпус направляющего подшипника и т. д. (см. рис. VI.8 и VI.23).

Подготовка секторов, свариваемых в кольцо, заключается в очистке и проверке стыковых кромок, стяжке временными шпильками без уступов, проверке правильности формы и размеров, центрировании в плане и по высоте при установке на место, в процессе и после сварки. Сварку секторов в кольца и последних между собой ведут в такой последовательности, чтобы не вызвать недопустимых деформаций и чрезмерных остаточных напряжений в швах.

Подготовка секторов, соединяемых между собой в кольца с помощью фланцев, заключается в очистке последних, удалении забоин и заусенцев, подготовке необходимых крепежных деталей и инструментов. При установке и затяжке крепежных

деталей контролируют совпадение кромок, плотность прилегания фланцев, степень затяга болтов и шпилек и их фиксирование против самоотвинчивания,

Жесткие кольцевые детали в зависимости от массы переносят и устанавливают на место после укрупнительной сборки на монтажных или других площадках с помощью строительных или основных эксплуатационных кранов. В некоторых случаях укрупнительную сборку секторов в кольца ведут непосредственно на месте установки, как, например, при монтаже направляющих аппаратов турбин Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС в связи с необходимостью пропуска воды в период строительства.

Трубопроводные работы. В процессе монтажа гидротурбинного оборудования выполняют большой объем работ по сборке воздушных, водяных и масляных трубопроводов диаметром до 250 мм и более на различные давления — до 10 МПа. В то время как детали крупных трубопроводов, предназначенные для высокого давления, имеющие перегибы в нескольких плоскостях и др., поставляются гидротурбинными заводами в готовом виде, для трубопроводов небольших диаметров поставляются трубы, фланцы и другие соединительные элементы.

При монтаже трубопроводы прокладывают в соответствии с технической документацией, пригоняя их по месту и приваривая фланцы или сваривая участки между собой.

Особое внимание уделяют монтажу закладных трубопроводов, главным образом защите их от коррозии. В некоторых случаях в зависимости от назначения для изготовления закладных трубопроводов используют трубы из коррозионно-стойкой стали.

Очищенные от грязи и шлака трубы собирают, присоединяют к соответствующим узлам и испытывают вместе с ними или отдельно на заданное давление согласно требованиям проекта, о чем составляют необходимые протоколы. Перед установкой все задвижки, вентили, краны и другую арматуру подвергают гидравлическим испытаниям для подтверждения паспортных данных.

XII.4. МОНТАЖ ЗАКЛАДНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Облицовка конуса отсасывающей трубы. Облицовка конуса (см. рис. VI.27) является узлом, с которого начинается монтаж собственно турбины. Облицовку монтируют на месте и бетонируют бесштрабным способом, т. е. заливают первичным бетоном, что при больших габаритах значительно усложняет центрирование ее на месте установки по осям агрегата и придание ей правильной формы. Для облегчения монтажа на многоагрегатных ГЭС с мощными и крупногабаритными турбинами секторы облицовки собирают и сваривают в пояса вокруг специально изготовленных пространственных шаблонов. Затем пояса транспортируют на место совместно с шаблонами, которые удаляют после бетонирования.

После выверки нижнего пояса по высоте и центрирования его в плане на него опускают остальные пояса и сваривают их между собой, затем полностью собранный узел бетонируют. При сборке поясов их сопрягаемые кромки должны лежать в одной плоскости. Уступы по верхней кромке верхнего и нижней кромке нижнего поясов не мешают сопряжению облицовки с фундаментным кольцом и коленом отсасывающей трубы.

Шаблон представляет собой разборную металлоконструкцию, свариваемую из профильного проката или из круглой железной арматуры.

Центрированию облицовки уделяют особое внимание, так как ее нижняя кромка сопрягается с коленом отсасывающей трубы, верхняя — с жестким фундаментным кольцом турбины.

Высотная отметка верхней кромки или фланца облицовки не должна быть занижена, а диаметр окружности кромки должен быть не меньше предусмотренного проектом. Для установки облицовки на проектной отметке, центрирования, придания правильной формы нижней кромке и фиксирования ее перед бетонированием предусматривают выступающие из бетона 8—12 опор.

Перед тем как сдать смонтированную облицовку, для того чтобы установить вокруг нее строительную арматуру и произвести последующее бетонирование, наружную поверхность ее, если она не защищена предварительно на заводе-изготовителе одним-двумя слоями раствора цемента на основе лака, тщательно очищают от грязи и следов коррозии. Покрытие, обеспечивающее прочное сцепление с бето-

ном и коррозионную стойкость в атмосферных условиях, приготовляют из 65 % (по массе) портландцемента и 35 % лака ХВ-784 (ХСЛ).

Для возможности некоторого смещения верхнего края облицовки при сопряжении с фундаментным кольцом ее верхнюю часть (600—800 мм) оставляют в штрабе шириной 400—500 мм.

При достаточной грузоподъемности строительных кранов облицовку окончательно сваривают на сборочной площадке.

При транспортировании облицовки на место из-за недостаточной жесткости пояса ее стропят минимум за четыре точки при небольшом угле между тросами.

К окончательно отцентрованной и зафиксированной облицовке крепят закладной трубопровод.

Для облегчения монтажных работ на месте установки внутри облицовки создают подмости, надежные и безопасные в работе. Подмости изготовляют инвентарными, легко переносимыми с агрегата на агрегат и быстро устанавливаемыми. Каркас подмостей из круглой железной арматуры подвешивают за верхний край облицовки.

Бетонирование облицовки ведут несколькими блоками по высоте, так как с наращиванием отметки бетона монтируют вышерасположенные арматуру, конструкции и оборудование. Во избежание смещений и деформаций бетон укладывают послойно равномерно по окружности, не допуская задеваний и ударов бадьей по облицовке и связанной с ней арматуре.

На некоторых ГЭС торовую часть колена отсасывающей трубы турбины облицовывают листовой углеродистой сталью, что ускоряет и упрощает строительные работы, но увеличивает расход металла и занимаемые производственные площади на заводах-изготовителях, так как изготовление таких пространственных облицовок требует специальных плазов.

При отказе от облицовки изготовляют, очень точно устанавливают и надежно крепят сложную пространственную опалубку.

Для бетонирования торовой части колена отсасывающей трубы сооружают повторяющие ее форму и размеры специальные несущие конструкции, выполняемые из металлических труб большого диаметра (250 мм), что позволяет демонтировать их за счет опускания стоек, опирающихся на песочные подушки.

Облицовка нижнего конуса спиральной камеры. Облицовку монтируют вокруг арматурного каркаса. В целях уменьшения объема и ускорения работ листы облицовки предварительно собирают и сваривают между собой в укрупненные секции. Для этого на месте монтажа проектируют и изготовляют специальный пространственный шаблон, повторяющий форму и размеры выбранного сектора нижнего конуса.

Сборку листов на шаблоне и снятие с него укрупненной секции осуществляют с помощью автомобильного крана или других подъемных средств. Листы укладывают на шаблоне от середины к краям, при этом верхняя кромка всех листов должна лежать в одной плоскости. Листы прихватывают друг к другу по всей длине и сваривают, начиная от верхней кромки, обратноступенчатым швом.

При сборке и сварке листов, состоящих по высоте из двух частей, сначала заваривают поперечные швы, соединяющие обе части в один лист, после чего листы сваривают между собой в продольном направлении. Все сварные швы на омываемой поверхности шлифуют заподлицо с ней.

Укрупненные секции транспортируют на место установки и монтируют на заранее изготовленном пространственном шаблоне, полностью повторяющем форму и размеры нижнего конуса (рис. XII.2). Шаблон представляет собой набор горизонтально расположенных колец, диаметры которых определяют исходя из отметок их расположения. Кольца изготовляют из круглых стальных стержней диаметром 20 мм, привариваемых к арматурному каркасу нижнего конуса с интервалом 1 м между точками крепления. Стержни выгибают по окружности вручную.

Монтаж облицовки начинают с образующей, лежащей в вертикальной плоскости, проходящей через продольную ось здания ГЭС со стороны наибольшей высоты облицовки, и ведут в обе стороны по окружности в направлении к «зубу» спиральной камеры.

Для установки укрупненных секций на заданной высоте к ним на определенном расстоянии от верхнего края листов приваривают упоры, опираемые на верхнее кольцо пространственного шаблона. К окончательно установленным и сварен-

ным между собой укрупненным секциям приваривают анкерные планки, которые затем сваривают со стержнями арматуры каркаса нижнего конуса.

В соответствии с последовательностью монтажа узлов, расположенных в нижнем конусе, последний бетонируют блоками высотой до 3 м при толщине слоев до 1 м. Одновременно устанавливают на место и раскрепляют опалубку вертикальных и горизонтальных штраб под фундаментные болты и горизонтальные стержни крепления статора турбины на конусе спиральной камеры и опорные плитки под лапы статора. Опалубка, вместо обычно применяемой деревянной, может быть изготовлена из стального листа толщиной 1—2 мм, приварена к арматуре и оставлена в основном бетоне.

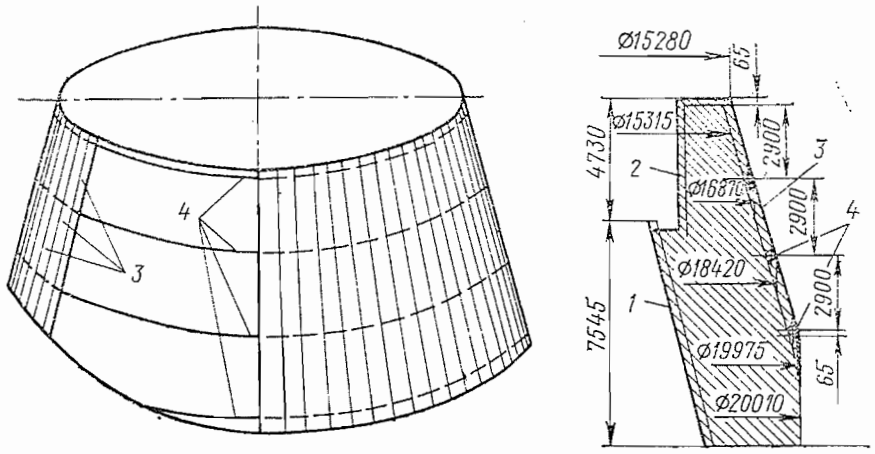


Рис. XII.2. Пространственный шаблон для монтажа крупных секций облицовки нижнего конуса бетонной спиральной камеры таврового сечения поворотно-лопастной гидротурбины с рабочим колесом диаметром 9,5 м:
1 — облицовка конуса отсасывающей трубы; *2* — каркас из строительной арматуры; *3* — облицовка нижнего конуса спиральной камеры; *4* — горизонтальные кольца пространственного шаблона

Для возможности соединения секторов статора по фланцам нижнего пояса на месте установки под стыками секторов в облицовке нижнего конуса вырезают проемы. По обе стороны от стыков устанавливают опалубочные щиты высотой 800 мм для образования радиальных штраб.

До сдачи под бетонирование оформляют формуляры положения и формы деталей и узлов, расположенных в блоке, а также опалубки под все штрабы.

Статор турбины. Монтаж статора (см. рис. VI.31 и VI.32), т. е. транспортирование и установку на место, обычно ведут строительными кранами необходимой грузоподъемности. Монтаж можно осуществлять двумя спаренными кранами с помощью специальной траверсы с вращающимся крюком, что позволяет устанавливать секторы в любом месте фундамента.

Перед монтажом очищают фундамент и все штрабы от остатков опалубки, выступающего бетона, кусков арматуры, проверяют положение штраб и фундаментных плиток в плане и по высоте после бетонирования нижнего конуса спиральной камеры. Для монтажа статора геодезическая служба выдает оси агрегата в плане и высотный репер. До установки статора на место опускают в штрабу фундаментное кольцо, камеру рабочего колеса, листы облицовки прохода к лазу в камере. Конус отсасывающей трубы надежно перекрывают сплошным настилом. Снаружи вокруг нижнего пояса статора к облицовке нижнего конуса спиральной камеры крепят кольцевые подмости, для чего приваривают кронштейны из стержней строительной арматуры. Одновременно изготовляют кронштейны под кольцевую площадку внутри верхнего пояса статора, которые подвешивают на шпильках в верхнем поясе статора. Площадкой внутри нижнего пояса статора является опорное кольцо, по внутренней кромке которого устанавливают ограждение.

При опускании на место первый сектор статора предварительно центрируют по осям агрегата, устанавливают на заданном расстоянии от центра (отвеса в месте пересечения осей) так, чтобы фланец верхнего пояса лежал в горизонтальной плоскости и находился на проектной отметке. После фиксирования на фундаменте положения первого сектора устанавливают на место остальные секторы. Состыкованный статор центрируют по осям фундамента, для незначительных перемещений

его в плане используют ручные или гидравлические домкраты, упираемые в фундамент.

Для выведения статора на проектную отметку нивелир располагают на стойке, закрепленной посередине мостика, опирающегося на фундаментное (опорное) кольцо и не связанного со статором. Геодезист находится на мостике, подвешенном на верхнем поясе статора. Через отверстие посередине этого мостика пропущена стойка с нивелиром. Таким образом, геодезист и нивелир находятся на разных мостиках, не связанных друг с другом. Окончательную подбивку регулировочных клиньев и затяжку фундаментных болтов осуществляют одновременно с проверкой горизонтальности и высотного положения верхнего фланца в точках над местами опирания статора на фундамент. Фундаментные болты при затяжке должны занимать вертикальное положение, так как при их наклоне крепление статора ненадежно. В солнечные дни проверку высотного положения статора нивелированием выполняют рано утром или в конце дня, когда статор остынет и примет температуру окружающего воздуха.

По окончании монтажа статора пригоняют по месту листы, сопрягающие его с облицовкой нижнего конуса, и бетонируют блок нижнего пояса, включая вертикальные и горизонтальные штрабы под фундаментные болты, что позволяет раньше приступить к работам по сооружению перекрытия спиральной камеры, включая монтаж облицовки верхнего конуса и шахты турбины.

Если к началу монтажа статора введен в работу основной эксплуатационный кран и обеспечен выход его на монтируемый агрегат, секторы статора стыкуют в кольцо на сборочной площадке и транспортируют его к месту установки, что сокращает время монтажа и устраняет необходимость в штрабах для затяжки стыковых болтов нижнего пояса.

Монтаж статоров без механической обработки. В последнее время статоры большинства турбин изготовляют со сваркой стыков между секторами при монтаже. Секторы статора устанавливают на заранее подготовленном фундаменте, составляют в кольцо и прихватывают по стыкам. Проверяют форму и размеры статора, после чего стыки заваривают одновременно по верхнему и нижнему поясам обратноступенчатым швом в направлении от центра наружу с минимальным нагревом во избежание чрезмерных деформаций.

При монтаже статора выходные кромки всех колонн должны располагаться на одной окружности, которая наряду с риской посередине высоты колонн, а также с рисками осей на верхнем поясе служит базой для установки статора по высоте и в плане.

Крепление статора на фундаменте выполняют различными способами: фундаментными или анкерными болтами, приваркой к анкерным плитам и др.

В связи с переходом на монтаж статоров без механической обработки предусмотрены другие способы для опирания и крепления на нем верхнего кольца направляющего аппарата или крышки турбины. На верхнем поясе устанавливают и с помощью двух вертикальных кольцевых обечаек приваривают переходный фланец с ввернутыми в него шпильками. Для установки и приварки такого фланца на заданной отметке в соответствии с осями агрегата собирают направляющий аппарат (нижнее кольцо, направляющие лопатки, верхнее кольцо или крышку турбины и подшипники верхних цапф), проверяют легкость поворота лопаток и наличие заданного проектом суммарного торцового зазора между лопатками и верхним кольцом или крышкой турбины. При правильном выполнении сварочных работ деформация фланца незначительна, что требует небольшой подгонки ручными шлифовальными пневматическими машинками с контролем по линейке или поверочной плите.

На крупной серии поворотно-лопастных гидротурбин с диаметром рабочего колеса 10 м установка и крепление верхнего кольца направляющего аппарата осуществлялись с помощью шпилек, привариваемых при монтаже к верхнему поясу статора. Для определения мест приварки шпилек к верхнему поясу собирали направляющий аппарат (нижнее кольцо, направляющие лопатки, верхнее кольцо, подшипники верхних цапф лопаток) и проверяли легкость поворота лопаток. После приварки шпилек необходимое положение верхнего кольца по высоте достигают с помощью втулок с нарезанной на их наружной поверхности резьбой. Вворачивая или выворачивая втулки из резьбовых отверстий во фланце верхнего кольца, последнее приподнимают или опускают. Зазор между верхним кольцом и верхним поясом статора уплотняют специально предусмотренным кольцом из вертикально расположенной полосы листовой резины. Весь разъем заливают эпоксидной смолой, которая одновременно препятствует смещению верхнего кольца относительно статора.

При монтаже статор устанавливают и крепят на фундаменте башмаками на нижних концах колонн. Листы облицовки верхней части нижнего конуса спиральной камеры пригоняют по месту и приваривают по периферии к колоннам, опорному кольцу и между собой.

Облицовка, сопрягающая нижний пояс статора с облицовкой нижнего конуса спиральной камеры. Для облегчения и ускорения монтажа сопрягаемых листов вокруг нижнего пояса статора приваривают стержень арматуры диаметром 12—16 мм, на который опирают верхнюю кромку листов. До установки на место сопрягающих листов к ним с внутренней стороны приваривают анкерные планки.

Первый лист устанавливают со стороны, противоположной зубу спиральной камеры, обрезают по длине и пригоняют по месту к статору и облицовке нижнего

конуса и приваривают к ним. Затем с обеих сторон устанавливают остальные листы, обрезают и пригоняют по месту к статору и облицовке нижнего конуса и к соседнему листу и т. д. Одновременно с этим или после установки на место всех листов заваривают обратноступенчатым швом все вертикальные стыки между листами в обе стороны от первого листа. После этого по обе стороны, начиная от первого листа, кольцо из сопрягающих листов приваривают к статору и к облицовке нижнего пояса.

Камера рабочего колеса. Монтаж камеры рабочего колеса (см. рис. VI.33) средних размеров (диаметром до 5 м) с механически обработанной внутренней омываемой поверхностью и фланцевым соединением частей заключается в сборке секторов в кольца и соединении последних между собой, установке камеры на проектной отметке и центрировании ее в плане по продольной и поперечной осям агрегата, придании камере правильной формы, надежном креплении узла в штрабе.

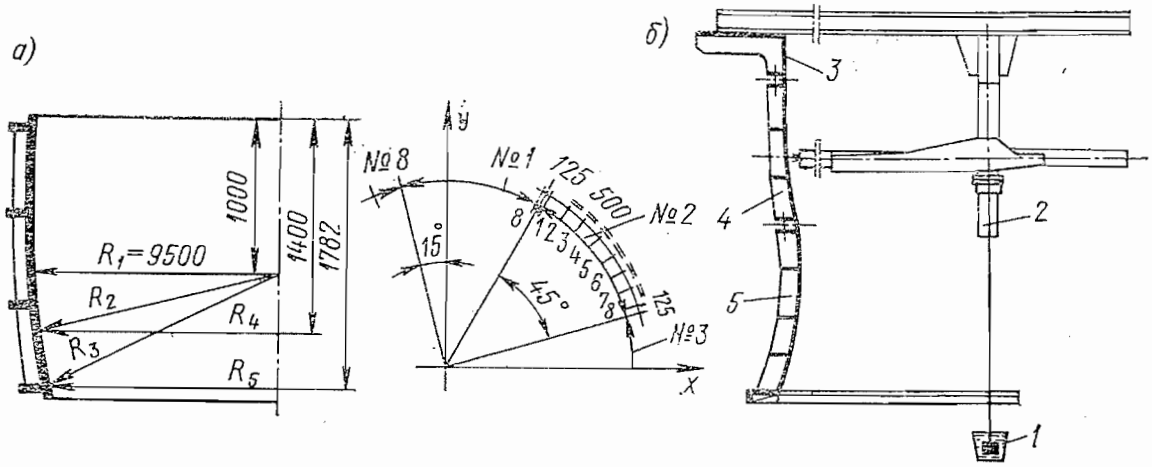


Рис. XII.3. Измерение диаметров камеры рабочего колеса: *а* **— точки замеров (№** *1, 2, 3, ..., 8* **— секторы;** *1—8* **— места замеров по дуге сектора);** *б* **— приспособление для замеров диаметров камеры**

Размеры такой камеры определены обработкой на заводе и в процессе монтажа не могут быть изменены.

Для удобства транспортирования и установки на место на внешних площадках, обслуживаемых кранами, секторы фундаментного кольца и камеры предварительно соединяют в кольца. После установки на место фундаментного кольца и камеры рабочего колеса опускают опорное кольцо, собранное на болтах из восьми секторов. Фундаментное кольцо, камеру и опорное кольцо опускают на место до бетонирования нижнего конуса спиральной камеры. Благодаря этому упрощается конструкция вертикальной опалубки под штрабу для камеры рабочего колеса и работы по ее установке становятся безопасными. Фундаментное кольцо, камера и опорное кольцо могут быть установлены на место отдельными секторами и соединены в кольца в штрабе, однако это менее удобно и более трудоемко.

До или после заливки бетоном нижнего пояса статора к его фланцу крепят опорное кольцо, предварительно отцентрированное по осям статора в плане. При центрировании опорного кольца особое внимание уделяют обеспечению правильной формы его внутренней обработанной цилиндрической поверхности и ее соосности с вертикальной осью статора. Одновременно на опорном кольце проверяют правильность окружности расположения отверстий под болты крепления нижнего кольца направляющего аппарата.

На плоскость опорного кольца устанавливают приспособление для замера диаметров камеры (рис. XII.3). Его центрируют таким образом, чтобы отвес *1* (рис. XII.3, *б*), проходящий через ось трубы *2* приспособления, совпадал с вертикальной осью статора. С помощью контрольной мерительной рулетки (от отвеса в трубе) измеряют радиус цилиндрической поверхности опорного кольца *3* и определяют абсолютное значение ее диаметра.

Камеру рабочего колеса *4* с фундаментным кольцом *5* с помощью домкратов прижимают к опорному кольцу *3* снизу. Один из секторов камеры устанавливают так, чтобы расстояния от его поверхности до вертикальной оси агрегата соответствовали заданным, что достигают с помощью специально предусмотренных талрепов,

привариваемых одним концом к выступающим из основного бетона стержням арматуры, вторым — к ребрам камеры.

Верхнюю кромку сектора прихватывают к опорному кольцу. Затем к первому сектору притягивают соседний и таким же образом, как и первый, устанавливают в правильное (проектное) положение. Второй сектор до окончательного фиксирования приваривают к первому с заполнением всей выборки под шов и прихватывают к опорному кольцу. В такой же последовательности монтируют, приваривают и прихватывают к опорному кольцу все остальные секторы. Последний, замыкающий сектор пригоняют по месту обрезкой вертикальной кромки, имеющей необходимый припуск. Каждый сектор крепят в штрабе окончательно только после прихватки к опорному кольцу и контроля положения и размеров с помощью специального приспособления. После замыкания всех секторов в кольцо и крепления их в штрабе камеру окончательно приваривают к опорному кольцу. Операции по монтажу и сварке секторов фундаментного кольца ничем не отличаются от аналогичных операций для камеры. В процессе монтажа ведут непрерывный контроль формы и размеров отдельных секторов, а также фундаментного кольца в целом.

Конструкция приспособления позволяет тщательно проверить всю поверхность камеры и очертить на ней не допустимые по величине местные выступы. В отдельных местах, где радиус не гарантирует получение заданного зазора, выступающие места шлифуют на глубину, позволяющую затем наплавить (восстановить) защитный коррозионно-стойкий слой первоначальной толщины.

Монтаж штампосварных камер рабочих колес, несмотря на сравнительно большие трудоемкость и объем электросварочных работ, не определяет общий срок монтажа агрегата, так как его выполняют одновременно со строительными работами по сооружению фундамента здания ГЭС.

После окончания всех сборочных и сварочных работ по монтажу камеры, тщательного обмера ее и оформления соответствующего формуляра и акта о готовности узел фундаментных частей передают строительной организации для бетонирования. Заливке камеры бетоном предшествует тщательная очистка ее наружной поверхности, включая все ребра жесткости и элементы крепления, а также всей штрабы в целом. Для бетонирования на опорное кольцо опускают площадку в виде усеченной шести- или восьмигранной пирамиды.

После укладки вокруг окончательно смонтированной и раскрепленной камеры штрабного бетона с помощью приспособления повторно проверяют форму и размеры камеры и составляют подробный формуляр.

До сих пор при монтаже гидротурбин на многих ГЭС во избежание смещения и деформации камеры бетонирование ее ведут кольцевыми слоями небольшой толщины. Между тем целесообразнее бетонировать камеру, начиная с какого-либо места, сразу на всю высоту с растяжкой бетона вибраторами в обе стороны. Такой технологический процесс обеспечивает тщательную проработку свежей бетонной смеси, хорошее прилегание бетона к чистым металлическим поверхностям камеры и деталей ее крепления. При тщательном бетонировании отпадает необходимость в последующей цементации.

В последнее время при монтаже закладных частей некоторых крупных поворотно-лопастных гидротурбин изменен порядок сборки узла камеры рабочего колеса. В первую очередь окончательно устанавливают фундаментное кольцо, которое сопрягающим поясом соединяют с облицовкой конуса отсасывающей трубы. Фундаментное кольцо заранее устанавливают выше проектного положения — с учетом предполагаемой усадки сварных швов крепления сопрягающего пояса. На фундаментном кольце собирают камеру, сваривают секторы между собой в кольцо, после чего камеру окончательно приваривают к фундаментному кольцу. Заданное проектное положение торца верхнего пояса камеры получают шлифованием или наплавкой специально предусмотренного на верхнем поясе камеры буртика. Толщина буртика около 10 мм получается при механической обработке обтекаемой поверхности верхнего пояса камеры, служащей базой для центрирования ее в процессе монтажа.

При установке на место фундаментного кольца за базу принимают положение ранее установленного и забетонированного совместно с башмаками колонн статора опорного кольца. Это кольцо центрировалось по струнам, натянутым по выданным геодезической службой строительства продольной и поперечной осям агрегата, по которым до этого центрировали облицовку нижнего конуса отсасывающей трубы.

Металлическая спиральная камера. Сборку металлических спиральных камер (см. рис. VI. 29 и VI.30) при монтаже ведут вокруг собранных и сваренных статоров, отцентрированных по осям агрегата, установленных и окончательно закрепленных на фундаменте здания ГЭС. Сборку начинают от выходного сечения и примыкающего к нему «зуба» и ведут в обе стороны от этого места. При установке на место нижней части составных звеньев или всего звена целиком их опирают на специально предусмотренные подставки, передающие нагрузку на фундамент.

Сборка заключается в установке звеньев на проектную отметку, притяжке их друг к другу и к статору с допустимыми уступами и зазорами. В процессе сборки пригнанные кромки сопрягаемых звеньев, а также звеньев и статора временно соединяют угольниками и болтами.

Звенья сваривают между собой и со статором в различной последовательности, однако во всех случаях сначала окончательно заваривают горизонтальные стыки обечаек, образующих целое звено. Затем звенья сваривают друг с другом, начиная от соединения первого звена с «зубом» и передвигаясь в обе стороны от этого места до полного замыкания звеньев в кольцо. При заварке всех стыков между звеньями спиральная камера должна обжать статор.

Следующий этап — приварка спиральной камеры к статору. Спиральную камеру можно приваривать к статору в нескольких диаметрально противоположных местах одновременно по верхнему и нижнему поясам.

Спираль может быть приварена к статору и способом, несколько отличающимся от изложенного: последний шов между звеньями заваривают после приварки всей спиральной камеры к статору. В этом случае приварку звеньев к статору ведут в обе стороны от «зуба» одновременно по верхнему и нижнему поясам. Эти швы постепенно стягивают спиральную камеру вокруг статора и замыкают стык. Швы крепления спирали к статору получаются менее нагруженными остаточными напряжениями, так как привариваемая к статору спиральная камера в процессе сварки обладает некоторой подвижностью.

Возможен и другой порядок сварки звеньев между собой и со статором. Среднее звено спирали приваривают к статору, по обе стороны к нему приваривают соседние звенья, которые затем, в свою очередь, приваривают к статору, и так до замыкания в кольцо. И в этом случае последними заваривают швы, связывающие каждое звено спиральной камеры со статором.

Последовательность сварки звеньев спиральной камеры и приварки ее к статору определяют общим состоянием строительных и монтажных работ.

При монтаже спиральных камер и приварке их к статору качество всех сварных швов тщательно контролируют гаммаграфированием.

Верхнюю часть сварных металлических спиральных камер, рассчитанных на полную нагрузку от напора воды, во избежание передачи нагрузки на окружающий бетон и предупреждения его деформации покрывают специальной многослойной упругой прокладкой. К полностью смонтированной спиральной камере приваривают стержни из проволоки диаметром 3—4 мм. Поверхность спирали окрашивают битумом или кузбасским лаком, укладывают слой минеральной ваты и сверху полиэтиленовую пленку и стеклоткань. Упругий слой покрывают металлической сеткой с ячейкой 10 × 10 мм, привязываемой к ранее приваренным проволочным стержням. Металлическая сетка предохраняет полиэтиленовую пленку и стеклоткань от повреждений, благодаря чему слой минеральной ваты не теряет своих упругих свойств при бетонировании.

При монтаже так называемых смешанных или сталежелезобетонных спиральных камер особое внимание уделяют армированию и бетонированию блока.

При сопряжении смонтированной и приваренной к статору спиральной камеры с напорным трубопроводом предусматривают меры, предупреждающие возможность смещения статора вследствие усадки сварных швов и по другим причинам.

Учитывая сложность и трудоемкость работ по организации и проведению гидравлических испытаний полностью смонтированных сварных металлических спиральных камер, а также многолетний опыт их эксплуатации без предварительных гидравлических испытаний, можно считать их необязательными.

Не обязательно также при бетонировании металлических спиральных камер предварительное заполнение их водой при частичном или полном напоре. Выполнение этих требований особенно сложно на ГЭС, расположенных в северных районах.

Облицовка шахты турбины. При монтаже на верхнем фланце статора размечают проектное положение всех секторов шахты турбины относительно осей агрегата. Сначала на место устанавливают первый сектор, центрируют в плане и прихватывают к статору. Затем по обе стороны от первого устанавливают соседние секторы, соединяют с первым с помощью монтажных шпилек или болтов, приводят в вертикальное положение и приваривают к первому, и так до замыкания в кольцо. После этого низ облицовки приваривают к статору.

В облицовке вырезают проемы и приваривают ниши различного назначения. Для доступа в шахту турбины предусматривают радиально расположенный проход. Заранее на свободном месте собирают и сваривают листы облицовки прохода, которые пригоняют по месту к облицовке шахты турбины и приваривают к ней. Для установки облицовки прохода сваривают специальную опорную конструкцию.

Вертикальные стыки секторов облицовки шахты турбины сваривают обратноступенчатым швом в общем направлении сверху вниз. Собранную в цилиндр облицовку приваривают к статору одновременно несколько сварщиков, перемещающихся в одном направлении по окружности.

XII.5. МОНТАЖ РАБОЧИХ МЕХАНИЗМОВ ГИДРОТУРБИНЫ

Направляющий аппарат

Перед монтажом направляющего аппарата (см. рис. VI.8) выполняют подготовительные работы на базе складирования и хранения оборудования строительства или на сборочной или монтажной площадке здания ГЭС: очистку всех деталей и узлов, проверку сопрягаемых плоскостей разъемов, фланцевых соединений и крепежных деталей, подбор необходимых инструментов, материалов и т. п.

При наличии кранового оборудования и транспортных средств достаточной грузоподъемности часть работ по укрупнительной сборке может быть выполнена непосредственно на базе складирования и хранения: окончательное соединение секторов нижнего и верхнего колец в четвертинки, половин опоры подпятника и др.

У турбин, втулки нижнего кольца которых смазывают солидолом, проверяют герметичность маслоподводящих устройств в направляющих лопатках под давлением масла 2,5 МПа. Масло подается насосной установкой с ручным приводом. При падении давления крепление трубки внутри лопатки должно быть исправлено и испытания на герметичность повторены.

До начала монтажа направляющего аппарата необходимо тщательно очистить сопрягаемые с ним детали и узлы: опорное (фундаментное) кольцо, статор, облицовку шахты турбины и др.

Внутри опорного кольца на поворотно-лопастных турбинах создают кольцевые подмости или сплошную площадку. Кронштейны под подмости крепят на опорном кольце в местах, предназначенных для крепления консолей под подвеску рабочего колеса в камере.

Проверяют горизонтальность плоскости опорного кольца. В случае его деформации опорную поверхность наплавляют, шлифуют и проверяют нивелированием, точным уровнем и линейкой. Очищают и проверяют резьбу в отверстиях опорного кольца. С кольцевого мостика, находящегося внутри верхнего пояса статора, проверяют резьбу в отверстиях и заворачивают шпильки крепления верхнего кольца или крышки турбины на статоре.

При монтаже направляющего аппарата должна соблюдаться следующая последовательность операций: установка на место и центрирование нижнего кольца, опускание на место лопаток, установка и центрирование верхнего кольца, опускание на место укрупненного блока крышки турбины, установка верхних подшипников цапф направляющих лопаток, соединение регулирующего кольца с лопатками и регулирование направляющего аппарата.

Нижнее кольцо опускают на место полностью собранным с окончательно стянутыми стыками секторов после очистки опорной (нижней) плоскости, запиловки и удаления забоин и заусенцев. С помощью специально изготовленного шаблона проверяют вертикальность цилиндрической поверхности всех втулок под нижние цапфы лопаток. Шаблон сваривают из трубы и фланца. Наружную поверхность трубы обрабатывают по диаметру нижней цапфы лопатки, а верхнюю плоскость фланца — перпендикулярно к цилиндрической поверхности. Вертикальность внут-

ренней цилиндрической поверхности втулки в нижнем кольце направляющего аппарата определяют установкой точного уровня на фланец вставленного во втулку шаблона. Если втулка не вертикальна, ее подшабривают до тех пор, пока фланец шаблона не займет горизонтальное положение.

Для определения правильного положения верхнего и нижнего колец, при котором направляющие лопатки легко поворачиваются, сначала под углом 90° (по главным осям агрегата) устанавливают четыре пары смежных лопаток без манжет на нижних цапфах. Нижнее кольцо крепят на опорном кольце частью болтов, отверстия под которые не закрыты лопатками. Устанавливаемое на место верхнее кольцо предварительно центрируют по осям статора. До опускания тщательно очищают плоскости опорных фланцев статора и верхнего кольца, торцовую плоскость верхнего кольца, сопрягаемую с лопатками, плоскости фланцев и расточки под верхние подшипники. В отверстия в верхнем кольце, прошитые лопатками, опускают восемь подшипников (без манжет уплотнения средних цапф и резинового шнура, уплотняющего подшипник снаружи). Верхнее кольцо притягивают частью шпилек к статору. На специальном приспособлении вывешивают каждую из восьми лопаток и вручную проверяют легкость ее поворота: один человек должен легко поворачивать лопатку рукой за перо. Одновременно проверяют вертикальность и плотность прилегания смежных лопаток, параллельность верхних торцов пера и торцовой плоскости верхнего кольца. Фиксируют положение нижнего и верхнего колец, верхнее кольцо поднимают, относят в сторону, устанавливают на место все остальные лопатки.

Вновь установленное на место верхнее кольцо плотно притягивают к статору, устанавливают все подшипники и проверяют легкость поворота каждой из лопаток на приспособлении. Одновременно проверяют суммарные торцовые зазоры между лопатками, опущенными на нижнее кольцо, и нижней плоскостью верхнего кольца и соответствие их проектной документации. В случае необходимости верхнее кольцо смещают и поворачивают до достижения требуемой легкости поворота всех лопаток. Если верхнее кольцо не может быть больше смещено или повернуто из-за упора в шпильки на верхнем фланце статора, навстречу ему смещают нижнее кольцо. Если хотя бы одна из вывешенных на приспособлении лопаток не может быть повернута за перо одной рукой человека, необходимо определить и устранить причины этого. Чаще всего причиной являются несоосность втулок в нижнем и верхнем кольцах и малые зазоры между цапфами и опорными втулками, но иногда это может быть изгиб лопатки или несоосность цапф в результате их неправильной обработки.

Нижнее и верхнее кольца считают окончательно отцентрированными, если все лопатки легко поворачиваются в подшипниках, а их сопрягаемые кромки плотно прилегают (отсутствуют клиновые зазоры).

Если замеренный суммарный торцовый зазор меньше проектного (с учетом прогиба верхнего кольца под действием массы ротора агрегата и осевого усилия от давления воды на лопасти рабочего колеса), при окончательной установке на место между фланцами статора и верхнего кольца укладывают металлическую листовую прокладку. Если этот зазор слишком велик, устанавливают листовую металлическую прокладку между сопрягаемыми плоскостями опорного кольца и нижнего кольца направляющего аппарата.

По окончании центрирования нижнего и верхнего колец последнее поднимают и относят в сторону, поочередно поднимают все лопатки и нижнее кольцо окончательно крепят к опорному. Положение нижнего кольца фиксируют установкой штифтов или клиньев в зазоре между ним и расточкой в нижнем поясе. Все лопатки поочередно устанавливают на место с надетыми на нижние цапфы манжетами и распорными кольцами. Верхнее кольцо окончательно устанавливают на верхнем поясе статора, штифтуют и крепят с затяжкой гаек на всех шпильках.

Вокруг цапф всех лопаток устанавливают подшипники с манжетами уплотнения средних цапф и резиновыми шнурами уплотнения корпусов подшипников в расточках верхнего кольца, после чего подшипники крепят к верхнему кольцу.

Работы по монтажу направляющего аппарата продолжают после опускания и подвешивания рабочего колеса в камере и соединения с ним вала агрегата. На сборочной или монтажной площадке собирают укрупненный блок крышки турбины. Собирают в кольца секторы крышки турбины, корпуса направляющего подшипника (конус крышки), регулирующего кольца и опоры подпятника и окончательно затягивают крепежные детали на стыках. Крышку турбины опускают на корпус

подшипника и гайки на шпильках, завернутых в корпус, окончательно затягивают. На крышке турбины устанавливают регулирующее кольцо с присоединенными к нему серьгами, сервомоторы направляющего аппарата. При достаточном выносе крюка крана на крышке крепят опору подпятника. Опущенный на место укрупненный блок центрируют по осям и расстоянию между валом и внутренней расточкой в крышке и крепят на фланце верхнего кольца. На верхние цапфы направляющих лопаток насаживают рычаги, на них — накладки и тарелки, а лопатки вывешивают с помощью болтов, заворачиваемых в их торцы. Одновременно забивают клиновые цилиндрические шпонки из двух частей, фиксирующие положение рычагов на лопатках. Рычаги и накладки могут быть установлены и до опускания крышки турбины, но соединять их срезными пальцами нельзя, так как накладки помешают установке крышки.

При вывешивании каждой лопатки суммарный торцовый зазор разбивают таким образом, чтобы верхний зазор составил только 25—30 % от общего: при прогибе верхнего кольца и уменьшении за счет этого суммарного зазора размер верхнего зазора не изменяется, так как лопатки опускаются совместно с верхним кольцом.

Проверяют взаимное прилегание лопаток по вертикальным кромкам и в случае необходимости устраняют клиновые зазоры.

В канавки в лопатках и торцовых плоскостях нижнего и верхнего колец с помощью специальной пневматической машинки, сконструированной и изготовленной на ЛМЗ, вставляют профилированные резиновые шнуры. Лопатки ставят в закрытое положение и накладки соединяют с серьгами. Для облегчения и ускорения операции по установке лопаток в закрытое положение их обтягивают тросом, натягиваемым талями, привязанными за колонны статора. При закрытом положении направляющего аппарата поршни прямоосных сервомоторов, соединенные с регулирующим кольцом, должны упираться в крышки цилиндров, а эксцентричные втулки камня в штоке находиться в крайнем положении.

Для создания натяга при закрытом направляющем аппарате поворотом эксцентричной втулки поршни сервомоторов отводят от упоров на максимально возможное расстояние. В полости сервомоторов на закрытие подают масло под давлением, указанным в проекте, и замеряют ход поршней. Затем давление масла снимают, поворотом эксцентричных втулок поршни устанавливают на определенном таким образом расстоянии от упоров и вновь проверяют упирание поршней под действием того же давления. После этого положение эксцентричных втулок фиксируют установкой цилиндрического штифта между втулкой и камнем.

После регулирования направляющего аппарата проверяют качество конструкции, изготовления и монтажа по значению перестановочных усилий, необходимых для полного хода поршней сервомоторов на закрытие и открытие. Перестановочные усилия определяют по перепаду давлений масла в полостях сервомоторов при перемещениях направляющего аппарата. Перепад не должен превышать 0,2—0,3 МПа. При большем перепаде необходимо установить и устранить причины этого.

При монтаже и регулировании направляющего аппарата оформляют формуляры, фиксирующие следующие величины: торцовые зазоры — верхние и нижние по пятке и носку каждой лопатки; зазоры между лопатками — по вертикали в нескольких местах по высоте; максимальные расстояния в свету между лопатками в открытом положении, а также расстояния в свету между четырьмя парами лопаток, установленных по осям агрегата, при различных положениях направляющего аппарата. Последние замеры производят при перемещениях на открытие и закрытие. По полученным данным строят кривую $a_0 = f(S)$, где a_0 — расстояние в свету; S — ход поршня сервомотора. Расстояния в свету между лопатками при перемещении на открытие и закрытие должны незначительно отличаться друг от друга и приближаться к осредненному значению.

Рабочее колесо поворотно-лопастной турбины

Предприятия, изготовляющие гидротурбины, отгружают на строительство рабочие колеса (см. рис. V.10, V.11) после их статической балансировки, контрольной сборки и гидравлических испытаний. При больших габаритах и массе рабочие колеса поставляют разобранными.

На ГЭС сборку рабочих колес выполняют на монтажных площадках основными эксплуатационными кранами. В большинстве случаев сборку рабочих колес производят в рабочем положении, без кантовки.

Сборке рабочих колес предшествуют доставка на монтажную площадку с базы складирования и хранения всех деталей, распаковка их, проверка комплектности, очистка от консервации, тщательный контроль состояния, в том числе крепежных деталей. Одновременно на монтажную площадку подают, распаковывают и очищают от консервации все необходимые приспособления, специальные инструменты и материалы.

На монтажной площадке рабочие колеса полностью собирают, подвергают гидравлическим испытаниям и только после этого транспортируют, опускают и подвешивают в камере монтируемой турбины.

В процессе сборки проверяют действие механизма разворота лопастей, размер хода поршня сервомотора, а также угол установки лопастей в его крайних положениях.

Совместно с первой турбиной поставляют комплект приспособлений (состав перечислен в последовательности использования при монтаже): сборочные плиты, тумбы и приспособление для сборки механизма разворота лопастей; приспособления для транспортирования корпуса рабочего колеса, установки стаканов и соединения их с серьгами, заводки цапф, транспортирования и опускания поршня в цилиндр сервомотора, транспортирования и опускания собранного рабочего колеса в камеру, заводки лопастей, контроля усилий затяга крупных болтов, транспортирования днища и крышки, сборки уплотнений фланцев лопастей, а также гайковерты, крупные ключи, специальные инструменты.

Кроме того, завод поставляет комплект приспособлений, необходимых для гидравлических испытаний полностью собранного рабочего колеса на герметичность: специальную маслонасосную установку со шлангами, соединяющими ее с полостями сервомотора и корпуса; заглушки отверстий в крышке рабочего колеса и штоке сервомотора; вентили и др.

Для сборки рабочих колес на монтажной площадке устанавливают и заливают бетоном сборочные плиты, входящие в состав монтажных приспособлений.

В процессе сборки рабочего колеса на монтажной площадке рекомендуется с помощью изготовляемых на месте простейших приспособлений определить его радиусы и диаметры при крайних положениях лопастей, отжатых клиньями от корпуса, что необходимо для предварительной оценки ожидаемых размеров зазоров между лопастями и камерой рабочего колеса.

Рабочее колесо с бескрестовинным механизмом разворота лопастей. К плитам крепят тумбы, на которых устанавливают и крепят приспособление для сборки деталей механизма разворота лопастей.

Установленные на приспособлении рычаги в сборе с серьгами с помощью специально предусмотренных болтов и шпилек фиксируют в плане и по высоте в положении, которое позволяет опустить на приспособление корпус рабочего колеса (рис. XII.4, *а—в*).

В бронзовые втулки в горизонтальной перемычке корпуса с помощью приспособления опускают стаканы и пальцами соединяют их с серьгами (рис. XII.4, *г*).

В отверстия в рычагах устанавливают по две цилиндрические шпонки для передачи крутящего момента в соединении рычаг — цапфа. Цапфы лопастей поочередно соединяют с противовесом, подвешенным на крюке крана, и заводят их в окна корпуса и отверстия в рычагах с насадкой на шпонки (рис. XII.4, *д*).

На установленные на днище цилиндра сервомотора подставки опускают поршень. На хвостовики стаканов наворачивают гайки, все стаканы притягивают к поршню и проверяют его центрирование по зазорам в цилиндре в верхнем положении (рис. XII. *е*).

Рабочее колесо снимают краном с тумб с помощью специальной траверсы и относят в сторону. Под действием массы, как собственной, так и деталей механизма разворота лопастей, поршень сервомотора перемещается в цилиндре в нижнее положение, которое соответствует полному раскрытию лопастей; при этом проверяют центрирование поршня в цилиндре в нижнем положении.

Освободившееся приспособление для сборки механизма разворота лопастей снимают с тумб и на них устанавливают днище рабочего колеса. Рабочее колесо опускают на днище, которое крепят к корпусу болтами, расположенными между тумбами (рис. XII.4, *ж*).

Поршень краном смещают в верхнее положение, под него устанавливают нарезанные из труб опоры и с помощью специального пневмогидравлического ключа

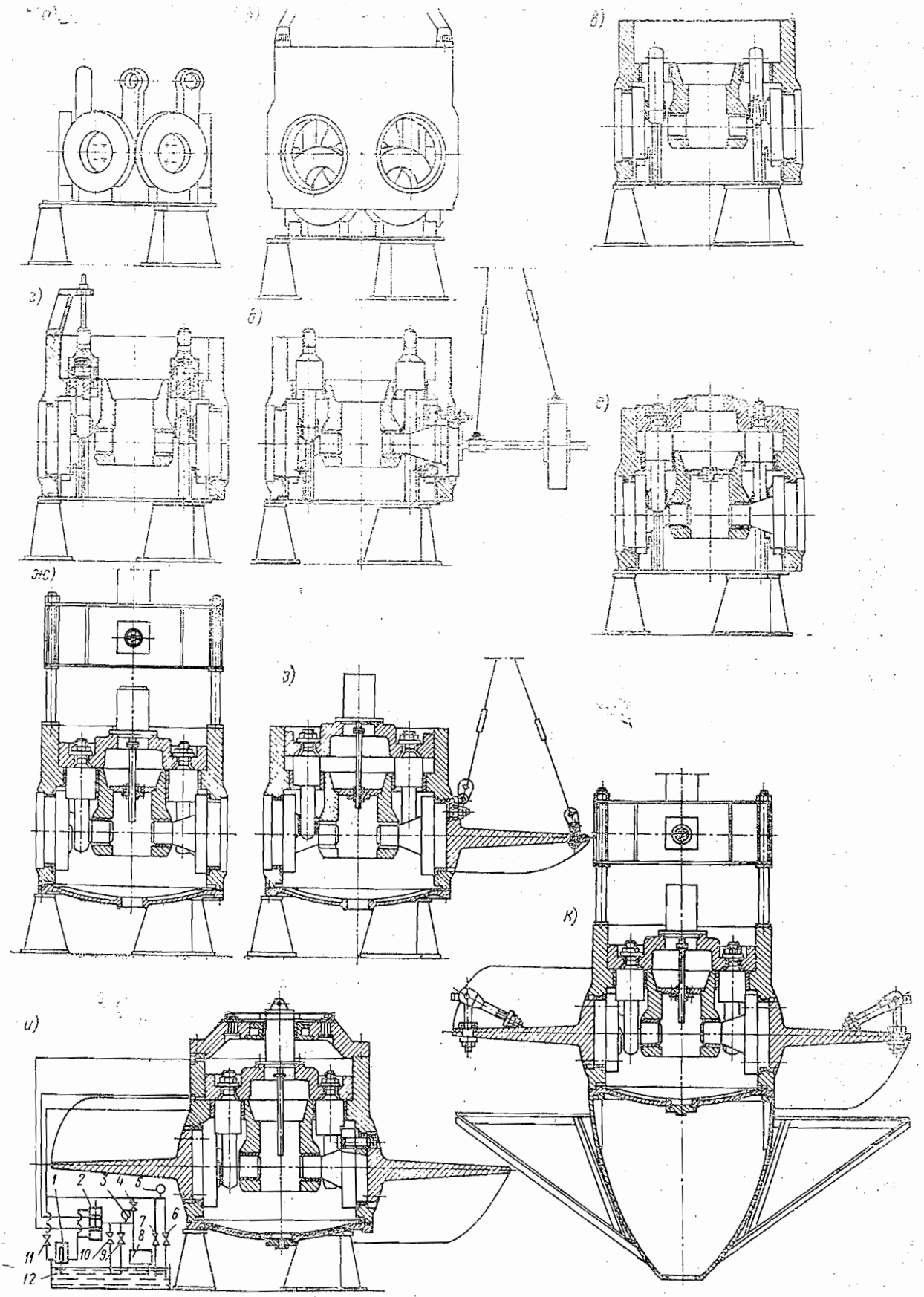


Рис. XII.4. Последовательность технологических операций по сборке поворотно-лопастного рабочего колеса: *а* — установка рычагов в сборе с серьгами на приспособление для сборки колеса; *б*, *в* — опускание корпуса колеса на приспособление с установленными на нем рычагами и серьгами; *г* — установка стаканов и соединение их с серьгами; *д* — заводка цапф лопастей; *е* — опускание поршня сервомотора и соединение его со стаканами; *ж* — установка днища и соединение его с корпусом; *з* — заводка лопасти и соединение ее с рычагом; *и* — гидравлические испытания полностью собранного на монтажной площадке рабочего колеса (*1* — бачок для определения объема протечек масла; *2* — распределительный золотник с ручным управлением; *3*, *5* — манометры; *4*, *6*, *7*, *9*, *10*, *11* — вентили; *8* — блок насоса с электроприводом; *12* — масляный бак); *к* — соединение с конусом-обтекателем и транспортирование полностью собранного и испытанного рабочего колеса для подвески в камере

конструкции ЛМЗ окончательно затягивают гайки на хвостовиках стаканов до заданных напряжений.

В отверстия каждой цапфы устанавливают по две шпонки для передачи крутящего момента в соединении цапфа — лопасть. В окна корпуса устанавливают прижимные кольца, а вокруг фланца каждой лопасти — комплект резиновых уплотнительных манжет.

Для придания фланцу лопасти требуемого при установке положения лопасть подвешивают на кране тремя цепными талями и заводят в окна корпуса, насаживают на шпонки в цапфах, притягивают к рычагам и цапфам с помощью специальных шпилек и временно крепят каждую одним болтом в верхней части фланца. Остальные болты устанавливают с помощью противовеса, подвешенного на малом крюке крана (рис. XII.4, *з*).

Затяжку болтов крепления лопастей с контролем создаваемых в них напряжений по углу поворота выполняют с помощью крана в два этапа: сначала при свернутом положении лопастей затягивают болты на половину усилия, затем производят окончательную затяжку: верхних болтов — при свернутом положении лопастей, нижних — при развернутом.

Лопасти могут быть развернуты механически с помощью домкрата или подводом масла под давлением в полость сервомотора при гидравлических испытаниях в конце сборки.

На поршне сервомотора крепят шток, а вокруг фланцев лопасти — остальные детали уплотнений.

Полностью собранное на монтажной площадке рабочее колесо подвергают гидравлическим испытаниям, цель которых — проверить отсутствие протечек масла через уплотнения фланцев лопастей и все неподвижные фланцевые соединения, а также определить перестановочные усилия, требующиеся для перемещения лопастей в крайние положения (рис. XII.4, *и*).

По перепаду давлений в полостях сервомотора, необходимому для перемещения лопастей, судят о правильности выбора кинематической схемы механизма их разворота, качестве изготовления и сборки рабочего колеса.

В целях приближения условий испытаний к эксплуатационным их выполняют с перемещением лопастей из одного крайнего положения в другое.

Для проведения испытаний верхнюю полость цилиндра сервомотора закрывают крышкой рабочего колеса. Полость корпуса рабочего колеса через обратный клапан в отверстии в крышке днища соединяют со специальной маслонасосной установкой, с помощью которой полость заполняют маслом и создают в ней требуемое давление. Полости сервомотора через специальный патрубок соединяют с распределительным золотником маслонасосной установки. При ручном перемещении тела золотника вверх или вниз в одну из полостей сервомотора подводят масло под давлением, в то время как другую соединяют со сливом. Полости рабочего колеса соединяют с маслонасосной установкой гибкими резиновыми шлангами, рассчитанными на давление 10 МПа.

Согласно требованиям заводов-изготовителей, испытания длятся 24 ч: 2 ч корпус заполнен маслом без давления, 16 ч — при давлении 0,2 МПа и 6 ч — при 0,4 МПа. В это время ежечасно проводят полный цикл разворота лопастей. Требуемая температура окружающего воздуха — не ниже 12 °С, масла в корпусе — не ниже 20 °С, чтобы оно не было слишком вязким.

Допустимыми считают протечки масла через уплотнения фланца каждой лопасти не более 0,2 л за весь период испытаний.

Протечки масла из полости под поршнем в полость корпуса через зазоры между стаканами и бронзовыми втулками в горизонтальной перемычке корпуса, из одной полости сервомотора в другую, из полости над поршнем наружу через зазор между штоком и бронзовой втулкой в крышке рабочего колеса определяют при давлении масла в полостях сервомотора 4 МПа.

Маслонасосную установку оборудуют тарированным по объему резервуаром, системой труб и вентилей, которые позволяют собирать и определять объем протечек из каждой полости отдельно.

Уплотнение зазора между фланцами поворотных лопастей и корпусом рабочего колеса выполняют съемным, допускающим демонтаж без выема лопасти.

При тщательно выполненном монтаже уплотнений фланцев лопастей протечки масла из корпуса в процессе гидравлических испытаний практически исключаются.

Однако даже при минимальных протечках после их устранения испытания должны быть повторены по полной программе независимо от того, на скольких лопастях уплотнения пропускали масло, чтобы в процессе эксплуатации полностью исключить возможность загрязнения потока.

На все резиновые шнуры, применяемые для уплотнений неподвижных фланцевых соединений, должны иметься сертификаты, подтверждающие маслостойкость резины. В случае обнаружения протечек масла или появления пятен (следов масла, намокания) такие соединения должны быть разобраны и исправлены.

Проведение гидравлических испытаний оформляют специальным протоколом.

По окончании гидравлических испытаний выполняют все подготовительные работы к подвеске рабочего колеса в камере: сливают масло из верхней полости сервомотора, снимают крышку рабочего колеса для последующего соединения ее с валом, в монтажные отверстия в лопастях заводят подвески, затягивают все болты соединения днища с корпусом.

Рабочее колесо с крестовинным механизмом разворота лопастей. Для сборки используют приспособление, устанавливаемое на сборочной плите монтажной площадки. К этому приспособлению рычаги в сборе с серьгами крепят специальными облегченными пальцами. После заводки цапф, чтобы избежать разворота совместно с рычагами и серьгами, их положение фиксируют специальными упорами.

Для дальнейшей сборки рабочее колесо переносят на тумбы, установленные рядом на сборочной плите, и крепят к ним специальными шпильками. Предварительно между тумбами на подставках устанавливают крестовину. К двум противоположным внутренним стенкам корпуса крепят шпонки для направления крестовины. Для соединения серег с крестовиной ранее установленные упоры снимают и серьги смещают в нижнее положение. Крестовину подтягивают до совмещения серег с проушинами и шпонок с пазами в крестовине. Домкратами, установленными под крестовиной, устраняют перекос ее при подъеме краном. С помощью противовеса в проушины крестовины и серег заводят пальцы, кувалдой досылают их на место и стопорят от проворота. Крестовину подтягивают вверх, что соответствует свернутому положению лопастей, и фиксируют стойками. Подвешенным на кране штоком последовательно прошивают бронзовую втулку в верхней части корпуса и крестовину, которую затем крепят на штоке запорным кольцом из двух частей. На шток насаживают поршень сервомотора и закрепляют на нем аналогично крестовине. Все последующие операции по установке лопастей и днища, а также гидравлические испытания полностью собранного колеса ничем не отличаются от вышеописанных для колеса с бескрестовинным механизмом разворота лопастей.

Подвеска рабочего колеса в камере. С площадки, подвешенной на кране, на опорном кольце камеры закрепляют консоли. Полностью собранное и испытанное рабочее колесо с раскрытыми лопастями снимают с тумб, опускают на обтекаемый конус до образования между ними зазора в несколько миллиметров. Конус прижимают к корпусу снизу домкратами, затягивают и стопорят соединяющие их болты. До этого вокруг конуса монтируют кольцевую площадку для работ по подвеске колеса в камере (рис. XII.4, *к*).

Рабочее колесо с развернутыми лопастями транспортируют и опускают в камеру монтируемой турбины на проектную отметку. Затем его проворачивают вокруг вертикальной оси на 180°, прижимая к камере через каждые 60° (при шести лопастях) или 90° (при четырех лопастях), и определяют суммарные диаметральные зазоры между камерой и лопастями. С помощью маслонасосной установки лопасти сворачивают и вновь определяют те же зазоры при свернутом их положении.

Далее рабочее колесо опускают ниже проектной отметки (на несколько миллиметров больше, чем высота буртика на верхнем фланце вала), подвешивают на закрепленных на опорном кольце консолях с помощью подвесок в лопастях и центрируют в камере по зазорам между нею и лопастями. Регулированием длины подвесок плоскость фланца цилиндра сервомотора приводят в горизонтальное положение.

Окончательно рабочее колесо центрируют в плане по зазорам между лопастями и камерой после проверки и в случае необходимости исправления общей линии вала и приведения последнего в вертикальное положение (с контролем распределения усилий, воспринимаемых сегментами подпятника).

Для облегчения и ускорения сборки конструкции некоторых поворотно-лопастных гидротурбин предусматривают монтаж рабочих механизмов укрупненным

блоком (рис. XII.5), в состав которого входят рабочее колесо, штанга, вал, крышка турбины. На монтажной площадке полностью собирают и подвергают гидравлическим испытаниям рабочее колесо, которое затем опускают в кратер и опирают лопастями на опоры *2* — консольные балки, закрепленные в радиальных направлениях на верхнем кольце направляющего аппарата. К подвешенному таким образом рабочему колесу крепят штанги и вал турбины. Сверху на колесо опускают обтекатель и крышку турбины. В специально предусмотренную кольцевую проточку на валу вставляют запорное кольцо *1*, состоящее из двух или четырех частей, и весь блок приподнимают краном за траверсу на верхнем фланце вала.

Консоли на верхнем кольце направляющего аппарата убирают, после чего блок опускают до опирания крышки турбины на фланец верхнего кольца. В таком положении нагрузка от массы рабочего колеса и вала через запорное кольцо, крышку турбины и верхнее кольцо передается на статор. При соединении вала турбины с втулкой ротора генератора нагрузка от массы рабочего колеса и вала передается на подпятник агрегата. Положение рабочего колеса в камере фиксируют клиньями *3*.

Приведенный способ монтажа позволяет отказаться от монтажных отверстий в лопастях, специальных консолей и регулируемых по длине подвесок для установки рабочего колеса в камере и присоединения к нему вала турбины. Отверстия в пере лопасти снижают ее прочность, служат причиной возникновения крупных очагов кавитационных разрушений.

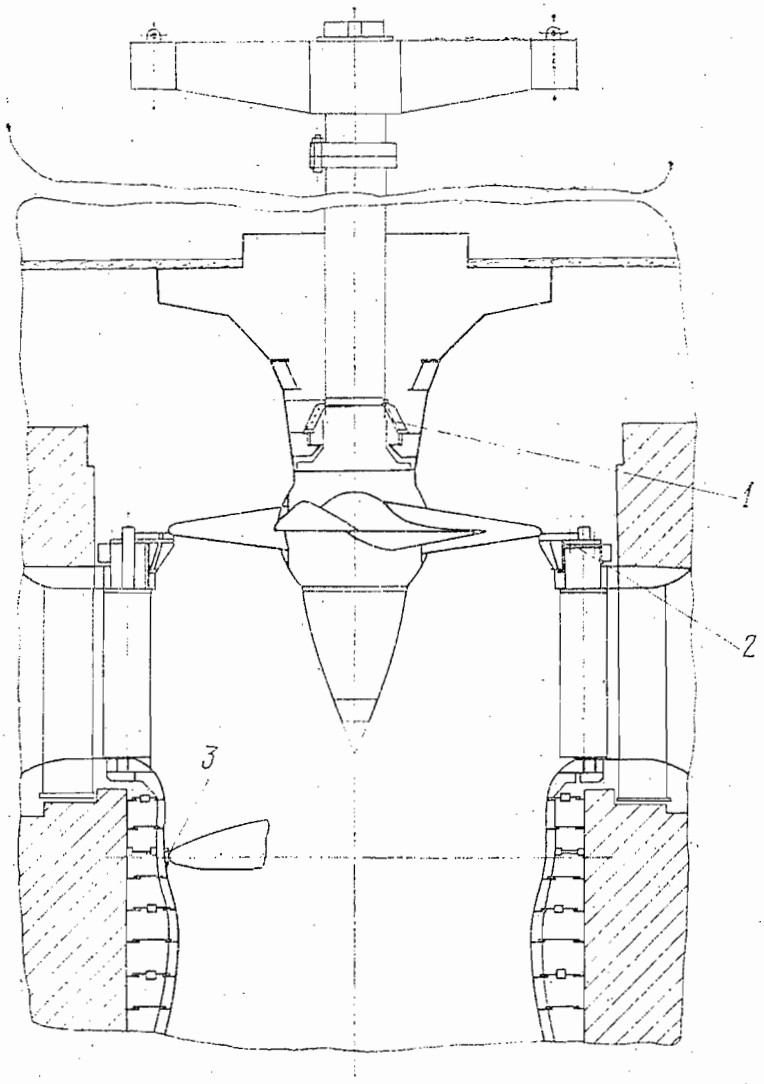


Рис. XII.5. Монтаж рабочих механизмов поворотно-лопастной гидротурбины укрупненным блоком с передачей нагрузки от рабочего колеса и вала на крышку турбины

Рабочее колесо радиально-осевой турбины

При достаточной высоте машинного зала и необходимой грузоподъемности крана на монтажной площадке рабочее колесо (см. рис. V.5) окончательно соединяют с валом, после чего снизу к колесу крепят обтекаемый конус. Краном с помощью траверсы рабочее колесо в сборе с валом транспортируют, опускают и устанавливают на внутренний фланец фундаментного кольца с предварительно положенными (с равным шагом по окружности) 6—8 планками. Рабочее колесо центрируют по зазорам в нижнем лабиринтном уплотнении и, подбивая клинья под нижний обод, приводят вал в вертикальное положение.

При ограниченной высоте машинного зала или недостаточной грузоподъемности крана рабочее колесо транспортируют и опускают на место отдельно от вала. До этого снизу к колесу временно подвешивают обтекаемый конус, на котором собрана кольцевая площадка с расположенными на ней болтами фланцевого соединения, служащая для работ по соединению колеса с валом на месте. В этом случае вал опускают на колесо и окончательно соединяют с ним в шахте монтируемой турбины. Болты фланцевого соединения заводят в отверстия снизу с помощью тали, подвешенной на верхнем фланце вала, или крана. Окончательную

затяжку болтов выполняют пневмогидравлическим ключом, усилия контролируют по углу поворота гаек. Сверху гайки на болтах закрывают кожухом.

В случаях, когда негабаритные рабочие колеса радиально-осевых гидротурбин изготовляют разъемными, их собирают на монтажной площадке ГЭС, соединяя болтами по ступице и сваркой по ободу с последующей местной термообработкой индукторами. При этом поверхности под лабиринтное кольцо шлифуют с помощью специального устройства, закрепленного на стреле, вращающейся вокруг установленного на колесе вала турбины. Плотно прижатые уплотнительные кольца надежно закрепляют на ступице и ободе. Стыки лабиринтных колец сваривают и тщательно шлифуют. Неконцентричность верхнего и нижнего лабиринтных колец и несоосность их с валом не должны превышать 0,1 от размера одностороннего зазора в лабиринтном уплотнении. Собранное при монтаже рабочее колесо до окончательного соединения с валом статически балансируют на специально поставляемом заводом-изготовителем приспособлении с надежным креплением уравновешивающего груза. В частности, разъемные радиально-осевые рабочие колеса установлены на турбинах, изготовленных ЛМЗ для Усть-Каменогорской, Братской ГЭС и ГЭС «Майка» (Канада).

Направляющий подшипник и уплотнение вала

Монтажу направляющего подшипника турбины независимо от его конструкции предшествуют окончательное центрирование и фиксирование положения ротора агрегата, проверка и в случае необходимости исправление общей линии вала, приведение вала в вертикальное положение, центрирование и расклинивание рабочего колеса в камере.

Обрезиненный кольцевой подшипник (см. рис. VI.39). На монтажной площадке собирают в полукольца секторы корпуса вкладыша и к ним крепят обрезиненные сегменты.

Подшипник собирают вокруг находящегося в горизонтальном положении вала и проверяют суммарный зазор между ними в двух положениях при повороте подшипника на 90°. Изменения (увеличения или уменьшения) зазора достигают установкой дополнительных или удалением имевшихся мерных прокладок в стыках секторов корпуса вкладыша, с которыми он проходил механическую обработку.

Половинки корпуса вкладыша подшипника опускают на крышку турбины до установки и крепления на ней опоры подпятника.

После центрирования и фиксирования положения ротора агрегата подшипник с предварительно нанесенным на резину слоем талька собирают вокруг вала и талями, подвешенными к верхнему фланцу последнего, опускают на место и центрируют по зазорам с валом. Правильность монтажа подшипника определяют отжатием вала домкратом в направлениях осей агрегата, устанавливая индикаторы против домкрата и под углом 90° к нему. После освобождения домкрата вал должен вернуться в первоначальное положение. При достижении одинаковых зазоров положение корпуса вкладыша окончательно фиксируют распорными болтами и штифтами. Размер устанавливаемых при монтаже зазоров зависит от времени года: в зимнее время зазор должен быть несколько большим, так как диаметр вала уменьшен, при сезонном повышении температуры воды зазор уменьшится. Сезонное изменение размеров зазоров под влиянием температуры воды достигает $\pm 0{,}5$ мм.

Чтобы в подшипник не могло попасть масло с водой из отсасывающей трубы, до затопления последней на подшипник подают осветленную воду.

Обрезиненный сегментный подшипник. После центрирования и фиксирования положения ротора агрегата в корпус подшипника (см. рис. VI.38) опускают обрезиненные сегменты. До этого вокруг вала собирают уплотнение, изолирующее подшипник от воды в проточной части.

Для установления заданных зазоров сегменты подшипника монтажными болтами прижимают к валу, после чего опорные болты подводят к сегментам и с помощью щупа замеряют зазоры между ними. Отсутствие смещения и деформации вала при прижатии к нему сегментов подшипника контролируют индикаторами.

Подшипник с залитыми баббитом сегментами на жидкой масляной смазке. При монтаже подшипника (см. рис. VI.37) поверхность расточки баббита пригоняют шабрением по опорному поясу вала, находящегося в горизонтальном положении. Заданные зазоры устанавливают так же, как в подшипнике с обрезиненными сегментами.

Уплотнение вала. Углеграфитовое уплотнение вала (см. рис. VI.43) монтируют до или после монтажа направляющего подшипника. Монтажу этого уплотнения предшествует установка шланга ремонтного уплотнения. Шланг должен образовывать с валом кольцевой зазор в 2—3 мм. При подаче в полость шланга воздуха, сжатого до 0,8 МПа, диафрагма шланга должна плотно прижаться к валу. При соединении полости шланга с атмосферой диафрагма должна занять прежнее положение с восстановлением имевшегося до этого кольцевого зазора.

При сборке углеграфитовые сегменты уплотнения вала должны полностью входить в кольцевые пазы без зазоров в стыках, а плоскости сегментов — сопрягаться без уступов. Это же относится и к бронзовому кольцу, образующему пару трения с углеграфитовыми сегментами. При монтаже нажимные болты ввертывают на глубину, задаваемую проектом. В дальнейшем сжатие пружин устанавливают таким, чтобы при осушенной проточной части, а также при работе агрегата в режиме холостого хода через уплотнение протекало некоторое количество осветленной воды на слив.

XII.6. МОНТАЖ ДИАГОНАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН

В новых мощных поворотно-лопастных гидротурбинах с рабочими колесами диагонального типа (см. рис. VI.23) применяют закладные части и направляющий аппарат стандартизованных конструкций, поэтому монтаж их ничем не отличается от ранее описанного.

Сборка рабочего колеса. На монтажной площадке крепят тумбу, внутри которой устанавливают поршень нижнего сервомотора, закрепленный на штоке. На тумбе устанавливают и крепят предварительно тщательно очищенный корпус рабочего колеса. Внутрь корпуса заводят рычаги и гайки. Последние предварительно подвешивают на специальных хомутах, закрепленных на фланце корпуса. За противовес и струбцину на пере лопасти и за трос, обхватывающий лопасть в месте перехода к фланцу, ее подвешивают на крюке крана. Изготовленные отдельно лопасти и цапфы соединены на заводе болтами. С помощью талей лопасти придают правильное положение и цапфой заводят в окно в корпусе и через рычаг в гайку. Гайку вручную наворачивают на резьбовую часть цапфы, конец которой вводят во втулку, запрессованную в траверсу. Груз снимают и струбцину переставляют в такое положение на пере лопасти, чтобы последнюю можно было вдвинуть на место. Гайки на всех цапфах обстукивают ключом и кувалдой и поворачивают на одинаковую дугу определенной длины, что принимают за нулевой натяг. Окончательную затяжку производят с помощью крана, усилие контролируют по углу поворота, заданному чертежом.

На корпус рабочего колеса опускают и крепят к нему цилиндр. Внутрь цилиндра вставляют крестовину с предварительно надетыми на пальцы серьгами. В отверстие в крестовине втягивают конец штока с насаженным на нем поршнем нижнего сервомотора, после чего шток закрепляют на крестовине гайкой, навернутой на его конец. Серьги соединяют с рычагами с помощью пальцев, заводимых изнутри, благодаря чему становится невозможным смещение последних наружу под действием центробежной силы.

Собирают уплотнения цапф лопастей, резиновые манжеты склеивают непосредственно на месте вокруг фланцев. Крепят крышку рабочего колеса с предварительно заглушенными центральным отверстием и отверстиями под болты фланцевого соединения с валом. Внутреннюю полость втулки заполняют маслом, полости сервомотора соединяют шлангами со специальной маслонасосной установкой и проводят полные гидравлические испытания на герметичность всех уплотнений как неподвижных, так и подвижных соединений. Определяют необходимые перестановочные усилия, проверяют ход поршня и крестовины, а также угол поворота лопастей.

Общая сборка агрегата. После сборки и гидравлических испытаний рабочего колеса на монтажной площадке сливают масло, заполняющее втулку, удаляют крышку рабочего колеса и соединяют ее с приспособлением для переноса и опускания колеса в камеру. Крышку рабочего колеса соединяют с цилиндром и рабочее колесо с лопастями в развернутом положении переносят и опускают в камеру до опирания лопастей на сферическую часть через медные прокладки толщиной не-

сколько миллиметров. Крышку рабочего колеса отсоединяют и после снятия приспособления окончательно крепят к валу на монтажной площадке.

Вал, соединенный с крышкой рабочего колеса, внутрь которого вставлена штанга, опускают в кратер турбины. Сначала штангу присоединяют к штоку, затем вал с крышкой опускают до опирания ее фланцем на рабочее колесо, после чего крышку крепят к колесу. Такая последовательность работ по установке на место штанги и вала обычно вызвана недостаточной высотой машинного зала.

После установки рабочего колеса в камере и соединения его с крышкой и валом продолжают работы по сборке направляющего аппарата. Затем с помощью гидравлических домкратов, размещаемых внутри опоры подпятника, вал приводят в вертикальное положение, горизонтальность его фланца проверяют уровнем. Для облегчения этой операции вал совместно с рабочим колесом приподнимают краном. Внутрь статора генератора опускают собранный на монтажной площадке ротор генератора и к нему подтягивают втулку подпятника, соединенную с вращающимся диском. Перемещая ротор краном и поворачивая его, добиваются соосности втулки ротора и вала, а также совпадения отверстий под соединяющие их болты. Снизу заводят несколько болтов, после чего ротор опускают до опирания на предварительно установленные на заданную отметку тормоза генератора. В таком положении снизу заводят несколько болтов, после чего монтируют систему гидравлических домкратов для подъема вала с рабочим колесом. Вал с рабочим колесом осторожно подтягивают к фланцу втулки ротора генератора — сначала до вхождения буртика в выточку, а затем до плотного прилегания сопрягаемых плоскостей фланцев. С помощью пневмогидравлического ключа затягивают все болты фланцевого соединения; усилия затяжки контролируют по абсолютным удлинениям, замеренным относительно стержней, расположенных в центральных отверстиях болтов.

К втулке ротора генератора крепят надставку вала, устанавливают крестовину генератора и собирают его направляющий подшипник. Поворотом ротора проверяют общую линию вала. Повторно проверяют вертикальность вала, после чего, отжимая сегментами направляющего подшипника генератора надставку вала, рабочее колесо центрируют относительно камеры. Собирают направляющий подшипник турбины, маслоприемник и выполняют все пусконаладочные работы, как на каждой поворотно-лопастной турбине.

Проверяют размеры зазоров между лопастями рабочего колеса и камерой при поднятом тормозами роторе агрегата и при опирании его на подпятник, после чего тарируют установленный в камере датчик зазоров.

XII.7. МОНТАЖ ТУРБИН КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Различие в монтаже вертикальных и капсульных турбин в основном определяется их расположением в пространстве. С этой точки зрения более простыми являются вертикальные турбины, при монтаже которых объем такелажных работ несравнимо меньше. Отсутствует необходимость в кантовке крупногабаритных, собранных из многих деталей тяжеловесных узлов: таких как статор турбины, направляющий аппарат, рабочее колесо с валом и др. При монтаже капсульных турбин такелажные работы являются определяющими, требующими специальной оснастки и приспособлений, а также очень высокой квалификации персонала, выполняющего эти операции [35].

На монтажной площадке в удобном положении (под углом 90° относительно рабочего положения) собирают и сваривают кольцевые детали и узлы. Отдельные кольцевые детали перед установкой на место собирают и сваривают окончательно, другие детали и узлы, собранные в кольца, затем разбирают и устанавливают на место по частям: отдельно нижнюю и верхнюю. Верхние части некоторых кольцевых узлов после установки на место демонтируют, чтобы можно было поставить на место другие узлы.

Так как сборку ведут под углом 90° к рабочему положению и возникает необходимость кантовки крупногабаритных узлов и деталей, в них устанавливают дополнительные распоры, удаляемые после окончания монтажа, когда бетон наберет прочность. После опускания на место проверяют форму узла и детали.

Одной из особенностей капсульных турбин является то, что верхняя часть камеры не забетонирована, что требует достаточной жесткости этого узла. Значительно отличается процесс центрирования ротора агрегата с распределением нагрузки

на подшипники. В капсульных гидротурбинах намного больше протяженность трубопроводов и соответственно трудоемкость работ по их сборке.

Монтаж капсульных турбин ведут во вчерне готовом здании ГЭС. Большой объем монтажных работ выполняют на месте непосредственно в кратере в очень стесненных условиях. Объем монтажных работ, совмещаемых со строительными, сравнительно незначителен. Из-за укрупненной сборки многих крупногабаритных узлов, требующей больших сборочных площадей, возможность ведения монтажных работ параллельно на нескольких агрегатах ограничена.

Монтаж капсульных турбин с учетом особенностей конструкции осуществляют укрупненными блоками, предварительно собранными на монтажной площадке.

Сборка и сварка статора турбины. Сборку и сварку статора выполняют в следующей последовательности. Устанавливают в вертикальном положении и собирают в кольцо секторы внутреннего пояса, окончательно затягивая болты фланцевых соединений. К выступающим на внутреннем поясе пенькам подводят и временно крепят все колонны. Секторы наружного пояса с заранее приваренным к ним пеньком устанавливают на заданной отметке концентрично внутреннему поясу, совмещая пенек с колонной, оба конца которой окончательно приваривают к пенькам. Аналогично устанавливают секторы наружного пояса без пеньков, размечают и прорезают в них отверстия и прошивают их колоннами, после чего последние окончательно приваривают к пенькам на внутреннем поясе и к секторам наружного пояса. Устанавливают на место остальные секторы, пригоняют их к соседним, замыкая в кольцо наружный пояс, и сваривают в два узла по вертикальным разъемам с минимально возможными деформациями. На внутреннем поясе статора устанавливают собранное внутреннее кольцо направляющего аппарата; на наружном поясе устанавливают и состыковывают в кольцо секторы промежуточного пояса; проверяют горизонтальность и размер его по высоте относительно внутреннего кольца направляющего аппарата, центрируют в плане по осям последнего и приваривают к укрупненным узлам наружного пояса статора. При необходимости плоскость фланца промежуточного пояса подшлифовывают.

На статоре крепят левое опорное кольцо, на нем собирают регулирующее и правое опорное кольца. Опорные кольца центрируют относительно статора и по зазорам с регулирующим кольцом, после чего их положение фиксируют штифтами. Затем верхнюю часть левого опорного кольца, регулирующее кольцо и правое опорное кольцо снимают и приваривают временные распоры, предохраняющие статор от деформации при такелажных работах.

По окончании всех сборочных и сварочных работ статор разбирают на два монтажных узла, состоящих, например, нижний — из пяти, верхний — их трех секторов. Нижний узел кантуют в рабочее положение, переносят, устанавливают и временно крепят на фундаменте. К нижнему узлу крепят сервомоторы направляющего аппарата. Кантуют регулирующее кольцо, заводят его во внутренний пояс статора и временно закрепляют, после чего устанавливают на место нижнюю половину правого кольца. Кантуют верхний узел статора, переносят на место и окончательно соединяют с нижним узлом. К статору крепят верхние половины левого и правого опорных колец.

Статор устанавливают на проектной отметке и центрируют относительно горизонтальных продольной и поперечной осей агрегата. При этом риски, наносимые при изготовлении на поперечной оси фланца внутреннего пояса со стороны верхнего бьефа, совмещают с метками на бетоне. Обработанные плоскости фланцев приводят в вертикальное положение, причем расстояние от фланца со стороны верхнего бьефа до вертикальной плоскости осей поворота лопастей рабочего колеса должно соответствовать проектному. При необходимости правильную форму статора восстанавливают с помощью стяжек и распоров.

Статор приваривают к специально выпущенным штырям арматуры основного бетона и бетонируют. После выдержки бетона проверяют положение статора и срезают временные распоры.

Собирают и сваривают состоящие из листов облицовки бычка и прохода с герметичной дверью.

Сборка капсулы и проходной колонны. Собирают головную часть капсулы, состоящую из нескольких поясов, затем кантуют, переносят и устанавливают ее в напорной камере перед бычком.

Сборка камеры рабочего колеса и фундаментного кольца. Собирают блок, состоящий из сферического и конического поясов и фундаментного кольца. Блок кантуют, переносят и устанавливают на фундаменте со смещением в сторону нижнего бьефа. Под нижнюю часть сферического пояса устанавливают временные опоры для передачи на бетон нагрузки от массы ротора турбины после установки его на место. Верхнюю половину сферического и конического поясов демонтируют.

Сборка направляющего аппарата. Собирают внутреннее кольцо, в котором крепят внутренние подшипники. Временно стыкуют половины опорного конуса и крепят его на внутреннем кольце. На опорном конусе устанавливают паук. С помощью талей, закрепленных на кране, в подшипники на внутреннем кольце заводят направляющие лопатки и подвешивают их стропами к пауку. Вокруг внутреннего кольца на тумбах соединяют секторы наружного кольца, которое затем центрируют относительно внутреннего кольца по высоте в плане. Направляющие лопатки центрируют в отверстиях наружного кольца и вокруг цапф устанавливают подшипники. Лопатки освобождают от подвесок, удаляют паук и опорный конус. На наружном кольце устанавливают кронштейны. С помощью крана закрывают направляющие лопатки до зазора между ними 10—20 мм и подвешивают к наружному кольцу специальными тягами. Собирают узлы, состоящие из рычага, накладки, траверсы, проушины, срезного пальца и других деталей, и рычаги насаживают на внутренние цапфы лопаток. На внутренних подшипниках закрепляют прижимные кольца, на рычагах — крышки. С помощью болтов регулируют торцовые зазоры между лопатками и внутренним и наружным кольцами. Устанавливают шпонки, все лопатки плотно закрывают. Направляющие лопатки освобождают от подвесок, присоединенных к наружному кольцу, и проверяют переход их в открытое положение под действием собственной массы.

К направляющему аппарату приваривают временные распоры, предохраняющие его от деформации при такелажных работах, разбирают на нижнюю и верхнюю половины. После выдержки бетона вокруг статора турбины кантуют нижнюю половину направляющего аппарата, переносят в кратер, прицентровывают к статору до совпадения штифтовых отверстий во внутреннем кольце и внутреннем поясе статора и затягивают болты фланцевых соединений направляющего аппарата со статором турбины. Собирают в кольцо переходный пояс камеры турбины, кантуют, опускают и крепят к нижней половине направляющего аппарата, после чего верхнее полукольцо снимают и относят в сторону. К внутреннему кольцу направляющего аппарата крепят нижнюю половину опорного конуса, на которой устанавливают нижнюю половину корпуса подшипника и гидравлический домкрат.

Сборка рабочего колеса и ротора турбины. Рабочее колесо, поступающее на ГЭС после общей сборки и гидравлических испытаний в собранном виде (без лопастей и конуса-обтекателя), устанавливают (рис. XII.6, *а*) и крепят к тумбам *1*, закрепленным на сборочной плите монтажной площадки. Снимают установленные заглушки, проверяют состояние резьбы в отверстиях рычагов, затяг гаек, крепящих шток и стаканы к поршню, и т. п. С помощью противовеса заводят на место лопасти и соединяют с цапфами и рычагами. Вокруг фланцев лопастей собирают уплотнения.

Внутрь горизонтально расположенного вала турбины заводят и закрепляют штангу. Вал вместе со штангой кантуют в вертикальное положение, подвешивают над рабочим колесом и затем устанавливают на опоры *2*. Штангу соединяют со штоком, вал опускают и соединяют с корпусом рабочего колеса. Проводят гидравлические испытания полностью собранного рабочего колеса (так же, как для поворотно-лопастных вертикальных гидротурбин).

С помощью траверсы и подвесок *3* поднимают ротор турбины, застропив его за две проушины, закрепленные на фланце вала у рабочего колеса (рис. XII.6, *б*). Переносят ротор турбины к месту установки и лебедкой, трос которой закреплен за проушину на верхнем фланце вала, кантуют и заводят в статор и камеру (рис. XII.6, *в*), оперев вал на гидравлический домкрат *4*, а лопасти рабочего колеса — на камеру *5* со смещением в сторону нижнего бьефа, необходимым для соединения штанг в турбинном и генераторном валах. Ротор центрируют относительно расточек в статоре распорами *6* и в опорном конусе (рис. XII.6, *г*).

В турбинную часть капсулы опускают детали для последующих монтажных работ. Кантуют, переносят и опускают на место верхнюю половину направляющего аппарата, соединяют с нижней половиной и со статором турбины. Переносят на место верхнюю половину опорного конуса и соединяют с нижней и внутренним коль-

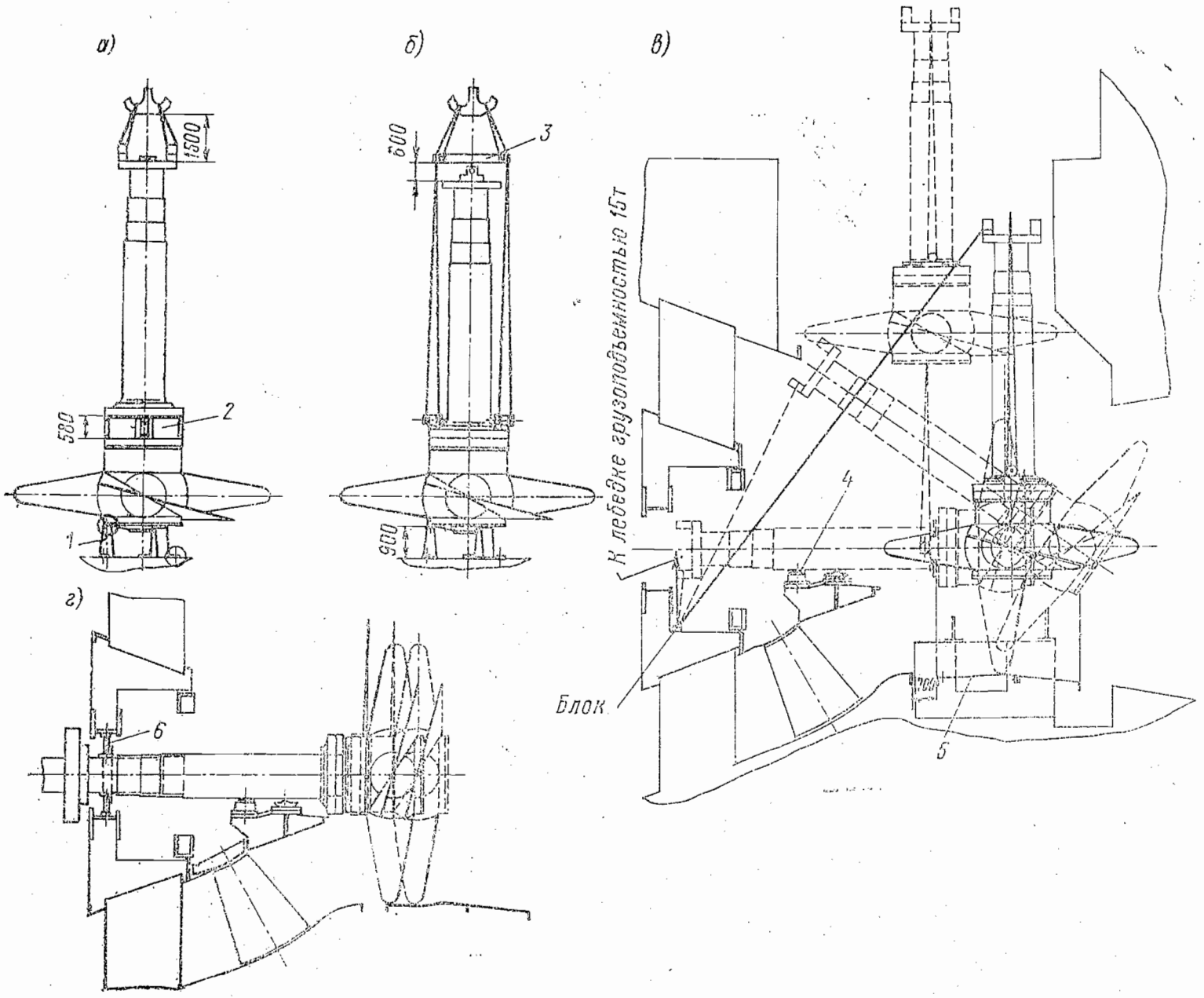


Рис. XII.6. Перенос на место, кантовка и заводка в кратер полностью собранного и испытанного на монтажной площадке рабочего колеса капсульной гидротурбины: *а* — соединение вала турбины с рабочим колесом; *б* — перенос рабочего колеса на место; *в* — кантовка рабочего колеса с валом и заводка в кратер агрегата; *г* — перемещение рабочего колеса с валом вдоль продольной оси для соединения с валом генератора

цом направляющего аппарата. Затем опускают на место верхнюю половину переходного пояса камеры турбины, соединяют с нижней и с наружным кольцом направляющего аппарата.

Параллельно с работами по монтажу турбины на монтажной площадке собирают узлы генератора. Внутрь расположенного горизонтально вала заводят и закрепляют штангу. В положении под углом 90° к рабочему положению собирают ротор и статор. Кантуют ротор с валом и штангой, заводят в заранее перекантованный статор и надежно расклинивают в нем. На статоре генератора собирают опорный и промежуточный пояса капсулы.

Центрирование ротора агрегата и регулирование нагрузки на подшипники. После соединения валов центрируют по валу нижнюю половину корпуса подшипника турбины. Устанавливают по валу балансиры и нижние сегменты, опускают на место верхнюю половину корпуса подшипника, присоединяют ее к нижней. Освобождают домкрат, убирают прокладки из-под лопастей рабочего колеса и нагружают подшипник массой ротора турбины. Определяют нагрузки на трех подшипниках: двух генераторных и турбинном. Ротор агрегата поворачивают на 90° и повторяют замеры нагрузок. Проверяют положение ротора агрегата относительно проточек в статоре, опорном конусе, корпусах подшипников, а также положение фланцевого соединения, воздушные зазоры в генераторе. Для изменения положения вала в опорном конусе, размера воздушного зазора и нагрузок на сегменты и балансиры подшипников рассчитывают и изменяют толщины прокладок под балансиры и сегменты, а также подвигают корпуса подшипников в горизонтальной плоскости. Замеряют параллельность опорного диска подпятника основанию, закрепленному на статоре турбины.

Проверяют общую линию вала. В горизонтальной плоскости устанавливают индикаторы и через каждые 45° фиксируют их показания при повороте ротора агрегата на 360°. При повышенном биении принимают меры к его устранению: пришабривают сегменты подшипника турбины к валу по оттискам, получаемым при повороте ротора краном и лебедкой, совмещая эти работы с регулированием нагрузки на подшипники.

Центрирование камеры турбины. Нижнюю часть блока камеры рабочего колеса и фундаментного кольца подтягивают к переходному поясу и центрируют по осям и зазорам между камерой и лопастями. Устанавливают верхнюю часть блока и соединяют с нижней. Блок камеры временно крепят к переходному поясу. Определяют зазоры между лопастями и камерой при повороте ротора агрегата и проверяют форму камеры по зазорам между нею и самой длинной лопастью. При необходимости с помощью талрепов придают камере правильную форму.

Верхние секторы устанавливают временно и после центрирования поясов относительно статора снимают. Окончательно их устанавливают после монтажа укрупненного блока.

Укрупненный блок генератора переносят, опускают на расстоянии нескольких милиметров от фланца статора турбины; фланец промежуточного пояса капсулы центрируют по осям и прицентровывают к внутреннему поясу статора. Проверяют соосность фланцев валов турбины и генератора и на весу блок подтягивают к статору турбины. Укрупненный блок крепят на фундаменте с подбивкой клиньев и затяжкой гаек на фундаментных шпильках.

Устанавливают на место верхнюю часть опорного пояса капсулы. После выполнения работ на подпятнике и контрподпятнике устанавливают верхнюю часть промежуточного пояса.

В капсулу опускают детали маслоприемника, водоприемника и др. Головную часть капсулы присоединяют болтами к укрупненному блоку генератора. Устанавливают на место среднюю и верхнюю части проходной колонны: среднюю часть крепят к головному поясу, а к ней присоединяют верхнюю.

За счет перемещения ротора турбины прицентровывают фланцы турбинного и генераторного валов. Соединяют штанги, подтягивают ротор турбины к генератору и стягивают фланцы окончательно, затягивая штатные болты.

Регулирование направляющего аппарата. Рычаги и накладки с помощью серег соединяют с регулирующим кольцом, которое, как и поршни сервомоторов, предварительно установлено и зафиксировано в закрытом положении. Правильность сборки проверяют подачей масла под давлением в полости сервомоторов после окончания

монтажа масляного трубопровода системы регулирования. Одновременно создают натяг, соответствующий проектному давлению масла.

Зазоры между лопастями рабочего колеса и камерой определяют при свернутом и развернутом положениях лопастей. Для поворота лопастей собирают маслоприемник и масляный трубопровод. Устанавливают и затягивают болты фланцевого соединения камеры и переходного пояса. Камеру окончательно крепят к фундаменту. Собирают и пригоняют по месту облицовку, сопрягающую фундаментное кольцо с бетоном отсасывающей трубы. Сваривают листы между собой и приваривают к фундаментному кольцу. Блок камеры сдают под бетонирование.

Закрытие опорного подшипника. После завершения работ, связанных с поворотом ротора агрегата, производят окончательную сборку подшипника турбины (см. рис. VI.40): устанавливают заданные зазоры по боковым и верхним сегментам, монтируют детали термоконтроля, собирают уплотнения, очищают и промывают маслом трубопровод.

Монтаж маслоприемника и водоприемника. Соединяют штанги маслоприемника со штангой в валу генератора. К торцу вала генератора крепят штанги водоприемника и устанавливают на место остальные детали. Корпус маслоприемника устанавливают на опорах соосно штанге водоприемника, к корпусу крепят сливную ванну. Монтируют обратную связь. К маслоприемнику проводят и крепят масляные трубы. Тщательно проверяют электроизоляцию всех узлов. Собирают, центрируют и крепят узлы водоприемника.

Распределение нагрузки на подшипники. Определение воспринимаемой подшипником турбины нагрузки и перераспределение ее в соответствии с расчетом выполняют после монтажа или капитальных ремонтов агрегата, связанных с изменением взаимного положения вращающихся и неподвижных узлов. При этом валы должны быть соединены, ротор расцентрован относительно статора генератора и камеры рабочего колеса, детали подшипника (уплотнения и боковые сегменты) не установлены или демонтированы.

На корпусе подшипника со стороны верхнего и нижнего бьефов на кронштейнах жестко закрепляют четыре индикатора с ходом 10 мм и упирают их с натягом до 5 мм в планки, прикрепляемые к торцам нижних балансиров.

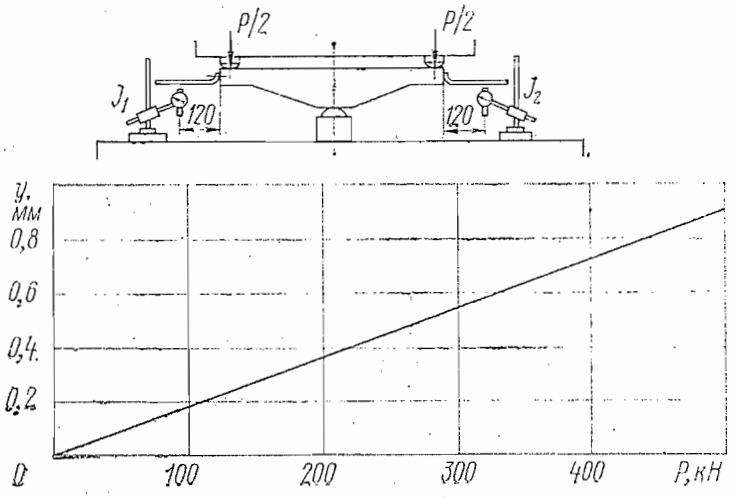


Рис. XII.7. Тарировочная кривая балансира подшипника капсульной гидротурбины

Штатным домкратом приподнимают вал до освобождения четырех нижних сегментов от нагрузки, создаваемой массой ротора, и стрелки индикаторов устанавливают на нуль. Опускают вал до полного нагружения балансиров и фиксируют конечные показания индикаторов. Приподниманием вала контролируют возвращение стрелок на нуль. Показания индикаторов J_1 и J_2 заносят в таблицу. С помощью тарировочной кривой по средним значениям показаний определяют статические нагрузки, действующие на балансиры. Полная нагрузка на подшипник определяется геометрическим суммированием векторов сил. Указанные операции повторяют до получения стабильных величин, соответствующих расчетным. Нагрузки на балансиры выравнивают изменением толщин прокладок между соответствующими

сегментами и шаровыми опорами. Боковые сегменты устанавливают с зазором 0,05—0,07 мм.

Тарировочная кривая (зависимость прогиба балансира от действующей нагрузки) выдается заводом-изготовителем после испытаний балансира на гидравлическом прессе соответствующей мощности.

Для примера приведены таблица зависимости прогибов балансиров подшипников от нагрузки (табл. XII.1) и тарировочная кривая (рис. XII.7) для капсульной турбины с рабочим колесом диаметром 5,5 м.

Таблица XII.1. Зависимость прогиба (y) балансиров подшипника от нагрузки (P) для капсульной гидротурбины

P, кН	J_1	J_2	$y=\frac{J_1+J_2}{2}$	P, кН	J_1	J_2	$y=\frac{J_1+J_2}{2}$
	мм				мм		
0	0	0	0	300	0,37	0,71	0,54
100	—0,09	0,46	0,18	400	0,525	0,925	0,725
200	0,14	0,58	0,36	500	0,71	1,09	0,90

XII.8. МОНТАЖ МЕХАНИЗМОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

К монтажу механизмов системы регулирования приступают после подготовки фундаментов и очистки мест для установки узлов.

На тех ГЭС, где колонки управления и МНУ расположены на отметке пола турбинного помещения, все необходимое оборудование должно быть вовремя опущено на место. Колонку управления и электрический шкаф устанавливают на предварительно забетонированные фундаменты на заданных отметках и расстояниях от продольной и поперечной осей агрегата.

Опускают и устанавливают на место фундаментные рамы под аккумуляторы давления МНУ. Проверяют их положение по высоте и относительно осей агрегата и подливают бетоном. После выдержки бетона на них устанавливают аккумуляторы давления. Сливной бак МНУ опускают в штрабу, выводят на проектную отметку, центрируют относительно осей агрегата и подливают бетоном.

К заранее установленным фундаментным плитам крепят отдельные механизмы системы регулирования: главные распределительные золотники направляющего аппарата и рабочего колеса, золотник аварийного закрытия направляющего аппарата, командоаппарат, кронштейны обратной связи и др.

Колонку управления и другие механизмы соединяют между собой, со сливными баками и аккумуляторами давления МНУ масляными трубопроводами.

Колонку управления, главные и аварийные золотники, сливной бак и аккумуляторы давления МНУ соединяют с сервомоторами направляющего аппарата, в поворотно-лопастных турбинах — также с маслоприемником.

Собирают детали и механизмы обратной связи, соединяют регулирующее кольцо направляющего аппарата и штанги маслоприемника с командоаппаратом и колонкой управления.

Тросики обратной связи защищают от задеваний и повреждений, пропуская их в трубы. Натягивают тросики, подвешивая на концах грузы, и проверяют отсутствие люфтов. Настраивают командоаппарат и проверяют правильность действий связанных с ним уставок.

Производят ревизию механизмов МНУ: масловинтовых насосов, клапанов, различных устройств и датчиков. Заполняют сливной бак турбинным маслом, подключают электродвигатели насосов к сети, проверяют изоляцию, при необходимости подсушивают обмотку, проверяют правильность направления вращения и производят обкатку.

Закачивают масло из сливного бака в аккумуляторы давления и проводят гидравлические испытания согласно требованиям технической документации и Госгортехнадзора СССР. Производят наладку работы всех механизмов и устройств МНУ.

При окончании монтажа направляющего аппарата, рабочего колеса и масляных трубопроводов, соединяющих их с механизмами системы регулирования и МНУ, трубопроводы и соответствующие полости сервомоторов заполняют маслом и подвергают гидравлическим испытаниям. Регулируют натяг направляющего аппарата, который должен соответствовать заданному технической документацией давлению масла.

При достижении в МНУ рабочего давления проверяют действие главных золотников и настраивают их ход.

До заполнения проточной части турбины водой производят наладку и испытание всех механизмов, устройств, датчиков, а также защитных систем.

XII.9. ПРЕДПУСКОВЫЕ РАБОТЫ

Перед пуском гидроагрегата после монтажа или капитального ремонта в соответствии с существующими положениями должна быть проверена исправность оборудования и проведены испытания, подтверждающие его готовность к работе. Программу и последовательность выполнения всех проверок и испытаний разрабатывают на основании инструкций предприятий-изготовителей.

Перед первым пуском агрегата на холостой ход и при последующих пусках после ремонтов все подходы к агрегату, узлы турбины и генератора очищают от различного рода строительных и монтажных конструкций, материалов и т. п., после чего оборудование тщательно осматривает монтажный, ремонтный и эксплуатационный персонал. Очищают и осматривают состояние водоподводящих и отводящих устройств, водоводов и спиральной камеры, камеры рабочего колеса, отсасывающей трубы, а также турбинного и генераторного помещений, шахты турбины, полости крышки турбины, пространства над и под ротором генератора и др.

На ГЭС с установленными перед турбинами затворами проверяют их действие, работу уплотняющих устройств, размеры ходов, необходимые перестановочные усилия, время опускания, открытия или закрытия и др. Контролируют положение и состояние всех запорных устройств (люков, лазов, задвижек и др.), обеспечивающих герметичность проточной части.

Проверяют время движения направляющего аппарата на открытие и закрытие при действии механизмов системы регулирования, а также срабатывании средств защиты, задействованных на золотник аварийного закрытия; время сворачивания и разворота лопастей рабочего колеса при достижении поршнем сервомотора крайних положений; закрытие направляющего аппарата; значение натяга и давление, необходимое для закрытия направляющего аппарата с натягом при осушенной спиральной камере; легкость хода клапанов срыва вакуума и плотность прилегания клапанов к седлам; работу дренажных устройств при включении вручную и от автоматических средств; работу лекажного агрегата при включении вручную и от поплавковых устройств; подвод воды и масла на смазывание и охлаждение узлов трения (направляющих подшипников, уплотнения вала, подпятника и др.). Опробуют действие систем торможения ротора агрегата и отжатия воды из камеры рабочего колеса сжатым воздухом при переводе в режим синхронного компенсатора.

До заполнения водоподводящих и отводящих устройств водой приводят в рабочее состояние МНУ и систему регулирования и проверяют положение направляющего аппарата при включенном стопоре.

Об осмотре и состоянии указанных мест и устройств, готовности к затоплению проточной части турбины и к пуску агрегата на холостой ход или под нагрузкой оформляют соответствующий документ.

В первую очередь заполняют водой отсасывающую трубу, затем спиральную камеру. Проверяют отсутствие протечек через все запорные устройства, люки, уплотнения и т. д., а также действие основного дренажного устройства по обеспечению откачки воды из полостей в крышке турбины. В турбинах с кольцевыми резиновыми вкладышами направляющего подшипника до заполнения отсасывающей трубы подают воду на смазывание подшипника.

Перед пуском на холостой ход проверяют готовность к работе всех устройств автоматики, контроля, защиты и сигнализации. Устанавливают рабочие посты, связанные телефонной и другими средствами сигнализации.

Первый пуск производят вручную, причем частота вращения должна быть на 15—20 % ниже номинальной. При отсутствии задеваний (определяют по звуку),

повышенных вибраций неподвижных и биений вращающихся частей частоту вращения доводят до номинальной. В первый период после пуска внимательно следят за отсутствием сигналов о ненормальностях в работе оборудования, а также за ростом и установившимся уровнем температуры опорных узлов: направляющих подшипников, уплотнений вала, подпятника. При установившемся режиме работы гидроагрегата оформляют специальный протокол, в котором фиксируют показания основных контрольных приборов, а также замеренные значения вибраций и биений.

После необходимых наладок агрегат может быть переведен на автоматическое управление. Проводят работы по сушке обмотки статора генератора, подключению генератора к сети и т. п., необходимые наладки и испытания, позволяющие включить агрегат под нагрузку.

При вводе агрегата в эксплуатацию в целях проверки выполнения заводских гарантий проводят испытания на сбросы нагрузки. Предельные значения повышения частоты вращения, давления в спиральной камере, разрежения в отсасывающей трубе указаны предприятиями-изготовителями в технических условиях на поставку. При нагрузочных испытаниях проверяют также соответствие мощности, развиваемой турбиной при действующих напорах и заданных открытиях, гарантированному значению.

XII.10. ЦЕНТРИРОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Центрирование вращающихся частей — одна из наиболее ответственных операций при монтаже и в процессе эксплуатации гидроагрегатов.

Центрирование вертикальных агрегатов преследует следующие цели: создание необходимых зазоров между неподвижными и вращающимися частями; устранение чрезмерных биений вращающихся частей, вызываемых рядом причин, основными из которых являются статический, динамический, гидравлический и электрический дисбалансы, а также неперпендикулярность опорной плоскости вращающегося диска подпятника оси вала и излом во фланцевых соединениях элементов, образующих общую линию вала агрегата [3].

Процесс центрирования ротора вертикальных гидроагрегатов в основном состоит из трех операций: 1) проверки общей линии вала с устранением чрезмерных биений; 2) приведения вала в вертикальное положение; 3) установки рабочего колеса в центр сопрягающихся с ним неподвижных деталей. Эти операции выполняют следующим образом.

Рабочее колесо расцентровывают по зазорам между лопастями и камерой (для поворотно-лопастной турбины) или в лабиринтных уплотнениях обода в фундаментном кольце (нижнем кольце направляющего аппарата) и ступицы в крышке турбины (для радиально-осевой турбины). Вал турбины регулированием длины подвесок (для поворотно-лопастного рабочего колеса) или подбивкой клиньев под обод (для радиально-осевого рабочего колеса) приводят в вертикальное положение, проверяемое с помощью струн (допускаемый уклон не более 0,03 мм на 1 м длины вала). Для сохранения центрирования всего ротора в плане и получения вертикального положения оси ротора после соединения его элементов центрируют ротор генератора относительно вала турбины: совмещают образующие цилиндрических поверхностей фланцев, а их сопрягаемые торцовые плоскости приводят в параллельное положение. Первое достигается смещением ротора генератора на сегментах подпятника за счет нажатия вкладышами подшипника на вал, второе — приведением ротора в вертикальное положение с помощью опорных болтов сегментов подпятника.

Соединяют вал турбины со ступицей ротора генератора и окончательно затягивают болты фланцевого соединения.

Для проверки перпендикулярности подпятника и отсутствия изломов во фланцевых соединениях элементов ротора агрегата производят его прокрутку с помощью крана. Ротор агрегата проворачивают после регулирования нагрузок на сегменты подпятника, пришабривания баббитовой поверхности сегментов по опорной плоскости вращающегося диска (по результатам поворотов ротора агрегата краном), пришабривания баббитовой поверхности направляющего подшипника генератора по шейке надставки (осуществляется на монтажной площадке до установки надставки на место). При повороте ротора агрегата краном для получения оттиска и шабрения сегментов подпятника, а также для проверки общей линии вала вкладыши направляющего подшипника турбины на место не устанавливают, а сегменты

направляющего подшипника генератора прижимают к шейке надставки до образования минимального зазора (0,05 мм), практически исключающего возможность смещения ротора по подпятнику.

Для устранения ошибок, возможных при фиксировании индикаторами значений биений при повороте ротора краном из-за того, что возвращение ротора в исходное положение после каждого поворота на выбранный угол представляется невозможным, после освобождения троса сегменты направляющего подшипника генератора освобождают (отодвигают) до создания зазора с шейкой надставки.

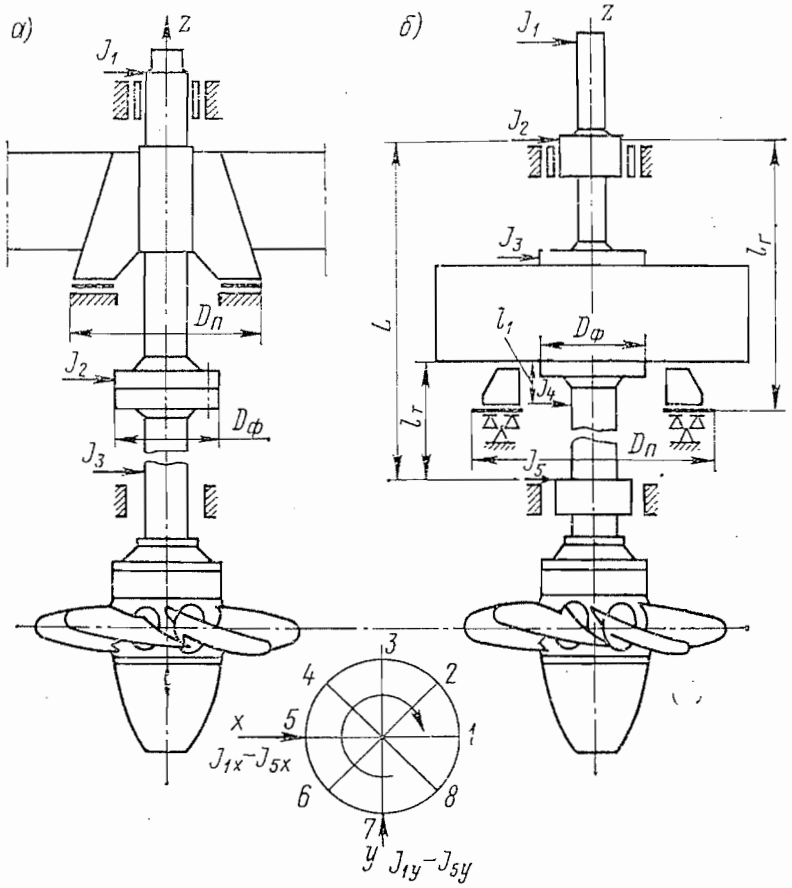


Рис. XII.8. Схемы общей линии вала гидроагрегата и расположения индикаторов при проворачивании ротора: *а* — двухвальный агрегат; *б* — агрегат с единым валом;

$J_1—J_5$ — индикаторы, расположенные в вертикальных плоскостях, проходящих через ось z и оси x и y; *1—8* — точки замера, расположенные по окружности вала через 45° в горизонтальных плоскостях

Перед каждым поворотом ротора на следующие 90° сегменты вновь прижимают к шейке надставки до образования минимального зазора (0,05 мм), но без изменений показаний индикаторов. Для облегчения процесса проверки общей линии вала устанавливают только половинное число сегментов направляющего подшипника генератора.

При проворачивании ротора определяют биения (двойные амплитуды перемещений в горизонтальной плоскости) шейки у направляющего подшипника генератора и фланца надставки, шеек вала у фланца и направляющего подшипника турбины. Для этого в каждой горизонтальной плоскости замеров устанавливают по два индикатора: по одному в направлениях продольной и поперечной осей здания ГЭС, причем индикатор в направлении продольной оси служит для получения контрольных показаний (рис. XII.8).

Если замеренные при проворачивании ротора биения укладываются в допустимые значения биений надставки и вала в указанных местах, процесс проверки общей линии вала считают завершенным. В противном случае принимают необходимые меры для уменьшения чрезмерных биений и доведения их до допустимых.

Для агрегатов с единым валом — типа изготовленных ЛМЗ и заводом «Электросила» им. С. М. Кирова для ГЭС «Джердап—Железные Ворота» (Югославия—

Румыния) — с учетом особенностей их конструкции и технологически возможной точности изготовления и соединения вала со ступицей допустимые биения могут быть определены из следующих зависимостей (размеры $l_г$, $l_т$, $D_п$, $D_ф$, L, l_1 см. на рис. XII.8, *б*):

1) биение фланца вала из-за неперпендикулярности подпятника $Б_{ф \perp п} \leqslant 2 \times \times 0{,}04\ (l_г - l_1)/D_п$, где 0,04 мм — биение опорной плоскости вращающегося диска с учетом технологически возможной точности изготовления подпятника в целом;

2) биение шейки вала направляющего подшипника турбины по той же причине $Б_{т \perp п} \leqslant 2 \cdot 0{,}04 L/D_п$;

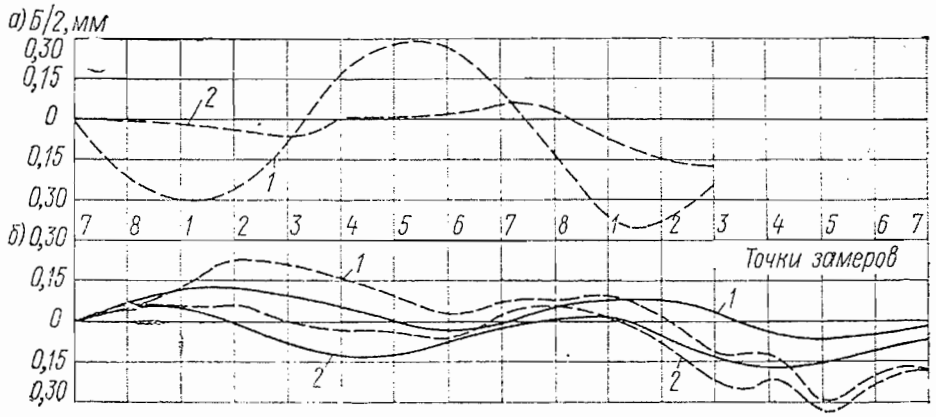


Рис. XII.9. Поперечные смещения (Б/2) вала в процессе проверки общей линии вала при проворачивании ротора агрегата: *а* — первоначальное состояние; *б* — после установки клиновой полиэтиленовой прокладки между сопрягаемыми плоскостями втулки ротора и вращающегося диска подпятника;

1 — смещения у направляющего подшипника турбины; *2* — смещения у фланца; — — — — при прижатых сегментах направляющего подшипника генератора; ——— при освобожденных сегментах направляющего подшипника генератора

3) биение шейки вала из-за излома во фланцевом соединении вала со ступицей $Б_{т \perp ф} \leqslant 2 \cdot 0{,}02 \cdot 2 l_т/D_ф$, где 0,02 мм — биение торцовой плоскости каждого из двух фланцев; коэффициент 2 учитывает возможность суммирования этих биений при соединении вала со ступицей.

Суммарное значение биений в результате технологически допустимых неточностей при изготовлении подпятника и при обработке и соединении вала со ступицей

$$Б_{т \perp п \perp ф} \leqslant 2 \cdot 0{,}02 \cdot 2\ (L/D_п + l_т/D_ф).$$

Так как эта величина превышает допустимый зазор между валом и сегментами направляющего подшипника турбины, суммирование неточностей изготовления вала и ступицы при их соединении является недопустимым. В этом случае биение шейки вала у направляющего подшипника турбины

$$Б_{т \perp п \perp ф} \leqslant 2 \cdot 0{,}02\ (2L/D_п + l_т/D_ф).$$

Учитывая сложность шабрения на клин торцовой плоскости одного из двух фланцев, излом во фланцевом соединении вала с втулкой при монтаже не устраняют.

Уменьшения составляющей биения шейки вала у направляющего подшипника турбины от излома достигают одновременно с уменьшением составляющей биения от неперпендикулярности подпятника. В этом случае шабрят на клин нанесенный на тыльной стороне вращающегося диска изоляционный слой, создавая тем самым новую геометрическую ось, при вращении ротора вокруг которой биения становятся допустимыми. Максимальная высота сшабриваемого клина (мм) $\delta = Б_{т \perp п} D_п/(2L)$, где $Б_{т \perp п}$ — уменьшенное биение вала у направляющего подшипника турбины из-за неперпендикулярности подпятника (см. вектор **ОЕ** на стр. 453).

После проверки общей линии вала (и в случае необходимости ее поправки) проверяют вертикальность вала по струнам и, если это нужно, приводят его в более

точное вертикальное положение, совмещая эту операцию с проверкой и регулированием равномерности распределения нагрузки от массы ротора агрегата на сегменты подпятника. Проверяют положение рабочего колеса по зазорам в уплотнениях ступицы и обода в неподвижных частях и при необходимости весь ротор агрегата перемещают по подпятнику в нужном направлении до получения оптимального распределения этих зазоров.

Изменение неперпендикулярности подпятника в целях создания новой геометрической оси вращения с уменьшенными значениями биений определяют графически с помощью построения кривых (синусоид) показаний индикаторов и векторной диаграммы (рис. XII.9, XII.10).

На векторной диаграмме $\mathbf{OD} = \mathbf{Б}_{т \perp п} = \mathbf{Б}_{ф \perp п} L/(l_г - l_1)$ — вектор биения шейки вала у направляющего подшипника турбины из-за неперпендикулярности подпятника, $\mathbf{OC} = \mathbf{OD} + \mathbf{DC}$ — вектор биения шейки вала в том же месте из-за неперпендикулярности подпятника и излома во фланцевом соединении, $\mathbf{DC} = \mathbf{OC} - \mathbf{OD}$ — вектор биения вала в том же месте от излома во фланцевом соединении его со ступицей.

Соединив точку O начала координат с точкой E, получим $\mathbf{OE} = \mathbf{OD} + \mathbf{DE}$ — сумма вектора биения шейки вала у направляющего подшипника турбины из-за имеющейся неперпендикулярности подпятника и части вектора биения от излома во фланцевом соединении вала со ступицей (разность имеющегося и допустимого значений биения). Вектор $\mathbf{OC} = \mathbf{OE} + \mathbf{EC}$.

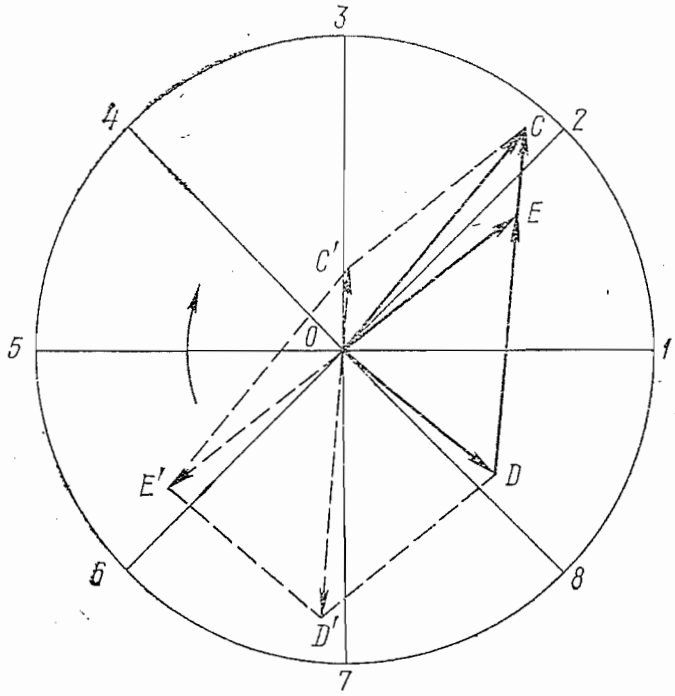


Рис. XII.10. Векторная диаграмма биений в процессе проверки общей линии вала при проворачивании ротора краном:
1—8 — точки замеров

Шабрением на клин тыльной поверхности вращающегося диска создают дополнительную неперпендикулярность подпятника: вектор $\mathbf{OE}'$ равен по величине вектору $\mathbf{OE}$, но противоположно направлен. Приложив вектор $\mathbf{OE}'$, получим $\mathbf{OE}' + \mathbf{OD} = \mathbf{OD}' = -\mathbf{DE}$. При этом, как видно из диаграммы, $\mathbf{OC} + \mathbf{OE}' = \mathbf{OC}' = \mathbf{EC}$, т. е. биение шейки вала у направляющего подшипника турбины из-за имевшейся и дополнительно вызванной неперпендикулярности подпятника и из-за имеющегося излома во фланцевом соединении вала со ступицей становится равным допустимому, изображаемому вектором $\mathbf{EC}$. Максимальная высота сшабриваемого клина в точке E (мм) $\delta = |\mathbf{OE}'| D_п/(2L)$, где $|\mathbf{OE}'|$ — абсолютная величина вектора $\mathbf{OE}'$, принимаемая в масштабе, выбранном при построении диаграммы.

В последние годы в процесс центрирования вертикальных агрегатов постепенно вносятся изменения, связанные с совершенствованием технологии изготовления гидросилового оборудования.

В связи с переходом к раздельной обработке отверстий во фланцах валов турбины и генератора (единого вала и ступицы ротора) по кондукторам отпала необходимость доставки вала генератора на турбинный завод для соединения и совместной обработки. При этом отказались и от проверки соединенных между собой валов по струнам в горизонтальном положении для определения значения излома во фланцевом соединении.

При монтаже до соединения валов прокручивают ротор генератора для определения точности обработки элементов, составляющих подпятник, а также проверки перпендикулярности торца фланца оси вала.

При обнаружении биений вала генератора из-за неперпендикулярности опорной плоскости вращающегося диска оси их устраняют за счет компенсатора (прокладки), предусматриваемого конструкцией подпятника.

Биение из-за неперпендикулярности торца фланца вала генератора устраняют за счет поворота вала турбины с учетом данных его изготовления (для оптимального взаимного положения валов) или шабрением на клин торца фланца вала турбины.

После соединения валов ротор агрегата прокручивают, при этом биение вала турбины у направляющего подшипника, которое может быть вызвано только неперпендикулярностью торца вала турбины, устраняют шабрением торца после разъединения валов.

Такая последовательность операций позволяет исправлять элементы, составляющие общую линию вала, поочередно (сначала на генераторе, затем на турбине) и привлекать к этим работам заводы-изготовители.

XII.11. ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СКОРОСТНОГО МОНТАЖА ГИДРОТУРБИН

С точки зрения монтажа целесообразно начинать работы во вчерне построенном здании ГЭС со сданным в эксплуатацию основным крановым оборудованием и штрабой, оставленной под закладные части. Основной недостаток такого способа — большая длительность цикла, определяемая последовательным характером монтажа всех узлов, начиная с облицовки конуса отсасывающей трубы.

Ускорения работ достигают путем монтажа закладных частей одновременно со строительными работами по возведению фундамента здания ГЭС. Монтажные работы выполняют с использованием строительных грузоподъемных и транспортных средств.

Технология ускоренного монтажа закладных частей должна предусматривать следующие положения: 1) максимально возможное укрупнение и окончательную сварку большинства деталей и узлов на всех пригодных для этого свободных площадках при широком использовании автомобильных и других кранов и средств малой механизации; 2) производство работ одновременно на широком фронте параллельно на многих агрегатах специализированными бригадами с использованием инвентарных подмостей, приспособлений, шаблонов и т. д.; 3) бетонирование узлов бесштрабным способом с использованием облицовок как опалубок; 4) окончание всех работ по установке закладных частей и их бетонированию к моменту выхода основного кранового оборудования на монтируемый агрегат и начала монтажа рабочих механизмов.

Для возможности производства работ по монтажу закладных частей одновременно с возведением фундамента здания ГЭС их запускают в производство и поставляют на строительство раньше, чем все остальное оборудование.

Число собираемых узлов одного агрегата, а в случае многоагрегатных ГЭС — одновременно нескольких агрегатов зависит от наличия монтажных площадок и их размеров, располагаемого кранового и другого оборудования, организации доставки и разгрузки оборудования, поступающего с базы складирования и хранения строительства, а также от численности и квалификации монтажного персонала.

На рис. XII.11 для примера приведен график монтажа 22 поворотно-лопастных турбин с рабочим колесом диаметром 9,3 м. На этой ГЭС монтаж закладных частей всех 22 турбин занял около полутора лет и был полностью закончен до начала монтажа рабочих механизмов. Установка всех статоров была осуществлена меньше чем за один год, причем в среднем на один статор было затрачено около двух недель. Несколько больше потребовалось на монтаж камер рабочих колес: в среднем на одну камеру было затрачено около четырех недель. Отдельные камеры были собраны, установлены, отцентрированы, зафиксированы в штрабе и сданы под заливку бетоном значительно быстрее.

Одновременно с помощью тех же строительных кранов грузоподъемностью по 10 т были смонтированы направляющие аппараты 17 турбин, что было необходимо для пропуска воды при строительстве.

Завершение монтажа закладных частей всех турбин и 17 направляющих аппаратов к моменту ввода в эксплуатацию основных эксплуатационных кранов предоставило широкий фронт для ведения работ по монтажу рабочих механизмов турбин, а также генераторов.

Монтаж статора велся последовательно, и только в отдельные моменты одновременно монтировались статоры двух турбин. В связи с большей длительностью цикла монтажа камер рабочих колес одновременно велись работы на двух-трех турбинах и только в отдельных случаях — на четырех.

На монтаж рабочих механизмов турбины (с момента опускания рабочего колеса в камеру до пуска агрегата), а для некоторых турбин включая направляющий аппарат (турбины № 5—8 и № 22) потребовалось в среднем около четырех месяцев. Однако агрегат № 7 с момента опускания рабочего колеса в камеру был смонтирован всего за один месяц. Для монтажа и ввода в эксплуатацию потребовалось три с половиной года, а на монтаж, начиная с момента опускания первого рабочего колеса, — чуть более двух лет, т. е. в среднем один месяц на агрегат. Во второй половине 1959 г. и в первой половине 1960 г. работы по монтажу рабочих механизмов турбин, а также генераторов велись одновременно на шести-семи агрегатах, что возможно только при большом числе опытных монтажников различных специальностей.

В целом по срокам монтажа и ввода агрегатов Волжская ГЭС им. XXII съезда КПСС является показательной, такие темпы до сих пор не достигнуты ни на одной ГЭС.

Установка закладных частей 15 радиально-осевых турбин Усть-Илимской ГЭС длилась около трех с половиной лет, монтаж статора в среднем потребовал двух-трех недель, а спиральной камеры — трех-четырех месяцев. Большинство статоров монтировались последовательно, в то время как в отдельные моменты спиральные камеры монтировались сразу на трех-четырех турбинах. Монтаж в основном выполнялся группами одновременно на трех-

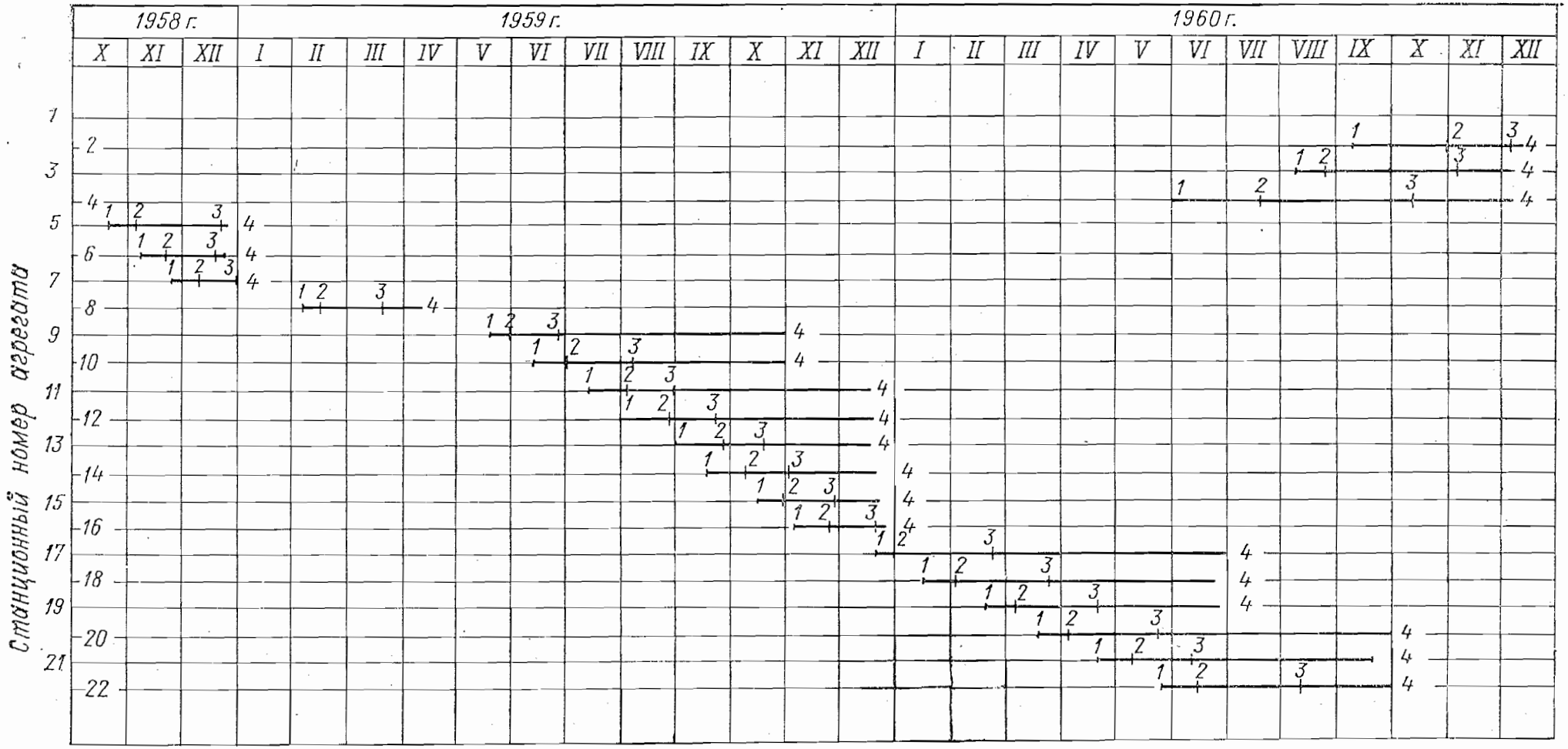


Рис. XII.11. График монтажа агрегатов Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС:

1 — опускание полностью собранного и гидравлически испытанного рабочего колеса в камеру; *2* — опускание в кратер собранного на монтажной площадке ротора генератора; *3* — пуск агрегата на холостой ход; *4* — ввод агрегата в эксплуатацию после 72-х часовых испытаний под нагрузкой

четырех агрегатах с различными по срокам смещениями одноименных операций. В целом продолжительность монтажа всех гидроагрегатов составила четыре с половиной года.

Как показывает опыт скоростного монтажа крупных и мощных агрегатов с поворотно-лопастными и радиально-осевыми турбинами, гидросиловое оборудование крупнейших в мире многоагрегатных ГЭС при правильной организации может быть введено в эксплуатацию всего за несколько лет.

Глава XIII

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ГИДРОТУРБИН

XIII.1. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ

По завершении всех монтажных и наладочных работ, заполнении отсасывающей трубы и спиральной камеры водой пускают агрегат на холостой ход и после соответствующих проверок и испытаний включают в сеть под нагрузку. Агрегат, проработавший в сети без сбоев и замечаний в течение 72 ч, считается принятым в эксплуатацию.

Эксплуатацию осуществляет заранее подготовленный персонал ГЭС в составе нескольких специализированных цехов. На ГЭС, непосредственно подчиненных энергетическому управлению, в зависимости от численности промышленно-производственного персонала организуют два или три цеха. В каскадных объединениях на базисной ГЭС организуют электрический, гидротурбинный и гидротехнический цеха, обслуживающие все ГЭС каскада. На других ГЭС каскада создают соответствующие участки, возглавляемые мастерами.

Персонал ГЭС должен руководствоваться «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей» (ПТЭ). Кроме ПТЭ эксплуатационный персонал обязан соблюдать требования, содержащиеся в технической документации на гидросиловое оборудование, и инструкции и указания по его обслуживанию, разработанные и переданные заводами-изготовителями, проектными институтами и другими учреждениями, отвечающими за нормальную работу ГЭС.

Одним из основных требований при эксплуатации гидротурбинных установок является обеспечение их бесперебойной работы, оптимального КПД для заданных нагрузки и режима работы в энергосистеме, постоянной готовности к принятию номинальной нагрузки.

При полностью открытых затворах на турбинных водоводах открытие направляющего аппарата должно соответствовать максимально допустимой нагрузке гидроагрегата при данных напоре и высоте отсасывания.

Гидроагрегат может быть введен в эксплуатацию при напоре, не меньшем пускового. При этом вибрации неподвижных и биения вращающихся частей не должны превышать допустимые, а кавитационные явления, характеризуемые стуками и необычными шумами в проточной части, должны отсутствовать. Гидроагрегат должен быть разгружен или остановлен при напоре и высоте отсасывания, выходящих за пределы допустимых. Значения всех параметров, определяющих возможность пуска и работы гидроагрегата, устанавливаются на основании данных заводов-изготовителей или специальных испытаний.

В процессе эксплуатации следует периодически контролировать состояние оборудования с помощью стационарных и переносных приборов. Пуск и работа гидроагрегата недопустимы при неисправности любой из защит, действующих на останов.

XIII.2. РЕМОНТНЫЕ РАБОТЫ И МАСТЕРСКИЕ

Межремонтный период. Межремонтным периодом считается промежуток времени между капитальными ремонтами. Межремонтный период гидроагрегатов должен составлять не менее 25 тыс. ч работы в генераторном режиме при числе часов использования установленной мощности в год 3000 и более; при меньшем числе часов использования он может быть уменьшен до 15—20 тыс. ч. Межремонтный период для крупных гидротурбин после выполнения наладочных и доводочных работ в первое время эксплуатации на многих многоагрегатных ГЭС доведен до 5—6 лет с тенденцией к увеличению до 7—8 лет.

В межремонтный период в процессе эксплуатации ведут наблюдение за работой и состоянием оборудования, причем мелкие неполадки, не требующие длительного останова агрегата, устраняют во время кратковременных остановов между пусками или при остановах на 2—3 дня в целях ревизии оборудования.

Плановые текущие ремонты гидроагрегатов проводят, согласно проектам, как правило, один раз в год.

Капитальный ремонт. Под капитальным ремонтом понимают заранее планируемый вывод оборудования из эксплуатации в целях устранения всех неисправностей, возникших и обнаруженных в прошедший межремонтный период, а также выполнения заранее подготовленных работ по модернизации и реконструкции оборудования.

Таблица XIII.1. Ориентировочная площадь механических мастерских для ГЭС, выполняющих капитальный ремонт оборудования собственными силами

Единичная мощность гидроагрегата, МВт	Общая площадь механической и слесарной мастерских на один агрегат, м²	Максимальная площадь мастерских (независимо от числа агрегатов), м²
До 50	14—18	140
50—150	17—20	170
Св. 150	19—21	200

Капитальные ремонты ведут с осушением проточной части турбины. Для проверки состояния и выполнения работ по ремонту элементов проточной части под рабочим колесом монтируют специальную площадку. При необходимости устраняют кавитационную эрозию деталей проточной части, проводят ревизию и замену уплотняющих элементов фланцев лопастей рабочих колес поворотно-лопастных турбин, ревизию вертикальных и торцовых уплотнений лопаток направляющего аппарата, а также проверку установленного времени перемещения направляющего аппарата на открытие и закрытие, наличия и значения натяга, установленного времени перемещения лопастей рабочего колеса в крайние положения. Проверяют общую линию вала агрегата в целях устранения повышенных биений вращающихся частей и вибрации неподвижных, разбирают направляющий подшипник турбины и регулируют зазоры между вкладышем и валом, проводят ревизию узла уплотнения вала, разбирают маслоприемник для осмотра состояния штанг и бронзовых втулок, запрессованных в корпусе.

При проведении капитального ремонта оборудования здания ГЭС прежде всего рассматривают возможность и целесообразность использования централизованных специализированных ремонтных предприятий, мастерских и лабораторий энергоуправления и системы Главэнергоремонта Минэнерго СССР.

Для многоагрегатных ГЭС при соответствующем технико-экономическом обосновании и обеспечении круглогодичной загрузки ремонтного персонала работой требуемой квалификации может быть принята организация капитального ремонта оборудования силами персонала ГЭС (хозспособом).

В проекте ГЭС должен быть дан перечень средств, обеспечивающих достаточный уровень механизации ремонтных работ и эксплуатационного обслуживания оборудования, а также перечень рабочих мест, к которым необходимо подвести сжатый воздух и питание электроэнергией для силовых установок и освещения.

Для обеспечения удобного перемещения грузов, передвижных механизмов и персонала в пределах территории ГЭС и в производственных помещениях должна быть разработана общестанционная транспортная схема, предусматривающая устройство транспортных путей между участками ремонтных работ, ремонтными мастерскими и складами с приобретением соответствующих средств горизонтального и вертикального транспорта (автомобили, грузоподъемные устройства, лифты и др.).

Ремонтные мастерские. В составе ремонтного хозяйства ГЭС могут быть предусмотрены мастерские: механическая, электротехническая, слесарная, электрогазосварочная, кузница, столярная, краскозаготовительная и др. Основными факторами, определяющими площадь механических мастерских для ГЭС, выполняющих капитальный ремонт оборудования собственными силами, являются мощность и число агрегатов, тип и размер гидротурбин. Ориентировочные данные для определения площади механических мастерских с последующим уточнением при компоновке оборудования приведены в табл. XIII.1.

Механические мастерские оборудуют токарно-винторезными станками, фрезерными, заточными, шлифовальными, строгальными, сверлильными и др. Кроме того, участковые или цеховые мастерские должны быть оснащены в необходимом количестве сверлильными и заточными станками, электросварочными трансформаторами, слесарными тисками и т. д. В проектах механических мастерских предусматривают оснащение их наборами специальных пневматических или электрических инструментов (гайковерты, зубила, молотки и др.) и передвижными верстаками, стендами и шкафами.

Механическая мастерская может быть размещена в здании ГЭС, на монтажной площадке, в пристройке к зданию ГЭС или в отдельном здании на отметке монтажной площадки. Она должна быть оборудована кран-балкой грузоподъемностью до 3 т. Необходимо обеспечить возможность подъезда к мастерской внутристанционного транспорта.

Площадь сварочной мастерской принимают до 30 м^2 и размещают в одном помещении с механической.

XIII.3. РЕМОНТ ДЕТАЛЕЙ ГИДРОТУРБИН, ПОВРЕЖДЕННЫХ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИЕЙ

Время появления и характер кавитационных разрушений деталей гидротурбин при прочих равных условиях зависят от применяемых материалов. Изготовление деталей гидротурбин из кавитационно-стойких материалов в значительной мере способствует увеличению межремонтного периода.

Своевременное проведение ремонтов предупреждает возникновение значительных кавитационных разрушений, уменьшает объем работ и время простоя.

С точки зрения технологичности кавитационно-стойкие материалы должны хорошо обрабатываться и свариваться. Такими свойствами обладают коррозионно-стойкие стали, а также наплавки электродами, содержащими большой процент хрома и никеля.

Характер и размеры кавитационной эрозии зависят также от соблюдения правил технической эксплуатации. При нарушении их появляются значительные разрушения, и ремонт таких деталей становится сложным и трудоемким или вообще невозможным без демонтажа.

Детали проточной части

Поврежденные под воздействием кавитации детали проточной части гидротурбины восстанавливают наплавкой кавитационно-стойкого защитного слоя специальными электродами. Защита поверхности деталей, выполненных из углеродистой или низколегированной стали, облицовкой листовой коррозионно-стойкой (нержавеющей) сталью не рекомендуется, что подтверждено опытом длительной эксплуатации на многих ГЭС.

Ремонт деталей проточной части гидротурбин, поврежденных кавитацией, заключается в подготовке, заварке и зачистке поверхностей и в большинстве случаев производится на месте без демонтажа.

Подготовка и зачистка поверхностей. Подготовка поверхности состоит в удалении поврежденного металла. Разрушенный металл деталей из углеродистых и низколегированных сталей удаляют воздушно-дуговым строганием с помощью угольных электродов, деталей из коррозионно-стойких сталей — только механическим способом (рубкой пневматическим молотком или шлифованием). Подготовленные под сварку поверхности очищают от жировых и других загрязнений. Для обезжиривания используют уайт-спирит или ацетон.

Если в результате удаления разрушенного металла образуются значительные углубления, форму детали восстанавливают наплавкой углеродистыми электродами. Наплавку защитного кавитационно-стойкого покрытия производят аустенитными электродами в два-три слоя. Наплавленный слой зашлифовывают заподлицо с окружающей поверхностью и проверяют по шаблонам, снятым в неповрежденных местах.

Сварочные работы. В табл. XIII.2 указаны основные электроды для заварки выборок и наплавки защитного слоя. Для сварки используют постоянный ток обратной полярности. Силу сварочного тока назначают из расчета 40—45 А на 1 мм диаметра электрода при сварке электродами марки УОНИ-13/45 в нижнем положе-

Таблица XIII.2. Электроды для заварки выборок и наплавки защитного слоя

Марка свариваемой стали	Марка электрода	
	Заварка выборок	Наплавка защитного слоя
20К 22К; 25Л; 30Л; 20ГСЛ; 20ГСФ; 20ГСФЛ 06Х12Н3Д; 06Х12Н3ДЛ; 10Х12НД; 10Х12НДЛ; 20Х13НЛ *	УОНИ-13/45 УОНИ-13/45; ЭА-395/9 ЭА-395/9; ЦЛ-25	ЦЛ-25; ЦЛ-9; УПИ-30МС
10Х18Н3Г3Д2Л	ЦЛ-33	ЦЛ-33; ЦЛ-25; ЦЛ-9

* Заварку выборок на стали 20Х13НЛ производят по технологии, разработанной или согласованной с заводом-изготовителем.

нии, при сварке электродами остальных марок в том же положении — 30 А. При сварке в вертикальном и потолочном положениях силу сварочного тока уменьшают на 10—20 %. Во всех случаях, где это возможно, сварку производят в нижнем или полувертикальном положении.

Сварку ведут короткой дугой с зачисткой шлака и брызг зубилом и металлической щеткой. При сварке аустенитными электродами тщательно заделывают кратеры повторными замыканиями дуги. Ширина валиков не более 2,5 диаметров электрода. В зависимости от глубины и объема заварку выборок на углеродистых, низколегированных и высоколегированных сталях, кроме 10Х18Н3Г3Д2Л, рекомендуется выполнять с подогревом (табл. XIII.3). Подогрев перед сваркой осуществляют газовыми нагревателями, индукторами или другими приспособлениями. Радиус зоны подогрева — 300 мм от места сварки. Температуру в процессе сварки поддерживают за счет повторного нагрева (сопутствующего подогрева) или автоподогрева (за счет энергии сварочной дуги). Во избежание охлаждения используют теплоизоляционный материал — асбестовое полотно. По окончании работ места сварки и зоны нагрева прогревают до температуры первоначального нагрева и укрывают асбестовым полотном для замедления охлаждения. Температуру нагрева контролируют приварными или контактными термопарами, термокарандашами или другими

Таблица XIII.3. Режимы подогрева деталей при заварке выборок

Марка свариваемой стали	Марка электрода	Глубина выборки, мм	Объем выборки, см³	Температура подогрева, °С
20К, 22К, 25Л	УОНИ-13/45 *	До 10	Не ограничен	Без подогрева
30Л, 20ГСЛ		10—40	Св. 500	100—150
20ГСФ 20ГСФЛ	ЭА-395/9	До 40 Св. 40	Не ограничен Св. 500	Без подогрева 100—150
10Х12НД 10Х12НДЛ	ЭА-395/9; ЦЛ-25	До 50 Св. 50	Не ограничен Св. 500	Без подогрева 200—250
06Х12Н3Д 06Х12Н3ДЛ		До 50 Св. 50	Не ограничен Св. 700	Без подогрева 100—150

* Во всех случаях при расположении выборок в местах, подверженных кавитационной и гидроабразивной эрозии, поверхностные слои наплавляют электродами ЦЛ-25.

способами. При отсутствии указаний о подогреве при сварке не допускается разогрев вблизи места сварки более 100—150 °С. При сварке применяют методы наложения швов, вызывающие минимальные сварочные напряжения и деформации (рис. XIII.1).

Выборку большого сечения заваривают путем постепенного уменьшения ее размеров послойной наплавкой металла на дно и боковые стенки (рис. XIII.1, *а*, *б*). При длине выемки менее 200 мм шов выполняют напроход с изменением направления наплавки в каждом слое на 180°. При длине более 200 мм направление наплавки — обратноступенчатое или обратноступенчатое от середины к краям с изменением направления наплавки в каждом слое на 180° (рис. XIII.1, *в*).

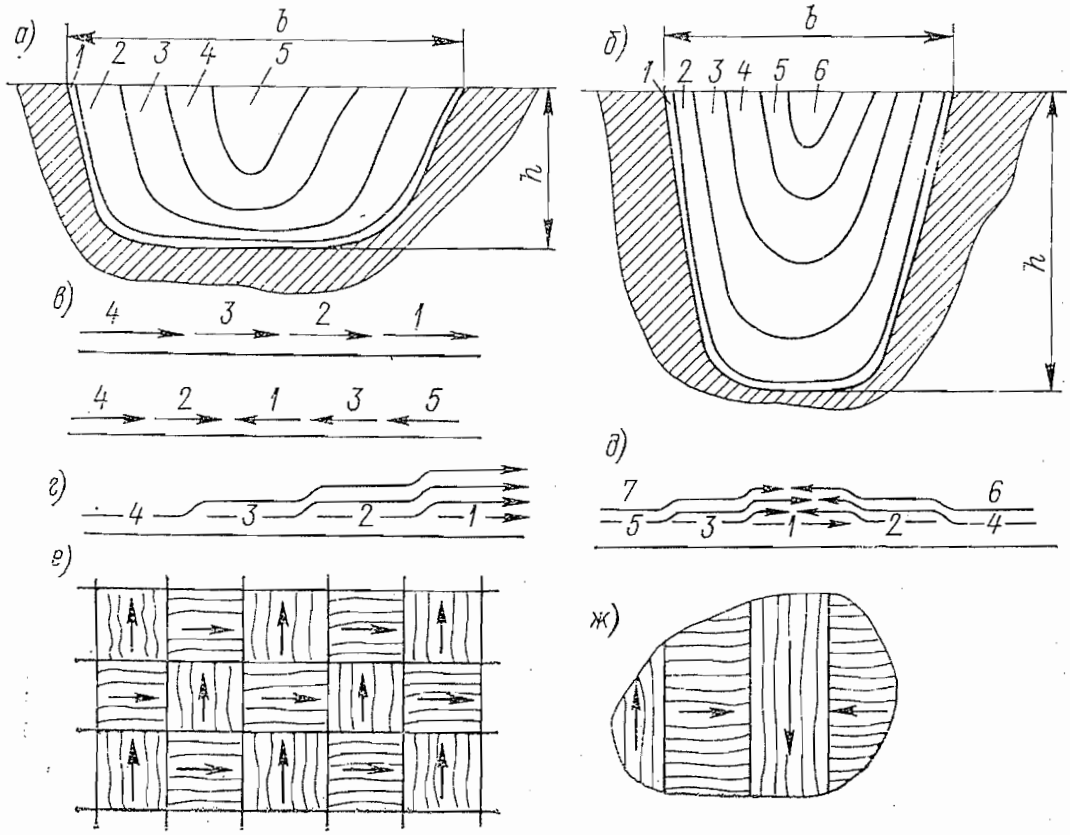


Рис. XIII.1. Схемы наложения сварных швов (стрелки указывают направление сварки): *а*, *б* — заварка выемок большого сечения соответственно при ширине разделки *b* больше и меньше глубины *h* (*1* — двухслойная облицовка поверхности выемки; *2—6* — последовательно наплавляемые слои); *в* — сварка обратноступенчатым методом или обратноступенчатым от середины к краям при наплавке протяженных участков небольшой ширины — до 150 мм (*1—5* — последовательность выполнения наплавки); *г*, *д* — сварка каскадным методом и методом горки (*1—7* — последовательность выполнения наплавки); *е* — наплавка поверхности размерами более 250×250 мм; *ж* — наплавка поверхности размерами менее 250×250 мм

Наплавку протяженных выборок небольшой ширины (до 150 мм) ведут обратноступенчатым швом с длиной ступени 100—150 мм (длина участка, полученная при расплавлении одного электрода).

Для протяженных выборок большого сечения на сталях, требующих подогрева при сварке, заварку ведут каскадным методом (рис. XIII.1, *г*) или методом горки (рис. XIII.1, *д*), что способствует сохранению нагрева. Длина участков 100—150 мм.

Наплавку поверхностей размерами более 250×250 мм ведут с разбивкой на участки размерами 150×150 мм и изменением направления сварки на каждом участке на 90° в каждом последующем слое (рис. XIII.1, *е*).

При размерах менее 250×250 мм наплавку ведут без разбивки на участки, меняя направление сварки в каждом последующем слое (рис. XIII.1, *ж*).

Заварку выборок и наплавку защитного слоя производят прокаленными россыпью в электропечи электродами с неповрежденной обмазкой. Режимы прокалки и срок годности электродов после нее указаны в табл. XIII.4.

Таблица XIII.4. Режимы прокалки и срок годности электродов

Тип	Марка	Режим прокалки		Срок годности, сутки
		Температура, °С	Время выдержки, ч	
Э-42А	УОНИ-13/45	350—380	1—1,5	5
Э-10Х25Н13Г2	ЦЛ-25	350—380	1	15
Э-10Х25Н13Г2Б	ЦЛ-9	300—320	1—1,5	15
Э-06Х22Н9	ЦЛ-33	360	2	15
Э-11Х15Н25М6АГ2	ЭА-395/9	350—400	1—1,5	15
—	УПИ-30МС	350—400	2	2

При заварке дефектов аустенитными электродами, если глубина выборки более 30 мм, ее поверхность сначала покрывают двумя облицовочными слоями. При сварке многослойных швов начало и конец участков каждого прохода смещают на 20—24 мм относительно предыдущего. При многослойной защитной наплавке для первого слоя используют минимальную силу тока, чтобы уменьшить проплавление и перемешивание наплавленного металла с основным.

Сварку ведут при температуре окружающего воздуха не ниже +5 °С.

При большом объеме работ в целях повышения производительности труда и сокращения длительности ремонта применяют полуавтоматическую наплавку в среде углекислого газа. При наплавке тонкой проволокой в среде углекислого газа отпадает необходимость очистки от шлака каждого шва перед нанесением последующего, поверхность наплавленного слоя получается более ровной, обеспечивается высокая производительность работ благодаря механизированному процессу подачи проволоки и газа. Для наплавки используют полуавтоматическую сварочную установку типа ПДГ-507у3. Марка сварочной проволоки Св-08Х18Н9Т, диаметр 1,2 или 1,6 мм.

Поверхность камеры также наплавляют полуавтоматическим методом порошковой проволокой — с помощью сварочного шлангового полуавтомата А-765. Этот метод используют в случае значительных по площади кавитационных повреждений камеры и других элементов проточной части турбины. Применяют порошковую проволоку ПП-АН138 диаметром 2,6 мм, в состав шихты сердечника которой введены все необходимые легирующие и шлако- и газообразующие компоненты, исключающие необходимость использования при сварке среды углекислого газа. К автомату подают постоянный ток обратной полярности (знак плюс на электроде) от выпрямителя ВС-500, обладающего жесткой внешней характеристикой. Оптимальный режим наплавки: сила тока 200—220 А; скорость подачи порошковой проволоки 169 м/ч. Эффективность метода заключается в повышении кавитационной стойкости наплавленного защитного слоя, увеличении производительности по сравнению с ручной наплавкой в два-три раза и снижении температурных напряжений в наплавляемых деталях.

Корпус рабочего колеса

Кавитационной эрозии подвергается поверхность корпуса в зоне зазора между корпусом и торцовой частью пера лопасти со стороны входной и выходной кромок. Со временем площадь такой поверхности увеличивается, а глубина разрушений в течение нескольких лет может достигнуть 20 мм и более. Интенсивность эрозии зависит от размера и формы зазора.

Во время капитального ремонта разрушенный металл удаляют (в основном посредством шлифования), после чего форму корпуса восстанавливают наплавкой: сначала углеродистыми, а затем аустенитными электродами, образующими защитный поверхностный слой. Поверхность наплавки шлифуют по шаблонам, снятым в неповрежденных местах. Наплавку выполняют таким образом, чтобы избежать большого нагрева корпуса и не повредить уплотнения фланцев лопастей.

На некоторых ГЭС вместо наплавки для восстановления формы корпуса после удаления разрушенного металла используют металлизацию. При этом необходимый предварительный нагрев поверхности в месте нанесения металла не превышает 200 °С, и общий нагрев корпуса может быть значительно меньшим, чем при наплавке.

Следует отметить, что наплавленный участок более надежен в эксплуатации, чем защищенный металлизацией.

Во избежание эрозии поверхность корпуса рабочего колеса вновь изготовляемых турбин в процессе производства защищают наплавкой кавитационно-стойкими электродами. Для этого при механической обработке размеры корпуса предварительно занижают, затем наплавляют недостающий металл и подвергают окончательной механической обработке.

Особое внимание следует уделять защите всякого рода заглушек, пробок и т. д., особенно если они закрывают сквозные отверстия, ведущие к внутренней полости корпуса. Такие детали, а также защитные кожухи уплотнения фланцев лопастей следует изготовлять только из кавитационно-стойкой стали. Известно много случаев, когда из-за кавитационного разрушения таких деталей происходили значительные потери масла из системы регулирования, и такие турбины приходилось выводить в длительный ремонт со сливом масла из внутренней полости корпуса и вала агрегата.

Лопасти рабочих колес мощных радиально-осевых гидротурбин, работавших на одной из ГЭС при значительно более низких напорах, чем минимально допустимые, длительное время подвергались интенсивному воздействию кавитационной эрозии, из-за чего неоднократно восстанавливались наплавкой. В результате бесконтрольной наплавки большого объема металла форма лопастей и каналов между ними настолько исказились, что при переходе к работе на расчетных напорах интенсивность кавитационной эрозии нисколько не уменьшилась. Одновременно на несколько процентов снизился КПД.

Для восстановления первоначальной формы и размеров лопастей были изготовлены специальные пространственные шаблоны, по которым излишне наплавленный или выступающий в канал в результате вызванной наплавкой деформации металл был удален с поверхности лопастей воздушно-дуговым строганием. Эти меры практически прекратили дальнейшее разрушение лопастей под действием кавитации, КПД увеличился на 1,5—2 %.

В связи со сложностью и большим объемом работ по такому восстановлению ремонт лопастей рабочих колес без систематического контроля их формы и размеров следует считать недопустимым.

Значительного эффекта достигают приваркой ребер в направлении потока в местах наиболее интенсивной кавитационной эрозии или подводом атмосферного воздуха к этим местам. Это уменьшает глубину кавитационного разрушения и массу теряемого металла в шесть-семь раз.

XIII.4. МЕРЫ ПО УСТРАНЕНИЮ ТРЕЩИН В ЛОПАСТЯХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

При эксплуатации в лопастях рабочих колес в отдельных случаях могут образоваться трещины: в радиально-осевых турбинах — на выходных, а иногда и на входных кромках лопастей в местах сопряжения со ступицей и ободом; в поворотно-лопастных — на выходных кромках лопастей, в местах сопряжения выходных и периферийных кромок, а также в галтелях перехода от фланца к перу.

На входных или выходных кромках в конце трещины сверлят отверстие, чтобы не допустить ее дальнейшего развития. В месте трещины механическим путем разделывают выборку (желательно Х- или К-образные) для наплавки металла по обе стороны. Выборку заваривают, начиная от конца трещины к кромке.

Выборку в месте сквозной трещины, не выходящей на кромку, начинают со сверления отверстий по ее концам. Концы трещины определяют шлифованием, полированием до шероховатости $\overset{1,25}{\nabla}$ и травлением участков металла, прилегающих к видимым концам. При односторонней заварке сквозных выборок устанавливают подкладные планки. При сварке углеродистых и низколегированных сталей такие планки изготовляют из стали Ст3. При сварке высоколегированных сталей электродами ЭА-395/9, ЦЛ-25 и стали 10Х18Н3Г3Д2Л электродами ЦЛ-33 подкладные планки изготовляют из стали 12Х18Н10Т.

Поверхность выборок не должна иметь острых углов, стенки должны быть пологими, форма и размеры — обеспечивать доступность сварки.

При сварке малоуглеродистых сталей электродами типа Э-42А для снижения напряжений и предотвращения возможных деформаций сварку выполняют с проковкой наплавленного металла пневматическими рубочными молотками (зубилами с закругленной режущей кромкой радиусом 2 мм). Первый и последний валики или слои не прочеканивают, чтобы не замазать трещин, которые могли в них образоваться.

В последнее время для предупреждения развития трещины в длину на некотором расстоянии от ее концов прорубают или вышлифовывают канавки, которые затем заплавляют вязким электродом.

Качество заварки выборок контролируют травлением наплавленного металла, обработанного заподлицо с основным, а также околошовной зоны шириной около 50 мм. Шероховатость подготовленной под травление поверхности заваренных выборок в местах дефектов — $\sqrt{1,25}$, защитных слоев — $\sqrt{6,3}$. Поверхности наплавок, выполненных электродами Э-42А, протравляют 10 %-ным водным раствором азотной кислоты. На поверхностях углеродистых и низколегированных сталей, наплавленных электродами ЭА-395/9 или ЦЛ-25, первоначально протравляют околошовную зону — 10 %-ным водным раствором азотной кислоты, затем наплавленный металл — реактивом состава: концентрированная соляная кислота (HCl), хлорное железо ($FeCl_3$), вода, взятые в равных массовых долях. Этот же реактив применяют для травления поверхностей выборок, наплавленных электродами ЭА-395/9 или ЦЛ-25 на высокохромистых сталях и электродами ЦЛ-33 на стали 10Х18Н3Г3Д2Л.

После контроля поверхности ее зачищают до металлического блеска для удаления протравленного слоя.

Подготовленные под наплавку поверхности с кавитационной, абразивной и коррозионной эрозией, прилежащие участки шириной 15—20 мм, а также поверхности наплавленных защитных слоев контролируют внешним осмотром после зачистки.

Наличие металлургических дефектов литья выявляют травлением, цветной или магнитно-порошковой дефектоскопией места выборки и прилежащего участка шириной примерно 50 мм. Для стали 10Х18Н3Г3Д2Л магнитно-порошковую дефектоскопию не применяют. Шероховатость поверхности, обработанной под контроль цветной дефектоскопией — $\sqrt{2,25}$, магнитно-порошковой — $\sqrt{6,3}$.

XIII.5. ГИДРОАБРАЗИВНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ И АНТИКОРРОЗИОННАЯ ЗАЩИТА ДЕТАЛЕЙ ГИДРОТУРБИН

Гидроабразивное изнашивание. Гидротурбины многих ГЭС одновременно подвержены разрушающему воздействию кавитации и гидроабразивному изнашиванию, вызываемому несомыми потоком твердыми частицами. Детали проточной части, выполненные из современных конструкционных коррозионно-стойких сталей, обеспечивают высокую надежность в эксплуатации в течение нескольких лет только в умеренных гидроабразивных условиях, хотя износостойкость высокохромистых сталей выше, чем низколегированных углеродистых.

Аустенитные хромоникелевые наплавки, например из стали 08Х18Н9Т, обладающие высокой кавитационной стойкостью, отличаются низким сопротивлением абразивному изнашиванию. Для ремонта деталей турбин, работающих в условиях интенсивного изнашивания, необходимы сплавы, обладающие одновременно высокой стойкостью против воздействия гидроабразивной и кавитационной эрозии, а также достаточно технологичные при наплавке и шлифовании.

По износостойкости, сопротивлению хрупкому разрушению, а также технологичности наилучшим является Fe—C—Cr—Ni—V-сплав типа 50Х20Н8Ф4, образуемый при наплавке электродами ЦН-21, гидроабразивная и кавитационная износостойкость которого, по данным лабораторных испытаний, примерно в два раза выше, чем стали 12Х18Н10Т, принятой за эталон.

Наиболее благоприятное сочетание свойств износостойкости и стойкости к трещинообразованию имеют Fe—C—Cr—V-сплавы. На основе сплава 170Х17Ф8, обладающего стойкостью против образования трещин при наплавке, высокой абразивной и кавитационной износостойкостью и хорошо поддающегося шлифованию, разработаны электроды марки ЦН-23 (твердость 23—28 HRC). Применение электродов ЦН-21 и ЦН-23 для наплавки деталей, подверженных гидроабразивному воздействию, увеличивает межремонтный период в 1,5—2 раза.

Антикоррозионная защита деталей. Наиболее надежное средство защиты от коррозии — нанесение на поверхность детали защитного слоя цинка с последующим покрытием несколькими слоями эпоксидной смолы. Слой цинка наносят способом

металлизации (распылением металлической проволоки, расплавляемой с помощью специальных газовых или электрических горелок) или способом окраски (набрызгиванием или нанесением кистями вручную цинковой краски из специально приготовленного порошка цинка на основе эпоксидной смолы). Металлизация требует предварительной тщательной подготовки поверхности, в основном пескоструйной очистки. Металлизация — дорогостоящий способ, а потому ее применяют в случаях, когда требуется особо надежная и долговечная защита.

Поверхности деталей, более доступных для осмотра и ревизии, а также находящихся в воде, но не омываемых потоком, обычно не металлизируют, а окрашивают той же цинковой краской в два слоя. После металлизации и последующего покрытия поверхности цинковой краской во избежание окисления необходимо через 8—10 ч нанести основные защитные слои: набрызгать с помощью специальных аппаратов или вручную кистями два-три слоя эпоксидной смолы (каждый слой наносить через сутки). Описанная технология и правильно выбранные материалы позволяют надежно защитить детали проточной части турбины на срок до 15 лет.

Достоинство покрытия поверхности слоями цинка состоит в том, что разрушение происходит только в месте повреждения и не распространяется в стороны. Эпоксидные слои при их повреждении или уменьшении толщины в процессе эксплуатации восстанавливают размягчением поверхностного слоя специальными растворителями и последующим нанесением нового слоя краски.

Описанный способ защиты сравнительно сложен, трудоемок и дорог, однако вследствие надежности применение его технически и экономически целесообразно. Есть и другие способы защиты — предварительная металлизация алюминием или нанесением алюминиевой краски, а затем различных покрытий. В некоторых случаях поверхность покрывают несколькими слоями эпоксидной смолы без предварительной металлизации или окраски. Выбор средств защиты, организация и технология работ по их нанесению должны быть согласованы с заказчиком оборудования на стадии технического проектирования.

Большой объем работ по антикоррозионной защите может быть выполнен на территории базы складирования и хранения строительства, однако для этого необходимы специальные площадки, навесы или закрытые помещения с железнодорожными путями, грузоподъемными средствами, а также компрессоры и другое специальное оборудование.

Глава XIV

СПРАВОЧНЫЕ И РУКОВОДЯЩИЕ МАТЕРИАЛЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ГИДРОАГРЕГАТА

XIV.1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СОЗДАНИЯ И ВНЕДРЕНИЯ НОВОЙ ТЕХНИКИ В ГИДРОМАШИНОСТРОЕНИИ

В соответствии с Всесоюзной методикой [1] создаваемый объект новой техники или принятое новое техническое решение сравнивают с некоторым заранее определенным (так называемым базовым) объектом существующей техники или с базовым техническим решением. В случае, когда разработано несколько вариантов объекта новой техники или нового технического решения, с базовым объектом сравнивают каждый из этих вариантов.

Экономическим показателем, на основании которого делается вывод о целесообразности внедрения новой техники, является так называемый *годовой экономический эффект*. Под годовым экономическим эффектом понимается приведенная к расчетному году *суммарная экономия* всех производственных ресурсов (трудозатрат,

[1] Методика (основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. — Экономическая газета, 1977, № 10, с. 11—14. Утверждена постановлением Государственного комитета Совета Министров СССР, АН СССР и Государственным комитетом по делам изобретений и открытий от 14.02.1977 № 48/16/13/3.

материалов, капиталовложений), получаемая народным хозяйством от производства, внедрения в народное хозяйство и эксплуатации в течение всего срока службы стольких единиц новой техники, сколько планируется к выпуску или выпускается в расчетном году, по сравнению с затратами на такое количество старой (базовой) техники, которое обеспечивает тот же объем выпуска основной продукции.

За *расчетный годовой объем производства* рекомендуется принимать:

а) для изделий мелкосерийного и единичного производства — число изделий, выпущенных за первые пять календарных лет с начала изготовления;

б) для изделий, выпускаемых по разовым заказам,— весь объем заказа.

Экономический эффект от внедрения мероприятий, направленных на улучшение показателей оборудования, уже находящегося в эксплуатации, определяют по показателям первого года внедрения мероприятия.

При определении экономического эффекта от изобретений и рационализаторских предложений за расчетный год принимают первый год их использования.

Параметры гидроэлектростанций определяются природными условиями, так что оборудование ГЭС в каждом случае проектируют на свое индивидуальное сочетание напора и расхода. В связи с этим в гидромашиностроении базовый вариант выбирают в два этапа: сначала подбирают исходную турбину (обратимую гидромашину), спроектированную на напор, близкий к тому, который имеет сравниваемое изделие, а затем параметры (размеры, массу, КПД и т. п.) этой исходной турбины пересчитывают на мощность и напор сравниваемой турбины (обратимой гидромашины). В результате получается *условная гидромашина*, которая может работать при том же напоре, что и вновь спроектированное изделие, и развивать одинаковую с ним мощность, но будет отличаться от вновь спроектированной гидромашины другими характеристиками (КПД, размерами, массой, стоимостью, величиной заглубления и т. п.), поскольку в проточную часть и конструкцию этой условной гидромашины заложены концепции ранее созданных машин, а не новейшие достижения техники, которые, как предполагается, должны быть заложены в новое изделие. Указанную условную гидромашину и принимают за базовый вариант для сравнения с вновь проектируемой турбиной.

При сравнении затворов в качестве базового принимают такой затвор, который спроектирован на одинаковые с новым напор и расход.

Пересчет исходной гидромашины на условия сравниваемого изделия *(определение параметров базовой гидромашины)* производится в следующем порядке.

1. Определяют диаметр рабочего колеса базовой гидротурбины или обратимой гидромашины

$$D_б = \sqrt{N_н/\left(9{,}81 Q'_{1и}\eta_и H_н^{3/2}\right)}, \qquad \text{(XIV.1)}$$

где $N_н$ и $H_н$ — мощность и расчетный напор новой гидротурбины соответственно в кВт и м; $Q'_{1и}$ — приведенный расход исходной турбины, м³/с; $\eta_и$ — КПД исходной гидротурбины (диаметр рабочего колеса обратимой гидромашины определяют по параметрам турбинного режима).

2. Рассчитывают КПД базовой турбины

$$\eta_б = 1 - (1 - \eta_и)\left(0{,}25 + 0{,}75\sqrt[5]{D_и/D_б}\sqrt[10]{H_и/H_н}\right), \qquad \text{(XIV.2)}$$

где $D_и$ и $H_и$ — соответственно диаметр и напор исходной турбины.

3. КПД базовой обратимой гидромашины рекомендуется определять по следующим формулам:

а) в насосном режиме

$$\eta_{б.нас} = 1 - (1 - \eta_{и\,нас})\left\{0{,}4 + 0{,}6\left[(D_и/D_б)\sqrt{H_{и.нас}/H_{н.нас}}\right]^{0{,}16}\right\}; \qquad \text{(XIV.3)}$$

б) в турбинном режиме

$$\eta_{б.турб} = 1 - (1 - \eta_{и.турб})\left\{0{,}3 + 0{,}7\left[(D_и/D_б)\sqrt{H_{и.турб}/H_{н.турб}}\right]^{0{,}16}\right\}. \qquad \text{(XVI.4)}$$

По формуле (XIV.26) рассчитывают массу базовой гидромашины, после чего определяют ее цену

$$Ц_б = Ц_и K_м K_п (G_б/G_и), \qquad \text{(XIV.5)}$$

где $Ц_и$ — цена исходной турбины, тыс. руб.; $K_м$ — поправочный коэффициент [1] к стоимости единицы массы турбины в зависимости от диаметра рабочего колеса и напора; $K_ц$ — коэффициент приведения цены исходной турбины к современному уровню (при изготовлении исходной турбины до 1967 г. $K_ц = 1{,}6$; в период 1967—1977 гг. $K_ц = 1{,}35$; в период 1978—1981 гг. $K_ц = 1{,}25$); $G_б$, $G_и$ — массы базовой и исходной гидромашин.

Задача технико-экономического расчета в этих условиях сводится к оценке в денежном выражении различия базового и сопоставляемого (нового) вариантов по совокупности показателей: КПД, массе, трудоемкости, заглублению, надежности и другим.

XIV.2. РАСЧЕТ ГОДОВОГО ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА

Определение годового экономического эффекта основано на сопоставлении приведенных затрат по базовой и новой технике. Приведенные затраты $З$ как у изготовителя, так и у потребителя новой техники определяются по формуле

$$З = C + E_н K, \qquad (XIV.6)$$

где C — себестоимость единицы продукции, руб.; K — удельные (на данную единицу продукции) капиталовложения в производственные фонды, руб.; $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

Коэффициент $E_н$ указывает, какая доля капиталовложений должна окупиться в народном хозяйстве в течение одного года (величина, обратная коэффициенту эффективности, называется сроком окупаемости).

В тех случаях, когда капиталовложения осуществляются в течение ряда лет, они приводятся к одному моменту времени (например, к началу расчетного года использования новой техники) по формуле

$$K_{прив} = K(1 + E)^t, \qquad (XIV.7)$$

где $K_{прив}$ — капиталовложения за соответствующий год, приведенные к началу расчетного года использования новой техники; $E = 0{,}1$ — норматив приведения; t — период замораживания капиталовложений, лет (для затрат, осуществляемых после начала расчетного года, величина t берется с отрицательным знаком).

Приведение к одному расчетному году (учет фактора времени) означает, что экономическая весомость затрат, произведенных в разные годы, различна и что рубль, вложенный в народное хозяйство пять лет назад, сегодня «весит» значительно больше своего номинала (1,6105 руб. при $E = 0{,}1$), а рубль, который будет вложен через пять лет,— значительно меньше (0,6209 руб.).

Суммарные приведенные затраты (капиталовложения) находят по формуле

$$K_{сумм} = \sum_{t=0}^{T} K(1 + E)^t. \qquad (XIV.8)$$

Для обеспечения адекватного подхода к оценке экономической эффективности новой техники в масштабах всего общественного производства Всесоюзная методика рекомендует использовать в расчетах единый по стране оптимальный нормативный коэффициент экономической эффективности $E_н = 0{,}15$.

В тех случаях, когда объектом новой техники являются новый технологический процесс, новое технологическое оборудование, механизация и автоматизация производства, новый способ организации труда на производстве без изменения характера продукции и ее параметров, годовой экономический эффект рассчитывают по формуле

$$Э = (З_1 - З_2) A_2, \qquad (XIV.9)$$

где $З_1$, $З_2$ — приведенные затраты на единицу продукции (работы), производимой с помощью базовой ($З_1$) и новой ($З_2$) техники, руб. [см. формулу (XIV.6)]; A_2 — расчетный годовой объем производства продукции (работы) с помощью новой техники в натуральных единицах.

---

[1] Справочник по определению нижнего предела цен на гидравлические турбины и затворы на предпроектных стадиях. Л.: ОНТИ ЦКТИ, 1983. 45 с.

В тех случаях, когда экономический эффект достигается вследствие производства и использования новых видов энергетического оборудования долговременного применения (со сроком службы более одного года) с улучшенными характеристиками (производительность, долговечность, издержки эксплуатации и т. п.), годовой экономический эффект рассчитывают по формуле

$$Э = \left[З_1 \frac{B_2}{B_1} \frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н} + \frac{(И'_1 - И'_2) - E_н (K'_2 - K'_1)}{P'_2 + E_н} - З_2 \right] A_2, \quad (XIV.10)$$

где B_1, B_2 — мощность или годовая производительность единицы соответственно базового и нового оборудования (изделия) в натуральных единицах; P_1, P_2 — доли балансовой стоимости, ежегодно отчисляемые на полное восстановление (реновацию) базового и нового оборудования (изделия), % (в сумме они должны составить накопление, необходимое для замены износившегося объекта в конце его физического срока службы или после его морального износа); P'_2 — коэффициент реновации новой техники с учетом морального износа (для гидроагрегатов всех типов с комплектующим и вспомогательным оборудованием принимают $P'_2 = 0{,}1$); K'_1, K'_2 — сопутствующие капиталовложения у потребителя по базовому и новому вариантам без учета стоимости рассматриваемого оборудования (изделия), руб.; $И'_1$, $И'_2$ — годовые эксплуатационные издержки потребителя при использовании им базового и нового оборудования (изделия) в расчете на объем продукции (например, на выработку электроэнергии), производимой с помощью нового оборудования, руб. (в этих издержках помимо затрат на обеспечение нормальной эксплуатации оборудования учитывают часть амортизационных отчислений, которая предназначена на капитальный ремонт оборудования, а также амортизационные отчисления по соответствующим капитальным вложениям потребителя).

Если фондоемкость единицы базового и нового оборудования (изделия) с достаточной достоверностью не может быть определена, то вместо приведенных затрат $З_1$ и $З_2$ в формуле (XIV.10) можно использовать оптовые цены.

При технико-экономическом обосновании энергокомплексов в формуле (XIV.10) под $З_1$ и $З_2$ следует понимать суммарную оптовую цену по оборудованию всего комплекса.

Затраты на монтаж оборудования и строительство комплекса должны, как и для отдельного изделия, учитываться в сопутствующих капиталовложениях K'_1 и K'_2. Применительно к гидросиловому оборудованию сюда входят изменяющиеся при переходе от варианта к варианту составляющие стоимости зданий, земляных работ, вспомогательного оборудования и пр.

Отношение B_2/B_1 в формуле (XIV.10) представляет собой коэффициент учета изменения производительности единицы нового (B_2) оборудования (изделия) по сравнению с базовым (B_1).

В расчете экономического эффекта производится приведение отчислений P_1 и P_2 по фактору времени к единому расчетному году.

Средние ежегодные отчисления на реновацию в зависимости от срока службы и нормативного коэффициента эффективности $E_н$ рассчитывают по формуле

$$P = E_н/[(1 + E)^{t_с} - 1], \quad (XIV.11)$$

где $E = 0{,}1$ — норматив приведения; $t_с$ — срок службы изделия новой техники; $E_н = 0{,}15$.

Величина $1/(P + E_н)$ представляет собой коэффициент суммирования приведенных к одному расчетному году ежегодных издержек и отчислений на реновацию за весь эффективный срок службы объекта (изделия) с учетом фактора времени.

Эту величину можно рассматривать как экономический показатель эффективного срока службы изделия, а отношение $(P_1 + E_н)/(P_2 + E_н)$ — как коэффициент, учитывающий изменение срока службы нового оборудования (изделия) по сравнению с базовым.

Отношение $[(И'_1 - И'_2) - E_н (K'_2 - K'_1)]/(P'_2 + E_н)$ — экономия у потребителя на текущих издержках эксплуатации и отчислениях от сопутствующих капитальных вложений за весь эффективный срок службы нового оборудования (изделия) по сравнению с базовым с учетом фактора времени, руб.

При сопоставлении вариантов энергооборудования, отличающихся уровнем надежности (разные значения показателя аварийности q), приведение нового и базового вариантов к одному уровню надежности (так называемое выравнивание) может быть осуществлено посредством дополнительного учета стоимости аварийного резерва мощности в энергосистеме (для варианта с меньшей надежностью). В этом случае изменение аварийного резерва мощности учитывают по формуле

$$\Delta N_{\text{а. р}} = \Delta r N_{\text{агр}}, \qquad \text{(XIV.12)}$$

где Δr — изменение удельного аварийного резерва мощности, % (рис. XIV.1); $N_{\text{агр}}$ — электрическая мощность агрегата, кВт.

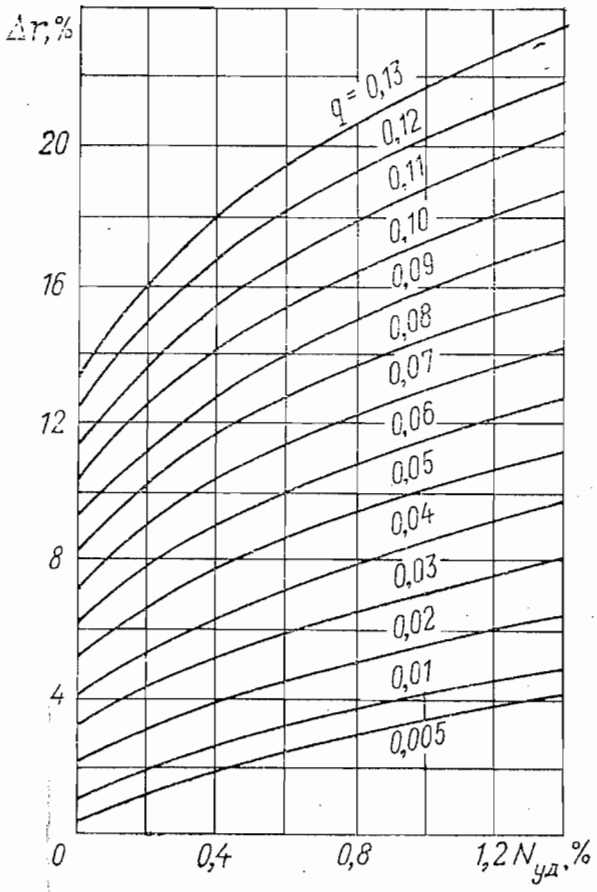


Рис. XIV.1. График для определения удельного аварийного резерва мощности [20] ($N_{\text{уд}}$ — удельный вес мощности агрегата в системе)

В расчете экономического эффекта изменение аварийного резерва мощности учитывают формулой для разности приведенных затрат ($\Delta З_{\text{а. р}}$) на создание аварийного резерва:

$$\Delta З_{\text{а. р}} = \pm [\Delta N_{\text{агр}} (E_{\text{н}} K_{\text{уд}} + C_{\text{уд}}) - E_{\text{н}} K_{\text{доп}}]/(P'_2 + E_{\text{н}}), \qquad \text{(XIV.13)}$$

где $K_{\text{уд}}$ — удельные капиталовложения в аварийный резерв мощности (30—40 руб/кВт); $C_{\text{уд}}$ — удельные годовые эксплуатационные затраты (без топливной составляющей) на аварийный резерв (8—10 руб/кВт); $K_{\text{доп}}$ — дополнительные затраты, обеспечивающие повышение надежности оборудования, руб.

При наличии соответствующих данных в расчете экономического эффекта от повышения надежности могут быть учтены также: изменение затрат на топливо в энергосистеме в результате перераспределения нагрузки за время простоя агрегата в аварийном ремонте; дополнительные затраты на ремонт оборудования во время аварийного ремонта; затраты, связанные с дополнительными пусками агрегатов в энергосистеме.

При отсутствии необходимых данных для расчета эффекта по формуле (XIV.13) экономия затрат приближенно может быть найдена по формуле

$$\Delta З_{\text{н}} = \left(E_{\text{н}} K \frac{\Delta t}{8760} \omega - E_{\text{н}} K_{\text{доп}}\right) \Big/ (P'_2 + E_{\text{н}}), \qquad \text{(XIV.14)}$$

где K — стоимость оборудования с учетом всех элементов энергоустановки, работоспособность которых определяется надежностью рассматриваемого оборудования, руб.; Δt — уменьшение простоя при аварийных ремонтах, ч; ω — число аварийных остановок на одном агрегате в год.

При ускорении ввода оборудования в эксплуатацию экономия затрат определяется по формуле

$$З_{\text{ср. в}} = E_{\text{н}} K \Delta T, \qquad \text{(XIV.15)}$$

где K — стоимость оборудования, руб.; ΔT — сокращение срока ввода оборудования в долях года.

При уменьшении длительности и частоты плановых капитальных ремонтов экономию рассчитывают по формуле (XIV.14), принимая $\omega = 1$ и $\Delta t = (t_{\text{к. р1}}/\tau_1 - t_{\text{к. р 2}}/\tau_2)\, 24$, где $t_{\text{к. р 1}}$, $t_{\text{к. р 2}}$ — продолжительность капитального ремонта до и после осуществления мероприятий, сутки; τ_1, τ_2 — продолжительность межремонтного периода работы оборудования до и после осуществления мероприятий, лет.

Если новое оборудование вследствие повышения КПД, изменения мощности собственных нужд или других мероприятий обеспечивает повышение номинальной мощности энергоустановки на существующем оборудовании, то в этом случае экономию следует рассчитывать по замыкающим затратам на электроэнергию [1]. Замыкающие затраты представляют собой сумму: топливной составляющей; затрат на сооружение и эксплуатацию замыкающих электростанций; затрат на распределение электроэнергии.

Экономия от увеличения мощности

$$\Delta З_{доп} = (З_э \Delta N h - E_н K_{доп})/(P'_2 + E_н), \qquad (XIV.16)$$

где $З_э$ — замыкающие затраты на электроэнергию, руб./(МВт·ч); $\Delta N = N_{агр} \times (\eta_н/\eta_б - 1)$ — дополнительная электрическая мощность агрегата, МВт; h — годовое число часов использования установленной мощности, ч.

Величина $З_э$ зависит от годового числа часов (h) работы с максимальной нагрузкой, и до 1990 г. для большинства районов СССР можно в среднем принимать $З_э = 12 \div 16$ руб./(МВт·ч) при $h_{баз} = 7000$ ч/год и $З_э = 33 \div 40$ руб./(МВт·ч) при $h_{пик} = 1000$ ч/год. В часы ночного снижения графика нагрузки $З_э = 5 \div 7$ руб./(МВт·ч). Здесь индекс «баз» относится к оборудованию, работающему в базисе графика нагрузки, индекс «пик» — к оборудованию, дающему пиковую мощность.

Если число часов работы с максимальной нагрузкой отличается от указанного, замыкающие затраты на электроэнергию находят по формуле

$$З_э = [7(h - 1) З_{э.баз} - (7 - h) З_{э.пик}]/(6h), \qquad (XIV.17)$$

где $З_{э.баз}$, $З_{э.пик}$ — замыкающие затраты на электроэнергию соответственно при $h_{баз} = 7000$ ч/год и $h_{пик} = 1000$ ч/год, руб./(МВт·ч); h — заданное число часов работы с максимальной нагрузкой, тыс. ч.

При продлении срока службы действующего оборудования сверх установленного норматива экономический эффект находят по формуле

$$Э = Ц(\alpha_t - 1) - K_{доп}, \qquad (XIV.18)$$

где $Ц$ — стоимость оборудования, подлежащего установке вместо существующего, руб.; $\alpha_t = (1 + E)^t$ — коэффициент приведения затрат к единому расчетному моменту; $K_{доп}$ — дополнительные затраты, связанные с продлением срока службы действующего оборудования, руб.

XIV.3. КАПИТАЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ И ТЕКУЩИЕ ИЗДЕРЖКИ

В капитальные затраты изготовителей и потребителей при расчете включают как непосредственные капиталовложения, связанные с сооружением объекта (ГЭС), на котором должно быть установлено новое и базовое гидросиловое оборудование, так и все другие единовременные затраты, необходимые для создания и использования техники, независимо от источника их финансирования. К таким затратам у изготовителей, в частности, относятся расходы на НИР и ПКР по разработке новой техники (кроме поисковых работ и работ по созданию научного задела), по изготовлению, наладке и доводке головных и опытных образцов, по организации технологического процесса (затраты на оснастку, освоение новых технологических процессов и т. п.). Если затраты изготовителя могут быть использованы для производства других видов оборудования, то на рассматриваемое оборудование следует относить только часть соответствующих затрат, определяемую экспертным путем.

К сопутствующим капитальным затратам потребителей при использовании энергетического оборудования относятся дополнительная стоимость строительной части, стоимость монтажных работ и транспортировки оборудования на место монтажа, стоимость тары и упаковки, заготовительно-складские расходы.

---

[1] Замыкающие затраты на электроэнергию представляют собой суммарные удельные (на 1 кВт·ч) капиталовложения и издержки энергосистемы при выработке энергии на базисных или пиковых тепловых станциях, снабжаемых самым дорогим для данного района привозным топливом. Замыкающими они называются потому, что обеспечивают (замыкают) удовлетворение потребностей энергосистемы при любых изменениях ее структуры после того, как все наиболее экономичные (в том числе местные) источники топлива оказываются загруженными до максимума производительности.

Текущие издержки завода-изготовителя отражаются в себестоимости продукции и учитываются формулой (XIV.6).

В текущие издержки потребителя ($И_1'$ и $И_2'$) при определении экономического эффекта по формуле (XIV.10) следует включать не полную себестоимость продукции, получаемой на базовом и новом оборудовании, а лишь изменяющиеся статьи текущих эксплуатационных затрат. Применительно к гидросиловому оборудованию эффект от увеличения выработки электроэнергии на новой технике учитывают топливной составляющей стоимости 1 кВт·ч. Амортизацию основного оборудования и сопутствующих капиталовложений для потребителя учитывают в виде отчислений на капитальный ремонт.

Расходы на топливо определяются как произведение годового расхода условного топлива на его цену. Цену топлива рекомендуется принимать по замыкающим затратам для районов потребления, где установлено или предполагается устанавливать энергетическое оборудование.

Если конструкция нового энергетического оборудования позволяет изменить технологию его ремонта по сравнению с базовым изделием, то в эксплуатационных расходах следует учесть ежегодные затраты на ремонт нового и базового изделий (см. Прейскурант 26-06-19. Оптовые цены на ремонт основного и вспомогательного энергетического оборудования).

XIV.4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СОЗДАНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ГАЭС

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) вводятся в энергосистемы для выполнения следующих функций: покрытия графиков нагрузки; поддержания интенсивного набора и снижения нагрузки; заполнения провалов графика нагрузки (например, в ночное время). Особенностью ГАЭС является то, что они не увеличивают общую выработку энергии в энергосистеме, а лишь переносят энерговыработку и генерирующую мощность из одной части графика в другую. Тем самым ГАЭС повышают эффективность эксплуатации маломаневренных мощных ТЭС и АЭС, увеличивая их загрузку во время ночных провалов графика и освобождая их от необходимости резко менять нагрузку в моменты быстрого роста или спада потребления энергии в энергосистеме. Эту особенность ГАЭС следует учитывать при расчетах экономического эффекта их применения.

Базовый вариант для оборудования ГАЭС (обратимой гидромашины) подбирают так же, как и для обычной турбины. При расчетах полагают, что введение ГАЭС в энергосистему должно привести к сокращению мощности строящихся неэкономичных пиковых ТЭС и облегчить условия эксплуатации базисных ТЭС и АЭС.

При разнице в себестоимости и эффективности нового и базового вариантов оборудования ГАЭС годовой экономический эффект может быть рассчитан по формуле (XIV.10). При этом экономию приведенных текущих издержек $И_1'$ и $И_2'$ находят по формуле

$$И_1' - И_2' = \Delta И_{пик} + \Delta И_{баз} = З_{э.\,пик} N_{агр.\,турб} (\eta_{н.\,турб} - \eta_{б.\,турб}) \times$$
$$\times a_{турб} t_{турб} - N_{агр.\,нас} (1/\eta_{б.\,нас} - 1/\eta_{н.\,нас}) a_{нас} t_{нас} З_{э.\,баз}, \quad (XIV.19)$$

где $\Delta И_{пик}$ — экономия годовых издержек на пиковой ТЭС вследствие того, что эту нагрузку несут агрегаты ГАЭС, тыс. руб.; $\Delta И_{баз}$ — экономия годовых издержек на базисной ТЭС или АЭС, снабжающей агрегаты ГАЭС энергией в часы провалов графика нагрузки для заполнения водохранилища, тыс. руб.; $N_{агр.нас}$, $N_{агр.турб}$ — мощность одного агрегата соответственно в насосном и турбинном режимах, тыс. кВт.; $З_{э.пик}$, $З_{э.баз}$ — замыкающие затраты на электроэнергию соответственно при $h_{пик} = 1000$ ч/год и $h_{баз} = 7000$ ч/год, руб./(кВт·ч); $a_{турб}$, $a_{нас}$ — число дней в году, когда агрегаты ГАЭС работают в турбинном и насосном режимах; $t_{турб}$, $t_{нас}$ — число часов работы агрегата ГАЭС в турбинном и насосном режимах в сутки; $\eta_{б.турб}$, $\eta_{б.нас}$, $\eta_{н.турб}$, $\eta_{н.нас}$ — КПД базового и сравниваемого (нового) вариантов оборудования ГАЭС при работе в турбинном и насосном режимах.

При расчете эффекта по формуле (XIV.10) в дополнительных капитальных затратах $К_2'$ и $К_1'$ учитывают разницу капитальных вложений потребителя по ГАЭС при установке на ней нового и базового оборудования.

Ниже приведены примеры расчетов экономического эффекта.

Пример 1. Типовой расчет экономического эффекта от создания и использования радиально-осевой гидротурбины мощностью 650 МВт [1].

В качестве исходного варианта для сравнения принята ранее изготовленная на близкие параметры радиально-осевая гидротурбина. Исходные данные для расчета базовой гидромашины приведены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные для расчета базовой гидромашины (к примеру 1)

Показатели	Сравниваемые варианты гидротурбин			Обоснование исходных данных
	Исходная	Базовая (условная)	Новая	
Мощность, МВт	256 ($N_и$)	650 ($N_б$)	650 ($N_н$)	Технические условия
Расчетный напор, м	170 ($H_и$)	194 ($H_б$)	194 ($H_н$)	То же
Максимальный напор, м	207 ($H_{и\,max}$)	220 ($H_{б\,max}$)	220 ($H_{н\,max}$)	»
Диаметр рабочего колеса, м	4,5 ($D_и$)	—	6,5 ($D_н$)	»
Частота вращения, об/мин	200 ($n_и$)	—	142,8 ($n_н$)	»
Приведенная частота вращения, об/мин	67,4 ($n'_{1и}$)	—	65,6 ($n'_{1н}$)	»
Приведенный расход через турбину, м³/с	0,640 ($Q'_{1и}$)	—	—	»
КПД при расчетном напоре, %	93,3 ($\eta_и$)	—	95,5 ($\eta_н$)	»
Масса оборудования, т	527 ($G_и$)	—	1338 ($G_н$)	»
Цена турбины, тыс. руб.	1150 ($Ц_и$)	—	3348 ($Ц_н$)	Прейскурант и расчет

1. Определение параметров базовой (условной) гидротурбины. Диаметр рабочего колеса [по формуле (XIV.1)]

$$D_б = \sqrt{650\,000/\left(9{,}81 \cdot 0{,}64 \cdot 0{,}933 \cdot 194^{3/2}\right)} = 6{,}4 \text{ м}.$$

КПД базовой (условной) турбины [по формуле (XIV.2)]

$$\eta_б = 1 - (1 - 0{,}933)\left[0{,}25 + 0{,}75\sqrt[5]{4{,}5/6{,}4}\sqrt[10]{170/194}\right] = 0{,}937.$$

Масса [см. формулу (XIV.20)]

$$G_б = G_и\,(D_б/D_и)^m\,(H_{н\,max}/H_{и\,max})^n = 527\,(6{,}4/4{,}5)^{2{,}6}\,(220/207)^{0{,}2} = 1333 \text{ т}.$$

Цена [по формуле (XIV.5)]

$$Ц_б = 1150 \cdot 0{,}879 \cdot 1{,}35\,(1333/527) = 3452 \text{ тыс. руб.},$$

где коэффициент $K_м$ представляет собой соотношение нижних пределов стоимости единиц массы гидротурбин типа РО230 с диаметрами рабочих колес 6,4 и 4,5 м: $K_м = 1{,}67/1{,}9 = 0{,}879$; коэффициент $K_Ц$ принимается равным 1,35 (изготовление исходной турбины относится к периоду 1967—1977 гг.).

2. Определение экономического эффекта. Исходные данные для расчета приведены в табл. 2, расчет основных показателей — в табл. 3. Экономический эффект

$$Э = Ц_б + \frac{З_э \Delta W - E_н \Delta K_{загл}/A}{P'_2 + E_н} - Ц_н = 3452 + \frac{0{,}012 \cdot 45427 - 0{,}15\,(-9060)/10}{0{,}1 + 0{,}15} -$$

$$- 3348 = 2828{,}1 \text{ тыс. руб.}$$

[1] Пример расчета основан на Инструкции по определению экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений, разрабатываемых в энергомашиностроении. Л.: НПО ЦКТИ, 1982. 103 с. (В обосновании исходных данных именуется Инструкция.)

Таблица 2. Исходные данные для расчета экономического эффекта (к примеру 1)

Показатели	Сравниваемые варианты гидротурбин		Обоснование исходных данных
	Базовая (условная)	Новая	
Мощность турбины, МВт	650 ($N_б$)	650 ($N_н$)	См. табл. 1
Расчетный напор, м	194 ($H_б$)	194 ($H_н$)	То же
Диаметр рабочего колеса, м	6,4 ($D_б$)	6,5 ($D_н$)	Расчет
Цена турбины, тыс. руб.	3452 ($Ц_б$)	3348 ($Ц_н$)	»
КПД при расчетном напоре, %	93,7 ($\eta_б$)	95,5 ($\eta_н$)	См. табл. 1
Нормативный коэффициент эффективности $E_н$	0,15	0,15	Инструкция, п. 1.5
Коэффициент реновации с учетом морального износа P_2'	0,1	0,1	Инструкция, прилож. 3
Годовое использование установленной мощности $T_{ГЭС}$, ч		3640	Данные Гидропроекта
Замыкающие затраты на электроэнергию (район — Сибирь) $З_э$, руб./(МВт·ч)	—	12	Инструкция, прилож. 5, табл. 2
Относительная высота отсасывающей трубы	4,26 ($\bar{h}_б$)	2,5 ($\bar{h}_н$)	Данные завода
Коэффициент кавитации σ	0,105 ($\sigma_б$)	0,058 ($\sigma_н$)	» »
Стоимость 1 м заглубления основания ГЭС $C_{загл}$, тыс. руб./м	—	450	Данные Гидропроекта
Число турбин, устанавливаемых на ГЭС, A, шт.	—	10	По данным проекта

Таблица 3. Расчет основных показателей экономического эффекта (к примеру 1)

Показатели	Расчетная формула	Результат расчета
Цена новой гидротурбины $Ц_н$, тыс. руб.	См. табл. 2	3348
Относительное увеличение КПД турбины $\Delta\eta$	$\Delta\eta = (\eta_н - \eta_б)/\eta_б$	0,0192
Дополнительная выработка электроэнергии ΔW, МВт·ч	$\Delta W = N_н \Delta\eta T_{ГЭС}$	45 427
Дополнительное заглубление основания ГЭС Δh, м	$\Delta h = (\bar{h}_н D_н - \bar{h}_б D_б) + (\sigma_н - \sigma_б) H_н$	—20,1
Дополнительные капиталовложения в заглубление основания ГЭС $\Delta K_{загл}$, тыс. руб.	$\Delta K_{загл} = C_{загл} \Delta h$	—9060

Экономический эффект от внедрения в народное хозяйство новой гидротурбины в данном случае достигается увеличением годовой выработки электроэнергии из-за более высокого КПД нового изделия, а также экономией на строительных затратах.

Пример 2. Расчет экономического эффекта от внедрения результатов научно-исследовательской работы «Комплексные испытания радиально-осевой гидротурбины действующей ГЭС с целью увеличения мощности». База для расчета — радиально-осевая гидротурбина мощностью 155 МВт. В случае внедрения на ГЭС результатов НИР станет возможным увеличить максимальную мощность турбины до 170 МВт. Исходные данные и расчет основных показателей приведены в табл. 1 и 2.

Годовой экономический эффект определяют по формуле

$$Э_{нх}^{год} = (\Delta И_{ТЭС} + E_н \Delta K_{ТЭС}) A - E_н S_{НИР} = (60 + 0{,}15 \cdot 1305) 4 - 0{,}15 \cdot 60 = 1014 \text{ тыс. руб.}$$

Таблица 1. Исходные данные для расчета экономического эффекта (к примеру 2)

Показатели	Сравниваемые варианты гидротурбин		Обоснование исходных данных
	Базовая	Модернизированная (новая)	
Мощность турбины, МВт	155 ($N_б$)	170 ($N_н$)	Данные ГЭС и перспективные данные НИР
Нормативный коэффициент эффективности $E_н$	0,15	0,15	
Коэффициент реновации с учетом морального износа P_2'	0,1	0,1	Инструкция, прилож. 3
Число часов работы оборудования в год $T_{ГЭС}$, ч	2000	2000	Данные ГЭС
Удельные капиталовложения на увеличение мощности замещаемой пиковой ТЭС $K_{уд}$, руб./кВт	87	87	Данные Гидропроекта
Постоянная составляющая себестоимости электроэнергии на замещаемой пиковой ТЭС $C_{пик}$, руб./(кВт·ч)	0,002	0,002	Данные Минэнерго
Число агрегатов на ГЭС A, шт.	4	4	» »
Стоимость НИР $S_{НИР}$, тыс. руб.	—	60	Плановые данные

Таблица 2. Расчет основных показателей экономического эффекта (к примеру 2)

Показатели модернизированной турбины	Расчетная формула	Результаты расчета
Дополнительная мощность агрегата ΔN, МВт	$\Delta N = N_н - N_б$	15
Дополнительная выработка электроэнергии на одном агрегате при увеличении мощности ΔW, МВт·ч	$\Delta W = \Delta N T$	30 000
Экономия дополнительных капиталовложений на увеличение мощности замещаемой ТЭС $\Delta K_{ТЭС}$, тыс. руб.	$\Delta K_{ТЭС} = K_{уд}\,\Delta N$	1305
Экономия на эксплуатационных расходах замещаемой пиковой ТЭС $\Delta И_{ТЭС}$, тыс. руб.	$\Delta И_{ТЭС} = \Delta W C_{пик}$	60

Полный народнохозяйственный эффект от внедрения результатов работы за весь эффективный срок службы оборудования

$$Э_{нх} = \frac{\Delta И_{ТЭС} + E_н \Delta K_{ТЭС}}{P_2' + E_н} A - S_{НИР} = \frac{60 + 0.15 \cdot 1305}{0{,}1 + 0{,}15} 4 - 60 = 4032 \text{ тыс. руб.}$$

Экономический эффект в данном случае достигается как вследствие увеличения мощности оборудования ($\Delta K_{ТЭС}$ — экономия дополнительных капиталовложений на увеличение мощности замещаемой пиковой ТЭС), так и благодаря увеличению выработки электроэнергии ($\Delta И_{ТЭС}$ — экономия на эксплуатационных расходах замещаемой пиковой ТЭС).

Поскольку отчисления на стоимость НИР проводятся в течение ряда лет, при расчете годового народнохозяйственного эффекта их доля учитывается произведением $E_н S_{НИР}$.

XIV.5. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВНОВЬ ПРОЕКТИРУЕМЫХ ТУРБИН

Основными параметрами, определяющими массу гидромашины, являются диаметр рабочего колеса D_1 и максимальный напор H_{max}. Диаметр рабочего колеса при заданной мощности определяет габариты машины, а напор обусловливает сте-

пень массивности деталей, необходимую из условий прочности и надежности. Массу гидротурбин и затворов ориентировочно можно найти по эмпирической формуле (т)

$$G = kD_1^m H_{max}^n, \qquad (XVI.20)$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса турбины или затвора, м; H_{max} — максимальный расчетный напор, м (для затворов — напор с учетом повышения давления от гидравлического удара при закрытии направляющего аппарата); k, m, n — безразмерные коэффициенты (табл. XIV.1).

Таблица XIV.1. Коэффициенты k, m, n

Тип турбины или затвора	k	m	n
ПЛ10—ПЛ40	2,880	2,1	0,4
ПЛ50—ПЛ80	1,435	2,1	0,6
РО45—РО230	$1{,}65 + 7{,}0/D_1 + 0{,}0018H$	2,6	0,2
РО310—РО500	$1{,}0 + 5{,}0/D_1 + 0{,}0020H$	2,6	0,25
Затвор дисковый	0,910	2,25	0,23
Затвор шаровой	0,058	2,4	0,9

Массу радиально-осевых турбин можно также определять по формуле (т)

$$G_{РО} = k_1 e^{aD_1} H_{max}^b,$$

где D_1 и H_{max} подставляются в м; k_1, a, b — коэффициенты, зависящие от напора:

H, м	45—300	300—500
k_1	17,4	14,0
a	0,49	0,49
b	0,16	0,2

В диапазоне напоров 45—70 м массу диагональных гидромашин можно ориентировочно определять через массу поворотно-лопастных по формуле $G_{диаг} = (1{,}10 \div 1{,}15)\, G_{ПЛ}$, а в диапазоне напоров 70—130 — через массу радиально-осевых гидротурбин: $G_{диаг} = (1{,}2 \div 1{,}3)\, G_{РО}$, где $G_{ПЛ}$, $G_{РО}$ — массы поворотно-лопастной и радиально-осевой гидромашин, имеющих одинаковый с диагональной гидромашиной диаметр расположения лопаток направляющего аппарата и, следовательно, одинаковую ширину блока агрегата и при этом спроектированных на одинаковый с диагональной гидромашиной максимальный напор.

Трудоемкость (нормо-ч), соответствующая затратам труда на турбостроительных заводах, может быть ориентировочно найдена по формуле

$$T = AD_1 K_{р.к} K_{н.а} K_{ПЛ} K_{диаг} K_{з.ч} K_э, \qquad (XIV.21)$$

где A — параметр, характеризующий трудоемкость изготовления турбины или затвора с номинальным диаметром 1 м; D_1 — диаметр турбины или затвора, м; $K_{р.к}$ — коэффициент, учитывающий материал лопастей рабочего колеса для горизонтальных и вертикальных поворотно-лопастных турбин, а также для пропеллерных и диагональных турбин; в радиально-осевых турбинах этот коэффициент учитывает конструкцию, материал и технологию изготовления рабочего колеса; $K_{н.а}$ — коэффициент, учитывающий материал лопаток направляющего аппарата (у ковшовых турбин — коллектора); $K_{ПЛ}$ и $K_{диаг}$ — коэффициенты, учитывающие наличие механизма поворота лопастей у осевой турбины, а также наклон лопастей у диагональной турбины; $K_{з.ч}$ — коэффициент, учитывающий материал закладных частей (камеры рабочего колеса, колец направляющего аппарата) поворотно-лопастных турбин; $K_э$ — коэффициент, учитывающий экспортное исполнение оборудования.

Значения поправочных коэффициентов приведены в табл. XIV.2. Значения параметров A, тыс. нормо-ч (бо́льшие значения соответствуют бо́льшим напорам):

Горизонтальная капсульная турбина	15—17
Осевая и диагональная поворотно-лопастная или пропеллерная турбина	7,5—18
Радиально-осевая турбина	13—20
Дисковый затвор	5
Шаровой затвор	14

Таблица XIV.2. Поправочные коэффициенты к формуле (XIV.21)

Коэффициент	Конструктивные и технологические особенности	Численное значение коэффициента
$K_{р.к}$	Лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной турбины:	
	из углеродистой стали	1,0
	из легированной стали	1,1
	Рабочее колесо радиально-осевой турбины:	
	литое:	
	а) из углеродистой стали	0,5
	б) из легированной стали	0,7
	сварное:	
	а) с литыми лопастями	1,0
	б) со штампованно-гнутыми лопастями	1,35
$K_{н.а}$	Лопатки направляющего аппарата:	
	из углеродистой стали	1,0
	из легированной стали	1,1
$K_{ПЛ}$	Пропеллерная турбина	0,9
	Поворотно-лопастная турбина	1,0
$K_{диаг}$	Осевая турбина	1,0
	Диагональная турбина:	
	$\theta = 60°$	1,15
	$\theta = 45°$	1,20
	$\theta = 30°$	1,25
$K_{з.ч}$	Закладные части:	
	из углеродистой стали	1,0
	из легированной стали	1,1
$K_{э}$	Обычное исполнение	1,0
	Экспортное исполнение	1,25—1,45

В случае применения новых экспериментальных конструктивных или технологических решений (индивидуальных сервомоторов направляющего аппарата, сварных лопастей и сварных корпусов рабочих колес поворотно-лопастных турбин и т. п.) трудоемкость изготовления оборудования может существенно отличаться от получаемой по формуле (XIV.21).

XIV.6. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ГИДРОТУРБИН

Выбор материала и способа формообразования заготовок деталей гидротурбин требуют компромиссного решения. С одной стороны, выбранный материал должен обеспечить максимальную статическую и усталостную прочность детали при всех возможных в ходе эксплуатации нагрузках, высокую долговечность турбины, а в деталях проточного тракта — и высокую кавитационно-эрозионную прочность. С другой стороны, естественно стремление к наиболее дешевым металлам и сплавам. При этом желательно, чтобы выбранные способы формообразования заготовок и последующей термической и механической их обработки в пределах производственных возможностей предприятия позволили максимально сократить цикл изготовления турбины в целом и обеспечить оптимальную загрузку технологического оборудования. Необходимо также учитывать условия транспортировки деталей турбины на место монтажа, особенности ее сборки, мелкосерийный характер гидротурбинного производства и множество других факторов.

В настоящее время в гидротурбостроении используют большое число высокопрочных и технологичных материалов. Стремление к сокращению металлоемкости заготовок привело к широкому внедрению сварных конструкций из листового про-

ката. Все большее применение находят неметаллические материалы, заменяющие цветные сплавы, расход которых уменьшился в два — четыре раза. В первую очередь это относится к парам трения в узлах направляющего аппарата и вала турбины. Начато внедрение неметаллических материалов вместо бронзы в рабочих колесах поворотно-лопастных гидротурбин.

Расход листового *проката* в общем расходе материалов составляет 50—65 % для поворотно-лопастных турбин и до 75 % для радиально-осевых турбин; 75—90 % всего применяемого проката выполняют из углеродистой стали обыкновенного качества марок ВСт3 и БСт3 по ГОСТ 380—71 * в виде листов толщиной от 4 до 160 мм. Расход сортового проката и труб, применяемых для крепежных деталей, элементов рычажных передач, трубопроводов, не превышает 2 % для турбин всех типов. Химический состав и механические свойства сталей обыкновенного качества приведены в табл. XIV.3, низколегированных и коррозионно-стойких сталей — в табл. XI.4 и XI.5. Данные по стальному прокату, применяемому для гидротурбин, приведены в табл. XIV.4.

Таблица XIV.3. Химический состав и нормы механических свойств углеродистой стали обыкновенного качества по ГОСТ 380—71*

Марка стали	Химический состав стали группы Б, %			Механические свойства стали группы А при 20 °С, не менее			
	C	Si	Mn	Размер сечения, мм	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ_5, %
Ст2пс	0,09—0,15	0,05—0,17	0,25—0,50	До 20	340—440	230	32
				20—40		220	31
Ст2сп		0,12—0,30		40—100		210	29
Ст2Гпс				Св. 100		200	29
Ст3пс	0,14—0,22	0,05—0,17	0,40—0,65	До 20	380—490	250	26
				20—40		240	25
Ст3сп		0,12—0,30		40—100		230	23
				Св. 100		210	23
Ст3Гпс	0,14—0,22	0,15	0,8—1,1	До 20	380—500	250	24
				20—40		260	25

Примечания: 1. В зависимости от назначения сталь подразделяют на три группы: А — поставляемую по механическим свойствам; Б — поставляемую по химическому составу; В — поставляемую по механическим свойствам и химическому составу. 2. В зависимости от нормируемых показателей сталь подразделяют на категории (марки): группы А — 1; 2; 3; группы Б — 1; 2; группы В — 1—6. 3. Сталь всех групп марок 1—4 по степени раскисления изготовляют кипящей (кп), полуспокойной (пс) и спокойной (сп), марок 5 и 6 — полуспокойной и спокойной. 4. В обозначении стали буквы Б и В означают группу стали; группу А в обозначении марки стали не указывают; буквы Ст означают сталь, цифры 1—6 — категорию стали в зависимости от химического состава и механических свойств, буквы сп, пс, кп — степень раскисления. Категорию стали указывают в конце обозначения марки. Для обозначения полуспокойной стали с повышенным содержанием марганца к обозначению стали после номера марки ставят букву Г, например ВСт3Гпс3. 5. Для всех указанных марок содержание остальных химических элементов: $S \leqslant 0{,}05$ %; $P \leqslant 0{,}04$ %; $Cr \leqslant 0{,}3$ %; $Cu \leqslant 0{,}3$ %; $Ni \leqslant 0{,}3$ %; $As \leqslant 0{,}08$ %.

Заготовки наиболее массивных и сложных по форме деталей (цельнолитых рабочих колес радиально-осевых турбин, втулок рабочих колес поворотно-лопастных турбин, колонн статора и некоторых других) изготовляют литыми из углеродистых и низколегированных сталей. Данные по стальному литью приведены в табл. XIV.5.

Таблица XIV.4. Заготовки из листового и сортового стального проката, применяемые в гидротурбостроении

Марка стали	Толщина листа, мм	Область применения	Способ сварки	Марка электрода	Подогрев при сварке	Термообработка после сварки
ВСт3 ВСт3сп3 БСт3сп2 } ГОСТ 380—71*	До 30 32—60 Св. 60	Слабо- и средненагруженные детали: оболочки спиральных камер средненапорных радиально-осевых турбин; закладные части (кроме камер рабочих колес поворотно-лопастных турбин); облицовки шахты турбины; статоры, кольца направляющего аппарата, крышки низко- и средненапорных поворотно-лопастных и радиально-осевых турбин	Ручная дуговая Полуавтоматическая в среде углекислого газа	УОНИ-13/45 Сварочная проволока Св-08Г2С по ГОСТ 2246—70*	Без подогрева	Без термообработки или отпуск на воздухе от температуры (630+10) °С
ВСт3Гпс4 (ГОСТ 380—71*) 09Г2С-9 (ГОСТ 19282—73)	До 30 32—60	То же, что в предыдущем случае, при складировании и монтаже в условиях низких температур	Ручная дуговая	УОНИ-13/45	Без подогрева	Отпуск на воздухе от температуры (630+10) °С
22К; 20ГСФ	До 200	Ободья и лопасти рабочих колес радиально-осевых турбин	Ручная дуговая	УОНИ-13/45	Предварительный подогрев до 80—100 °С	Отпуск на воздухе от температуры 600—700 °С
10ХСНД (ГОСТ 19282—73) СК-2 СК-1	До 40 До 30 32—50	Сильно нагруженные элементы спиральных камер и статоров; спиральные камеры и статоры высоконапорных радиально-осевых турбин, коллекторы ковшовых турбин	Ручная дуговая	УОНИ-13/55; ЭА-395/9; ЭА-981/15	Без подогрева	Без термообработки

Продолжение табл. XIV.4

Марка стали	Толщина листа, мм	Область применения	Способ сварки	Марка электрода	Подогрев при сварке	Термообработка после сварки
10Х12НД; 00Х12Н3Д	До 220	Лопасти и ободья рабочих колес радиально-осевых турбин, диски колес ковшовых турбин	Ручная дуговая	ЦЛ-41 ЦЛ-51	200—220 °С 120—150 °С	Отпуск на воздухе от температуры 750—800 °С
08Х13 (ГОСТ 5632—72)	До 40	Механически обрабатываемые камеры рабочих колес горизонтальных и диагональных поворотно-лопастных турбин		ЭФ-Х13; ЭА-395/9	Подогрев в зависимости от толщины листа и степени ответственности узла	Без термообработки
Двухслойная сталь ВСт3сп3+08Х13; Ст3+12Х18Н9Т (ГОСТ 10885—75*)	28—32 (толщина коррозионностойкого слоя 4 мм)	Необрабатываемые по поверхности элементы штампосварных камер рабочих колес поворотно-лопастных турбин	Полуавтоматическая в среде углекислого газа	УОНИ-13/45	Без подогрева	
08Х13 (ГОСТ 5632—72*); 12Х18Н9Т	4—15	Облицовка нижнего кольца и шейки лопатки направляющего аппарата, крышки турбины		УЛ-11; ЦЛ-9	100—150 °С	

Таблица XIV.5. Заготовки из стального литья, применяемые в гидротурбостроении

Марка стали	Область применения	Термообработка после литья	Свариваемость, условия сварки	Термообработка после сварки
20ГСЛ; 20ГСФЛ; 25ГСЛ; 25Л	Цельнолитные рабочие колеса радиально-осевых турбин; лопатки направляющего аппарата; колонны статора	Отжиг (950 °С), нормализация (890—910 °С) и отпуск (600—650 °С); при большой массе отливки также отпуск после грубой механической обработки	Заварка литейных дефектов электродами УОНИ-13/45. При больших объемах заварки подогрев до 150 °С	Отпуск (600—700 °С)
35Л	Небольшие отливки		Электрод УОНИ-13/45. Подогрев до 155 °С	
20Х13НЛ	Цельнолитные рабочие колеса и элементы сварнолитых рабочих колес радиально-осевых турбин; лопасти поворотно-лопастных турбин	Отжиг (900 °С), двойная нормализация (1050—1100 °С; для лопастей поворотно-лопастных турбин — с душированием) и высокий отпуск (750 °С)	Свариваемость низкая, требуется подогрев до 355 °С. Заварка дефектов электродом ЭРХ13	Немедленный отпуск (600—700 °С)
10Х12НДЛ		Отпуск (670 °С), нормализация (1050 °С) на спокойном воздухе и двойной отпуск (650—670 °С)	Сварка электродом ЦЛ-41 с подогревом до 200—220 °С. Допускается заварка дефектов электродом ЭЛ395-9 без подогрева	Без последующей термообработки
06Х12Н3ДЛ		Отжиг (1050 °С), двойная нормализация (800 °С) и отпуск (650 °С)	Сварка электродом ЦЛ-51 с подогревом до 120—150 °С. Заварка небольших дефектов допускается электродами ЦЛ-51 без подогрева	Нормализация (800 °С) и отпуск (600 °С). Отпуск не позднее, чем через 24 ч после заварки дефектов
10Х18Н3Г3Д2Л		Отжиг (1050 °С), нормализация (1050 °С) и тройной отпуск (800 °С+600 °С+ +600 °С)	Свариваемость хорошая. Электрод ЦЛ-33 без подогрева (при небольших размерах детали)	Нормализация (800 °С) и отпуск (600 °С)

Таблица XIV.6. Химический состав и нормы механических

Марка стали	Химический состав, %							Механические
	C	Si	Mn	Cr	Ni	S	P	Режим термообработки
						не более		
25	0,22—0,30	0,17—0,37	0,5—0,8	≤0,25	≤0,25	0,040	0,040	Нормализация (880—900 °С) на воздухе и отпуск (600—650 °С) на воздухе или с печью
35	0,32—0,40	0,17—0,37	0,5—0,8	≤0,25	≤0,25	0,040	0,040	Нормализация (800—880 °С) на воздухе и отпуск (600—650 °С) на воздухе или с печью
40	0,37—0,45	0,17—0,37	0,5—0,8	≤0,25	≤0,25	0,040	0,040	Нормализация (840—860 °С) на воздухе и отпуск (600—650 °С) на воздухе или с печью
45	0,42—0,50	0,17—0,37	0,5—0,8	≤0,25	≤0,25	0,040	0,040	Нормализация (830—860 °С) на воздухе и отпуск (550—630 °С) на воздухе или с печью
20ГС	0,16—0,22	0,6—0,8	1,0—1,3	≤0,030	≤0,30	0,030	0,030	Нормализация (890—910 °С) на воздухе и отпуск (550—650 °С) на воздухе
25ГС	0,20—0,26	0,6—0,9	1,0—1,3	≤0,80	≤0,30	0,035	0,040	Нормализация (900—930 °С) на воздухе и отпуск (580—610 °С) на воздухе или с печью
12Х13	0,09—0,15	≤0,6	≤0,6	12—14	≤0,50	0,025	0,030	Отпуск (660—720 °С) на воздухе
20Х13	0,16—0,24	≤0,6	≥0,6	12—14	≤0,50	0,025	0,030	Закалка (1000—1050 °С) в воде или масле и отпуск на воздухе (660—780 °С)
40Х	0,36—0,44	0,17—0,37	0,50—0,80	0,8—1,1	≤0,30	0,035	0,035	Закалка (840—860 °С) в воде или масле и отпуск (850—870 °С) в воде, масле, на воздухе или с печью
40ХН	0,36—0,44	0,17—0,37	0,50—0,80	0,45—0,75	1,00—0,40	0,035	0,035	Закалка (840—860 °С) в масле или на воздухе и отпуск (550—600 °С) на воздухе или в масле
40ХФА	0,37—0,44	0,17—0,37	0,50—0,80	0,8—1,1	≤0,30	0,025	0,025	Закалка (860—880 °С) в масле и отпуск (540—620 °С) на воздухе

свойств сталей, применяемых для поковок в гидротурбостроении

Размер сечения, мм	свойства при 20 °С						Свариваемость
	$\sigma_т$	$\sigma_в$	δ_5	ψ	KCV, кДж/м²	НВ, МПа	
	МПа		%				
До 100	250	480	22	48	500	1430—1790	Без ограничений
101—300	220	440	20	48		1230—1670	
301—500	200	400	20	45		1110—1560	
501—800	180	360	20	40		1010—1430	
До 100	280	540	20	40	405	1560—1970	Ограниченно свариваемая. Рекомендуются подогрев и последующая термообработка
101—300	250	480	19	42	400	1430—1790	
301—500	250	480	17	35	305	1430—1790	
501—800	220	440	16	35	305	1230—1670	
До 100	280	540	20	40	405	1560—1970	
101—300	280	540	17	38	305	1560—1970	
301—500	250	480	17	35	305	1430—1790	
501—800	250	480	15	30	305	1430—1790	
До 100	320	580	17	38	400	1670—2070	Трудно свариваемая. Необходимы подогрев и последующая термообработка
101—300	280	540	17	38	305	1560—1970	
301—500	250	540	15	32	300	1456—1970	
501—800	250	480	15	30	300	1430—1790	
До 100	250	480	22	48	500	1430—1790	Без ограничений
101—300			19	42	400		
До 500	280	480	17	35	500	1430—1790	
501—800			15	30			
До 120	420	600	20	50	700	1870—2170	Ограниченно свариваемая
До 50	700	850	14	45	500	2550—2960	
51—100	600	800	14	45	500	2410—2690	
101—200	500	700	14	40	500	2170—2410	
201—400	400	630	14	40	500	1870—2290	
До 100	550	700	15	45	600	2230—2620	Трудно свариваемая. Необходимы подогрев и последующая термообработка
101—200	500	670	15	45	600	2120—2480	
201—300	450	650	14	40	505	1970—2350	
301—500	350	600	14	38	500	1740—2170	
501—800	320	580	11	30	300	1670—2070	
До 100	600	750	14	45	600	2350—2770	
101—300	550	700	13	40	500	2230—2620	
301—500	500	670	12	35	500	2120—2480	
501—800	400	630	11	30	400	1870—2290	
До 100	550	700	15	45	600	2280—2620	
100—300	450	650	14	40	550	1970—2350	
301—500	400	630	13	35	500	1870—2290	

Марка стали	Химический состав, %							Механические
	C	Si	Mn	Cr	Ni	S	P	Режим термообработки
						не более		
35ХМ	0,32—0,40	0,17—0,37	0,40—0,70	0,8—1,1	≤0,30	0,035	0,030	Нормализация (860—880 °С) на воздухе и отпуск (580—640 °С) на воздухе
38ХН3МА	0,33—0,40	0,17—0,37	0,25—0,50	0,8—1,2	2,75—3,25	0,025	0,025	Закалка (835—865 °С) в масле и отпуск (540—640 °С) на воздухе
34Х1М	0,30—0,40	0,17—0,37	0,50—0,80	1,3—1,7	1,3—1,7	0,025	0,025	Закалка (850—870 °С) в масле и отпуск (560—640 °С) с печью или на воздухе

Примечание. В стали 40ХФА V = 0,1÷0,2 %; в стали 35ХМ Mo = ≤0,25÷0,30 %.

Стальные *поковки* составляют до 13 % от массы гидротурбины. В основном это крупные детали: валы, рычаги и цапфы лопастей рабочих колес поворотно-лопастных турбин, крупные крепежные детали (до М180 при массе до 250 кг) фланцевых соединений ротора агрегата. Химический состав сталей и механические свойства в зависимости от наибольшего размера сечений поковки даны в табл. XIV.6.

Малоуглеродистые стали (с содержанием углерода до 0,3 %) свариваются хорошо, но обладают невысокими прочностными свойствами. В связи с этим в гидротурбостроении для отливок широко применяют низколегированные кремнемарганцовистые хорошо сваривающиеся стали 20ГСЛ и 20ГСФЛ, имеющие достаточно высокие механические характеристики. Для небольших отливок применяют также сталь 35Л, несмотря на то, что при ее сварке требуется подогрев. В связи со значительными размерами и массой и общими требованиями к форме и качеству заготовок их изготовляют по специальным техническим условиям. Химический состав и механические свойства сталей для отливок приведены в табл. XI.2 и XI.3.

В отдельных случаях для массивных отливок при толщине стенок более 250 мм применяют сталь 25ГСЛ. Несмотря на повышение содержание углерода на 0,05 % уровень требуемых прочностных характеристик этой стали принимают таким же, как для стали 20ГСЛ, применяемой для менее массивных деталей.

Практически для всех литых деталей гидротурбин обязателен контроль механических свойств. Механические свойства определяют на образцах, вырезанных из отдельно отлитых или (для особо ответственных деталей) из прилитых к отливке пробных планок. Пробные планки независимо от способа их получения должны проходить термообработку совместно с отливкой.

Из коррозионно-стойких сталей отливают заготовки лопастей поворотно-лопастных турбин, литые элементы сварных рабочих колес радиально-осевых и ковшовых гидротурбин, а также цельнолитые рабочие колеса радиально-осевых турбин.

Детали рабочих колес работают при высоких статических и динамических напряжениях, подвержены кавитационной и нередко абразивной эрозии. Поскольку интенсивность кавитационной эрозии резко увеличивается, если ей сопутствует процесс коррозионного воздействия, применяемые стали должны быть не только кавитационно-, и но коррозионно-стойкими. Этим требованиям в различной степени

Продолжение табл. XIV.6

свойства при 20 °С							
Размер сечения, мм	$\sigma_т$	$\sigma_в$	δ_5	ψ	KCV, кДж/м²	НВ, МПа	Свариваемость
	МПа		%				
До 100	350	600	9	4	600	1740—2190	Ограниченно свариваемая. Требуется термообработка после сварки
101—300	320	580	15	3,5	350	1670—2000	
301—500	280	540	15	3,5	350	1560—1900	
501—800	250	480	15	3,5	350	1430—1700	
До 100	800	950	12	40	600		
101—300	800	950	11	35	500	2930—3310	
301—500	800	950	10	30	400		
501—800	700	950	10	30	400	2620—3110	
До 100	750	900	13	40	600	2770—3210	Ограниченно свариваемая. Необходимы подогрев и последующая термообработка
101—300	650	800	12	38	500	2480—2930	
301—500	550	700	12	35	450	2230—2620	
501—800	500	670	11	30	400	2120—2480	

0,15÷0,25 %; в стали 38ХН3МА Mo = 0,2÷0,3 %. Во всех сталях Cu ⩽

удовлетворяют высокохромистые стали (с содержанием хрома более 12 %), химический состав и механические свойства которых приведены в табл. XI.2 и XI.3.

Для чугунных отливок применяют серый чугун по ГОСТ 1412—79 * и высокопрочный чугун с шаровидным графитом по ГОСТ 7293—79 *. В основном это заготовки корпусных деталей регуляторов, маслонапорных установок и вспомогательного оборудования небольших размеров и массы. Из крупных деталей основного оборудования из чугуна выполняют только поршень сервомотора рабочего колеса поворотно-лопастной турбины. Общий объем деталей из чугуна в гидротурбинах по массе не превышает 5 %. Механические свойства чугунных отливок приведены в табл. XIV.7. Большинство деталей из высокопрочного чугуна в соответствии с условиями работы подвергают гидравлическим испытаниям. Несмотря на плохую свариваемость высокопрочного чугуна, его хорошие антифрикционные свойства в со-

Таблица XIV.7. Химический состав и механические свойства отливок из серого чугуна, применяемых в гидротурбостроении

Параметр	Марка чугуна			
	с пластинчатым графитом (ГОСТ 1412—79*)		с шаровидным графитом (ГОСТ 7293—79*)	
	СЧ 18	СЧ 30	ВЧ 42-12	ВЧ 45-5
Химический состав, %:				
C	2,4—3,6	3,0—3,2	3,0—3,3	3,0—3,3
Si	1,9—2,3	1,0—1,3	1,2—1,7	1,3—1,7
Mn	0,5—0,7	0,7—1,0	0,3—0,6	0,4—0,7
P, не более	0,2		0,1	
S, не более	0,15		0,02	
$\sigma_в$, МПа	176	294	412	441
$\sigma_и$, МПа	358	490	—	—
$\sigma_т$, МПа	—	—	274	333
δ_5, %	—	—	12	5
НВ, МПа	1700—2290	1810—2550	1400—2000	1600—2200

четании с достаточно высокими механическими свойствами создают основу для более широкого применения этого материала.

Допускаемые давления в парах трения, изготовленных из разных материалов, даны в табл. XIV.8.

Таблица XIV.8. Допускаемые давления $p_{доп}$ в парах трения

Материал втулки	Марка стали, из которой изготовлена цапфа	Условия смазки	$p_{доп}$, МПа
Бронза БрОФ10-1	25; 35; 40; 20ГСЛ; 30Л	Жидкая масляная	40
Бронза БрОЦС5-5-5	40; 25; 20ГСЛ	Периодическая густая масляная	20
Стеклоэпоксидная антифрикционная композиция	08Х13; 10Х12НДЛ	Первоначально густая масляная, вода	40—50
Чугун ВЧ 45-5	40; ВСт3	Жидкая масляная	20
Маслонаполненный капрон	25 (с химическим никелированием)	Первоначально густая масляная, вода	25

Массовый расход цветных сплавов в гидротурбинах не превышает 0,5 %. К этой группе относятся бронзы БрОФ10-1, БрОЦС5-5-5 и БрАЖМц10-3-1,5, а также баббит Б83. Эти материалы обладают высокими антифрикционными свойствами. Бронзы в виде литых заготовок применяют для изготовления втулок, работающих в паре трения с коваными или литыми стальными деталями механизма поворота лопастей рабочих колес и (реже) лопаток направляющих аппаратов. Наиболее крупные втулки имеют диаметр до 2 м при массе 300—350 кг и работают при небольших (до 1 м/мин) скоростях скольжения и высоких давлениях. Механические свойства отливок из бронзы приведены в табл. XIV.9.

Таблица XIV.9. Основные физико-механические свойства отливок из бронзы

Марка бронзы	Вид литья	ρ, г/см³	$\sigma_в$, МПа	δ_5, %	E, ГПа	НВ, МПа
БрОЦС5-5-5 (ГОСТ 613—79)	В кокиль В землю	8,84	180 150	4 6	94,5	600
БрОФ10-1	В кокиль В землю	8,58	250 220	3 2	75,4	900 800
БрАЖМц10-3-1,5 (ГОСТ 493—79)	В кокиль	7,55	500	12	100,0	1200

Таблица XIV.10. Основные физико-механические свойства баббитов (ГОСТ 1320—74*)

Марка баббита	ρ, г/см³	E	$\sigma_т$	$\sigma_в$	НВ при 20 °С, МПа	$T_{пл}$	$T_з$
		МПа				°С	
Б83	7,38	48 000	80—85	110—120	270—300	370	440—460
Б88	7,35	57 000	—	—	270—300	320	380—420

Примечание. Здесь $\sigma_т$ — предел текучести при сжатии; $\sigma_в$ — предел прочности при сжатии; $T_{пл}$ — температура плавления; $T_з$ — температура заливки.

Таблица XIV.11. Характеристики некоторых резин, применяемых в гидротурбостроении

Форма	Область применения	Марка резины *	Степень твердости резины **	Рабочая среда	Рабочий интервал температур, °С	Рекомендуемый размер, мм	Условная прочность при разрыве, МПа	Относительное удлинение при разрыве, %, не менее	Твердость по Шору HRA
Пластина по ГОСТ 7338—77*	Торцовые лепестковые уплотнения направляющих подшипников	МС	С	Нейтральная проточная или сточная вода и растворы солей	От —30 до +80	Толщина 5—6	5,0	3000	50—65
Шнур круглого сечения по ГОСТ 6467—79	Неподвижные фланцевые соединения	МС	С	Масло	От —30 до +50	Диаметр 4—16	4,4	250	50—65
Уплотнительная манжета по ГОСТ 6969—54	Цапфы лопаток направляющего аппарата	МС	П	Масло, вода	От —35 до +80	Наружный диаметр до 300	8,0, не менее	100	80—90
Антифрикционный материал по ТУ 3199—73	Вкладыши направляющих подшипников на водяной смазке	МС (на базе натурального каучука)	С	Нейтральная вода	До +80 (максимальная эксплуатационная +50)	Толщина слоя 20—25	12	400	55—65

* Обозначение марки резины: МС — маслостойкая.
** Степень твердости резины: С — средняя; П — повышенная.

Среднее массовое содержание легирующих материалов в бронзе указывается в % в ее марке. Оловянные бронзы рекомендуется применять только в тех случаях, когда заменители (безоловянные бронзы, латуни, древесные пластики, пластмассы и др.) не могут обеспечить надежную работу узла. Особенностью алюминиевых бронз являются высокие механические свойства и твердость, но худшие по сравнению с оловянными литейные свойства, что затрудняет возможность получения высококачественных отливок. Недостатком алюминиевых бронз является также несколько более высокое значение коэффициента трения.

Для заливки вкладышей и сегментов направляющих подшипников гидротурбин, работающих на масляной смазке, для обойм червячно-винтовых насосов и некоторых других узлов применяют баббит Б83 на оловянной основе (83 % олова). Основные свойства баббитов приведены в табл. XIV.10. Баббит Б83 работает в паре трения с кованой сталью марки 40 при окружной скорости не более 20 м/с и давлении до 3,2 МПа. Долговечность баббитовых подшипников зависит от толщины слоя баббита, поэтому стальной вкладыш нужно заливать возможно более тонким слоем баббита.

Из неметаллических материалов в гидротурбостроении применяют резину (табл. XIV.11) для облицовки вкладышей и сегментов направляющих подшипников на водяной смазке и уплотняющих элементов подвижных и неподвижных соединений, маслонаполненный капрон и антифрикционный стеклоэпоксидный материал (табл. XIV.12) для втулок подшипников лопаток и других пар трения узлов направляющих аппаратов, работающих на периодически заменяемой густой смазке. Резиновые подшипники рассчитаны на работу при давлении не более 1,0 МПа и окружной скорости 1,5—30 м/с.

Таблица XIV.12. Основные физико-механические свойства неметаллических материалов подшипников направляющих аппаратов

Материал	ρ, г/см³	$\sigma_в$, МПа, не менее			KCV, кДж/м², не менее	Водопоглощение, %
		при сжатии	при изгибе	при растяжении		
Маслонаполненный капрон	1,12	70	70	90	70	1,12—12
Антифрикционная стеклоэпоксидная композиция	1,4—1,6	100	120	70	10	0,02

XIV.7. ОЦЕНКА УРОВНЯ КАЧЕСТВА ГИДРОТУРБИН

Уровень качества продукции оценивают для следующих целей (ГОСТ 22732—77): аттестации продукции, выбора наилучшего варианта, планирования повышения и анализа динамики уровня качества, контроля качества, обоснования мер стимулирования улучшения качества продукции.

В соответствии с ГОСТ 15467—79 под оценкой уровня качества продукции понимают совокупность операций, включая выбор номенклатуры показателей качества оцениваемой продукции, определение значений этих показателей и сопоставление их с базовыми (показателями качества базовых изделий).

ГОСТ 22851—77 устанавливает следующую номенклатуру основных групп показателей качества: показатели назначения; показатели надежности; эргономические показатели; эстетические показатели; показатели технологичности; показатели транспортабельности; показатели стандартизации и унификации; патентно-правовые показатели; экологические показатели; показатели безопасности.

При оценке уровня качества продукции необходимо учитывать также и экономические показатели, которые непосредственно не входят в показатели качества, но характеризуют такие важные для народного хозяйства параметры изделия, как затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию.

Показатели качества, характеризующие изделие, вносят в карту технического уровня, составляемую в соответствии с РТМ 24.002.14—75.

Таблица XIV.13. Показатели качества гидротурбин

Показатель	Группа	Формула для расчета относительного дифференциального показателя
Показатели назначения		
Мощность номинальная, МВТ	—	—
Мощность максимальная, МВт	—	—
Диамстр рабочего колеса, м	—	—
Напор расчетный, м	—	—
Напор максимальный, м	—	—
Напор минимальный, м	—	—
Напор пусковой минимально допустимый, м	—	—
Частота вращения синхронная, $мин^{-1}$	—	—
Частота вращения приведенная, $мин^{-1}$	—	—
Коэффициент быстроходности, $мин^{-1}$	1	(XIV.22)
Расход расчетный, $м^3/с$	—	—
Расход приведенный, $м^3/с$	1	(XIV.22)
Максимально допустимая высота отсасывания, м	1	(XIV.23)
Максимальная приведенная величина кавитационного разрушения элементов проточной части за 8000 ч, не более, $кг/м^2$	1	(XIV.23)
Относительпая ширина турбинного блока (относительная ширина спиральной камеры)	1	(XIV.23)
Относительная высота отсасывающей трубы	2	(XIV.23)
Относительная величина протечек через направляющий аппарат	2	(XIV.23)
Показатели надежности		
Средний срок службы, лет	2	(XIV.22)
Средний ресурс между капитальными ремонтами, ч	1	(XIV.22)
Коэффициент планово-предупредительных ремонтов	2	(XIV.23)
Показатели технологичности		
Трудоемкость, тыс. нормо-ч	—	—
Удельная трудоемкость, нормо-ч/кВт	—	—
Коэффициент оснащенности, %	2	(XIV.22)
Экономические показатели		
КПД модели максимальный, %	1	(XIV.24)
КПД натуры максимальный справочный, %	—	—
КПД модели при $Q'_{I\,max}$ и $n'_{Iопт}$	1	(XIV.24)
Масса турбины, кг	1	(XIV.23)
Удельная себестоимость, руб/кг	—	—
Показатели стандартизации и унификации		
Коэффициент применяемости унифицированных, стандартизованных и нормализованных изделий, %	2	(XIV.22)
Патентно-правовые показатели		
Показатель патентной защиты	2	(XIV.22)
Эргономические и эстетические показатели		
Соответствие требованиям эргономики и промышленной эстетики	—	—

Примечания: 1. Формулы для расчета показателей качества: максимальная приведенная величина кавитационного разрушения $g_К = G_{max}/D_1^2$; относительная ширина турбинного блока $\bar{s} = S/D_1$; относительная высота отсасывающей трубы $\bar{h} = H_{тр}/D_1$; коэффициент планово-предупредительных ремонтов $K_{п.\,р} = t_{п.\,р}/t$, где G_{max} — максимальная потеря материала из-за кавитационной эрозии, кг; D_1 — диаметр рабочего колеса, м; S — ширина турбинного блока, м; $H_{тр}$ — высота отсасывающей трубы, м; $t_{п.\,р}$ — нормативная продолжительность планово-предупредительного ремонта, сут.; t — средний ресурс между капитальными ремонтами, сут. 2. Удельную трудоемкость можно рассчитывать по массе турбины в нормо-ч/кг или по ее мощности в нормо-ч/кВт.

Номенклатура показателей качества гидротурбин и гидравлических затворов, вносимых в карту технического уровня, приведена в табл. XIV.13 и XIV.14.

Таблица XIV.14. Показатели качества предтурбинных гидравлических затворов

Показатель	Группа	Формула для расчета относительного дифференциального показателя
Показатели назначения		
Назначение затвора	—	—
Диаметр в свету, мм	—	—
Напор расчетный, м	—	—
Напор максимальный с учетом гидравлического удара, м	—	—
Расход расчетный, $м^3/с$	2	(XIV.22)
Относительная величина протечек (по рабочему уплотнению и ремонтному уплотнению), л/(с·м)	1	(XIV.23)
Тип уплотнения (рабочего и ремонтного)	—	—
Относительная потеря напора в затворе при расчетных расходе и напоре	1	(XIV.23)
Тип и конструкция привода	—	—
Рабочее давление в системе управления, МПа	2	(XIV.22)
Время закрытия затвора (нормальное и аварийное), с	—	—
Тип и конструкция клапана разгрузки рабочего уплотнения	—	—
Показатели надежности		
Средний срок службы, лет	2	(XIV.22)
Средний ресурс между капитальными ремонтами, ч	1	(XIV.22)
Коэффициент планово-предупредительных ремонтов	1	(XIV.23)
Показатели технологичности		
Трудоемкость изготовления, тыс. нормо-ч	—	—
Удельная трудоемкость, нормо-ч/кг	—	—
Коэффициент оснащенности, %	—	(XIV.22)
Экономические показатели		
Масса затвора (вместе с массой МНУ и грузового привода), кг	1	(XIV.22)
Удельная себестоимость, руб/кг	1	(XIV.23)
Показатели стандартизации и унификации		
Коэффициент применяемости унифицированных, стандартизованных и нормализованных деталей, %	2	(XIV.22)
Патентно-правовые показатели		
Показатель патентной защиты	2	(XIV.22)
Эргономические и эстетические показатели		
Соответствие требованиям эргономики и промышленной эстетики	—	—

Примечание. Формула для расчета относительной потери напора $\xi = \Delta H 2g/v^2$, где v — скорость в затворе; ΔH — потеря напора; g — ускорение свободного падения.

Основные положения методов оценки уровня качества промышленной продукции регламентирует ГОСТ 22732—77. Стандарт предусматривает на разных этапах три метода оценки: дифференциальный, комплексный и смешанный.

Дифференциальный метод оценки. Дифференциальный метод применяют в случае, когда необходимо провести анализ сопоставления уровня качества оцениваемой продукции и базового образца по отдельным показателям. При таком сопоставлении определяют, достигнут ли уровень базового образца в целом, по каким показателям он достигнут, какие показатели наиболее сильно отличаются от базовых.

Вычисляют значения относительных показателей качества продукции по формулам:

$$q_i = P_i/P_{i\text{б}}; \qquad \text{(XIV.22)}$$

$$q_i' = P_{i\text{б}}/P_i \quad (i = 1, 2, \ldots, n), \qquad \text{(XIV.23)}$$

где P_i — значение i-го показателя качества оцениваемой продукции; $P_{i\text{б}}$ — значение i-го базового показателя; n — число показателей качества.

Из формул (XIV.22) и (XIV.23) выбирают ту, при которой улучшение качества продукции соответствует увеличению относительного показателя q_i. Например, как видно из табл. XIV.13 и XIV.14, значения относительных показателей производительности, мощности и других следует вычислять по формуле (XIV.22), а показателей материалоемкости, трудоемкости и тому подобных — по формуле (XIV.23).

При наличии предельных значений показателей качества продукции ($P_{i\,\text{пред}}$) относительные показатели q_i вычисляют по формуле

$$q_i = (P_{i\,\text{пред}} - P_{i\text{б}})/(P_{i\,\text{пред}} - P_i). \qquad \text{(XIV.24)}$$

Характерным примером такого показателя качества является КПД, предельным значением которого является единица. Таким образом, при оценке КПД расчет q_η по формуле (XIV.24) дает отношение не самих значений КПД, а потерь базового и аттестуемого изделий. Современное энергетическое оборудование отличается высокими (более 0,9) значениями КПД, поэтому дальнейшее повышение эффективности машин хотя бы на один процент сопряжено со значительными трудностями и должно соответствующим образом оцениваться. Это обстоятельство и предусматривает расчет по формуле (XIV.24). Если КПД оцениваемого изделия 90 %, базового — 89 %, то значение q_η по формуле (XIV.22) будет равно 1,01, а по формуле (XIV.24) — 1,1.

В результате оценки уровня качества продукции дифференциальным методом принимают следующие решения: 1) уровень качества оцениваемой продукции считается выше или равным уровню базового образца, если все значения относительных показателей больше или равны единице; 2) уровень качества оцениваемой продукции считается ниже уровня базового образца, если все значения относительных показателей меньше единицы.

В случаях, когда часть значений относительных показателей больше или равна единице, а часть — меньше единицы, применяют комплексный (смешанный) метод оценки уровня качества продукции.

Уровень качества оцениваемой продукции, для которой существенно важно значение каждого показателя, считается ниже базового, если хотя бы один из относительных показателей меньше единицы.

Комплексный метод оценки. Комплексный метод применяют в случаях, когда необходимо характеризовать уровень качества одним обобщенным интегральным показателем. При оценке уровня качества гидротурбин и затворов часто используют именно комплексный метод.

Обобщенный показатель представляет собой функцию от единичных показателей качества продукции и в гидромашиностроении обычно выражается средним взвешенным арифметическим показателем качества Q (РТМ 24.002.25—74), который определяют с применением параметров весомости по формуле

$$Q = \left(\sum_{i=1}^{n} m_i q_i\right) \Big/ \left(\sum_{i=1}^{n} m_i\right), \qquad \text{(XIV.25)}$$

где m_i — параметр весомости i-го показателя, входящего в обобщенный средний взвешенный показатель Q; q_i — относительный i-й показатель качества, вычисляемый по формулам (XIV.22) — (XIV.24); n — общее число рассматриваемых показателей качества.

Необходимость применения параметров весомости объясняется тем, что все приведенные в картах технического уровня показатели качества характеризуют гидротурбину или затвор в разной степени. Кроме того, многие из них не являются независимыми, а сами представляют собой функцию от других показателей качества. Поэтому все приведенные в картах уровня показатели качества перед оценкой уровня качества гидротурбин (обратимых гидромашин) и затворов разделены на две группы. К первой группе отнесены исходные показатели, непосредственно отра-

жающие наиболее существенные стороны качества изделия и определяющие его технический уровень. Ко второй группе отнесены показатели, производные от показателей первой группы, а также те показатели, значения которых не могут быть достаточно точно определены к моменту оценки изделия. Разбивка показателей по группам дана в табл. XIV.13 и XIV.14.

Уровень качества гидротурбин, обратимых гидромашин и затворов оценивают по изделиям-аналогам. При этом учитывают, что конкретный аналог не полностью соответствует по своим параметрам оцениваемому изделию. Пересчет аналогов базовых образцов на параметры оцениваемого изделия производят следующим образом.

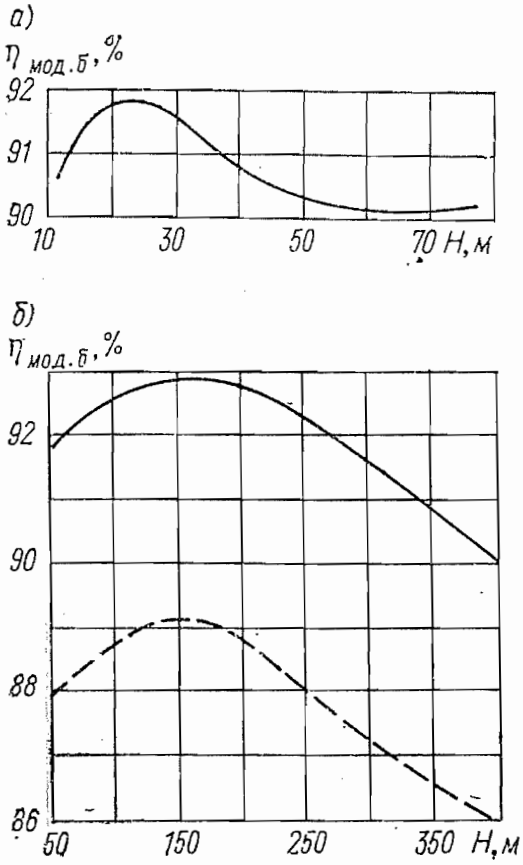


Рис. XIV.2. Максимальный КПД модели турбины-аналога в зависимости от напора: *а* — для поворотно-лопастных турбин; *б* — для радиально-осевых турбин (— — — — максимальный КПД модели на линии 5 %-го запаса мощности)

Относительный дифференциальный показатель массы турбины (затвора) определяют по формуле $q_m = G'_б/G_н$, где относимую к массе аттестуемой (новой) машины $G_н$ массу аналога $G_б$ пересчитывают на параметры оцениваемого изделия по формуле

$$G'_б = G_б (D_н/D_б)^m (H_{н\,max}/H_{б\,max})^n, \quad (XIV.26)$$

где $G_б$ — исходная масса аналога базовой машины, т; $D_н$ — диаметр рабочего колеса аттестуемой турбины (для затвора — диаметр в свету), м; $H_{н\,max}$ — максимальный напор аттестуемой турбины (для затвора — максимальный напор с учетом гидравлического удара), м; $D_б$, $H_{б\,max}$ — то же для изделия-аналога; коэффициенты m и n принимают по табл. XIV.1.

Относительный дифференциальный показатель высоты отсасывания

$$q_{Hs} = 1 + (H_s - H_{sб})/H_н, \quad (XIV.27)$$

где H_s — высота отсасывания оцениваемой турбины, м; $H_{sб}$ — высота отсасывания турбины-аналога, м; $H_н$ — расчетный напор оцениваемой турбины, м.

Относительный дифференциальный показатель КПД турбины

$$q_\eta = (1 - \eta_{мод.б})/(1 - \eta_{мод.н}), \quad (XIV.28)$$

где $\eta_{мод.б}$ — КПД модели аналога; $\eta_{мод.н}$ — КПД модели оцениваемой турбины.

На современном техническом уровне при отсутствии особых условий максимальный КПД модели не должен быть ниже 90,5 % для поворотно-лопастных турбин и 91,5 % для радиально-осевых турбин. Указанные значения КПД должны быть получены в ходе энергетических испытаний при Н=4 м и температуре 20 °С на моделях с $D_1 = 460$ мм для турбин на напоры до 230 м и с $D_1 = 600$ мм для турбин на напоры свыше 230 м. При отсутствии данных модельных испытаний для турбины-аналога значение $\eta_{мод.б}$ следует принимать по кривым на рис. XIV.2.

Показатель КПД модели при $Q'_{I\,max}$ и $n'_{I\,max}$ определяют только для радиально-осевых турбин.

Показатель патентной защиты определяют по формулам:

$$q_{п.з} = q'_{п.з} + q''_{п.з};\ q'_{п.з} = \left(\sum_{i=1}^{N} N'_i\right)\Big/N;\ q_{п.з} = \left(m\sum_{i=1}^{N} N''_i\right)\Big/N, \quad (XIV.29)$$

где $q'_{п.з}$ — показатель патентной защиты изделия авторскими свидетельствами в СССР; $q''_{п.з}$ — показатель защиты изделия патентами, принадлежащими советским

предприятиям и организациям за рубежом; $\sum_{i=1}^{N} N_i'$ — число сборочных единиц и деталей, защищенных авторскими свидетельствами в СССР; $\sum_{i=1}^{N} N_i''$ — число сборочных единиц и деталей, защищенных советскими патентами за рубежом; N — общее число сборочных единиц и деталей в изделии; m — число стран патентования.

Аналогично рассчитывают и *показатель стандартизации и унификации.*

Относительный показатель протечек в гидравлическом затворе

$$qQ_{\text{прот}} = Q_{\text{прот}}\sqrt{H_{\max}}/(\pi D_3), \qquad \text{(XIV.30)}$$

где $Q_{\text{прот}}$ — абсолютная величина протечек, л/с или л/мин; $H_{\max}$ — максимальный статический напор, м; D_3 — диаметр уплотнения, м.

Эргономические и эстетические показатели рекомендуется оценивать по методике РТМ 24.002.27—73.

При оценке уровня качества вновь создаваемых гидротурбин и гидравлических затворов из всех рассматриваемых в ГОСТ 22732—77 методов определения *параметров весомости* наиболее удобен экспертный метод. Он основан на использовании мнений специалистов-экспертов, которые определяют параметры весомости отдельных показателей качества в баллах.

Таблица XIV.15. Осредненные параметры весомости показателей качества гидротурбин, полученные экспертным методом

Показатель качества	Параметры весомости m_i	
	Поворотно-лопастная турбина	Радиально-осевая турбина
Частота вращения приведенная	1,12	1,07
Расход приведенный	1,33	1,33
Высота отсасывания при расчетном напоре	1,01	0,99
Максимальная приведенная величина кавитационного разрушения элементов проточной части за 8000 ч	0,99	1,11
Относительная ширина турбинного блока (спиральной камеры)	0,74	0,74
Ресурс между капитальными ремонтами	1,19	1,19
КПД модели максимальный	1,37	1,41
КПД модели при оптимальной приведенной частоте вращения на линии 5 %-го запаса мощности (для радиально-осевой турбины) или при максимальном расчетном приведенном расходе (для поворотно-лопастной турбины)	1,46	1,40
Масса турбины	0,36	0,36
Удельная себестоимость	0,43	0,43
$\sum m_i$	10,00	10,00

В табл. XIV.15 приведены результаты расчета параметров весомости по оценкам, выданным для десяти показателей качества поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин специалистами турбинных заводов и ряда научно-исследовательских институтов. Каждый эксперт присваивал десяти оцениваемым показателям качества баллы от 1 до 10 таким образом, чтобы наиболее ценный по его мнению показатель качества имел наибольший балл. Параметры весомости рассчитывали по формуле

$$m_i = \left(\sum_{j=1}^{r} B_{ji}\right)/(B_{\text{ср}} r), \qquad \text{(XIV.31)}$$

где $\sum_{j=1}^{r} B_{ji}$ — сумма баллов, присвоенных i-му показателю качества всеми экспертами; $B_{\text{ср}} = (1 + 10)/2 = 5{,}5$ — средний балл; r — число экспертов.

Возможен и другой метод назначения баллов, дающий экспертам бо́льшую свободу действий. Каждый из экспертов получает в распоряжение сумму из 100 баллов, которые он может распределить между показателями качества по своему усмотрению. В предельных случаях он может отдать все 100 баллов одному или двум показателям качества, не дав ничего остальным (параметры весомости которых будут тогда равны нулю), или распределить всю сумму баллов между всеми показателями качества поровну (тогда, очевидно, параметры весомости всех показателей качества будут одинаковы и равны единице). Параметры весомости отдельных показателей при этом способе рассчитывают по формуле (XIV.31) с учетом того, что $B_{ср} = 100/n$, где n — число показателей качества.

При отсутствии особых требований к турбинам в ходе оценки их уровня качества могут быть использованы параметры весомостей, приведенные в табл. XIV.17. В противном случае рекомендуется проведение специальной экспертной оценки. Это же относится к оценке уровня качества обратимых гидромашин, горизонтальных капсульных турбин и машин новых типов.

Параметры весомости всех оцениваемых показателей качества затворов могут быть приняты одинаковыми.

При экспертной оценке необходимо следить за тем, чтобы число привлеченных экспертов было достаточно большим (желательно $r \geqslant 15$), а их состав — достаточно представительным (с участием специалистов заводов-изготовителей, проектных, монтажных и исследовательских организаций, а также специалистов по эксплуатации ГЭС).

Смешанный метод оценки. Смешанный метод оценки уровня качества применяют тогда, когда совокупность единичных показателей качества является достаточно обширной и анализ значений каждого показателя дифференциальным методом не позволяет получить обобщающих выводов, а обобщенный показатель качества в комплексном методе недостаточно полно учитывает все существенные свойства продукции и не позволяет получить выводы относительно некоторых групп показателей. При смешанном методе часть единичных показателей объединяют в группы, по каждой из которых подсчитывают соответствующий комплексный показатель, а отдельные важные показатели в группы не объединяют, и они участвуют в дальнейшем анализе как единичные. В гидротурбостроении смешанный метод, как правило, не применяют.

Технические данные и показатели качества некоторых отечественных и зарубежных гидротурбин, обратимых гидромашин и предтурбинных затворов, рекомендованных в качестве аналогов, приведены в РТМ 108.020.106—76 «Методика оценки уровня качества гидротурбин и предтурбинных затворов».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аршеневский Н. Н.** Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций. М.: Энергия, 1977. 239 с.
2. **Броновский Г. А., Гольдфарб А. И., Фасулати Р. К.** Технология гидротурбостроения. Л.: Машиностроение, 1978. 192 с.
3. **Владиславлев Л. А.** Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций. М.: Энергия, 1972. 108 с.
4. **Гамзе З. М., Гольдшер А. Я.** Технология производства гидротурбин. М.—Л.: Машгиз, 1950. 320 с.
5. **Гальперин М. И., Шриро И. И.** Монтаж и эксплуатация поворотно-лопастных гидротурбин. М.: Энергия, 1979. 200 с.
6. **Гальперин М. И., Штерн Е. П.** Конструктивные и эксплуатационные особенности гидротурбинного оборудования Волжских ГЭС им. В. И. Ленина и им. XXII съезда КПСС. М.: Энергия, 1968. 95 с.
7. **Гидротурбостроение:** Сб. статей. Л.: Машиностроение, 1969, вып. 12, 395 с.; 1971, вып. 13, 240 с.
8. **Гидродинамические,** кавитационные и прочностные исследования гидромашин: Тр. ЦКТИ, 1971, вып. 106, 152 с.; 1971, вып. 109, 95 с.; 1973, вып. 120, 146 с.; 1975, вып. 129, 109 с.; 1978, вып. 164, 77 с.; 1981, вып. 186, 102 с.
9. **Гончаров А. Н.** Гидроэнергетическое оборудование гидростанций и его монтаж. М.: Энергия, 1978. 308 с.
10. **Гутовский Е. В., Колтон А. Ю.** Теория и гидродинамический расчет гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1974. 365 с.
11. **Давыдов А. П.** Резиновые подшипники в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1976. 200 с.
12. **Использование** водной энергии /Под ред. Д. С. Щавелева. Л.: Энергия, 1976. 642 с.
13. **Квятковский В. С.** Диагональные гидротурбины. М.: Машиностроение, 1971. 208 с.
14. **Ковалев Н. Н.** Гидротурбины. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1971. 583 с.
15. **Ковалев Н. Н.** Гидротурбостроение за 50 лет. — В кн.: Энергетическое машиностроение. 1917—1967. Л.: Машиностроение, 1967, с. 153—170.
16. **Ковалев Н. Н.** Проектирование гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1974. 279 с.
17. **Конструкции** и расчет гидротурбин /С. А. Грановский, В. М. Малышев, В. М. Орго, Л. Г. Смоляров. Л.: Машиностроение, 1974. 408 с.
18. **Кривченко Г. И.** Гидравлические машины. М.: Энергия, 1978. 320 с.
19. **Кузминский С. С., Пылев И. М., Федорова И. И.** Методические вопросы определения давлений и осевой силы в радиально-осевых гидротурбинах. — Энергомашиностроение, 1979, № 3, с. 6—8.
20. **Лялик Г. Н., Урванцев В. И.** Определение аварийного резерва мощности на базе универсальных характеристик удельного резерва. — Электрические станции, 1972, № 1.
21. **Маслонапорные** установки /К. Н. Бабин, Н. К. Барков, В. А. Галкин и др. М.: Энергия, 1969. 96 с.
22. **Международный** код модельных приемосдаточных испытаний гидротурбин: Публикация МЭК № 193. Пер. с англ. Л.: ОНТИ ЦКТИ, 1967. 53 с.
23. **Международный** код натурных приемосдаточных испытаний гидротурбин: Публикация МЭК № 41. Пер. с англ. Л.: ОНТИ ЦКТИ, 1966. 108 с.
24. **Методика** оценки уровня качества промышленной продукции. М.: Изд-во стандартов, 1971. 58 с.
25. **Михайлов И. Е.** Турбинные камеры гидроэлектростанций. М.: Энергия, 1970. 271 с.
26. **Модельные** исследования гидротурбин /Под ред. В. М. Малышева. Л.: Машиностроение, 1971. 288 с.
27. **Обратимые** гидромашины /Л. П. Грянко, Н. И. Зубарев, В. И. Умов, С. А. Шумилин. Л.: Машиностроение, 1981. 262 с.
28. **Перевозка** грузов негабаритных и погруженных на транспортеры по железным дорогам СССР колеи 1524 мм. М.: Транспорт, 1968. 31 с.
29. **Пивоваров В. А.** Проектирование и расчет систем регулирования гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1973. 286 с.
30. **Полушкин К. П.** Монтаж гидроагрегатов. 2-е изд. Л.: Энергия, 1977. 512 с.
31. **Проектирование** лопастной системы гидротурбин с использованием прямой осесимметричной задачи/С. С. Кузминский, И. М. Пылев и др. — Изв. АН УССР, 1981, вып. 14, с. 18—24. (Сер. Проблемы машиностроения).
32. **Пылаев Н. И., Эдель Ю. У.** Кавитация в гидротурбинах. Л.: Машиностроение, 1974. 256 с.
33. **Смирнов Н. И.** Гидравлические турбины и насосы. 2-е изд. М.: Высшая школа, 1969. 400 с.
34. **Справочник** конструктора гидротурбин /Под ред. Н. Н. Ковалева. Л.: Машиностроение, 1971. 304 с.
35. **Стеклов М. Л.** Горизонтальные гидравлические турбины. Л.: Машиностроение, 1974. 215 с.
36. **Тиме В. А.** Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1976. 270 с.
37. **Тимошенко С. П.** Сопротивление материалов. М.: Физматгиз, 1960, 405 с.
38. **Транспортное** машиностроение СССР: Каталог. Т. 2. М.: Энергомашэкспорт, 1971. 254 с.
39. **Эдель Ю. У.** Ковшовые гидротурбины. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1980. 287 с.
40. **Энергомашиностроение.** 1973, № 10, 11; 1974, № 12; 1975, № 1, 2, 4, 6, 8, 12; 1976, № 1, 4—6, 11; 1977, № 2, 5—7, 9; 1978, № 3, 6; 1979, № 1, 2, 9; 1980, № 2, 4, 8, 9; 1981, № 2—4, 10; 1982, № 1—6, 8, 9.
41. **Этинберг И. Э., Раухман Б. С.** Гидродинамика гидравлических турбин. Л.: Машиностроение, 1978. 279 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Основные условные обозначения 4

Принятые сокращения . . . . . —

Глава I. **Основные положения теории гидротурбин** 5

I.1. Классификация гидротурбин, коэффициент быстроходности и приведенные величины . . . . . —
I.2. Испытания моделей, главные универсальные характеристики турбин, кавитационный коэффициент и высота отсасывания 9
I.3. Потери энергии и КПД геометрически подобных турбин 25
I.4. Разгон гидротурбин. Меры борьбы с разгоном 26
I.5. Номенклатура крупных гидротурбин 28

Глава II. **Особенности и порядок проектирования гидротурбин** 35

II.1. Схемы гидротурбин для разных напоров и их конструктивные особенности . . . . . —
II.2. Общие положения проектирования гидротурбин 39
II.3. Техническое задание, эскизный проект и технические условия на изготовление гидротурбин 40
II.4. Выбор параметров турбины по универсальной характеристике . . . —
II.5. Промышленные исследования гидротурбин 45
II.6. Работа гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора . . . 53

Глава III. **Проточная часть гидротурбины** 57

III.1. Основные положения рабочего процесса турбин и насосов-турбин —
III.2. Сведения о форме и пульсациях потока в проточной части турбины 62
III.3. Турбинная камера 69
III.4. Статор 79
III.5. Направляющий аппарат 82
III.6. Отсасывающая труба 90
III.7. Рабочие колеса 93
III.8. Требования к подводной части блока и допускаемые отклонения размеров элементов проточной части 94

Глава IV. **Направляющий аппарат реактивных гидротурбин** 96

IV.1. Требования к направляющему аппарату . . . . . —
IV.2. Общие сведения по конструкции направляющего аппарата . . . 99
IV.3. Опоры направляющих лопаток 119
IV.4. Регулирующее кольцо 121
IV.5. Неподвижные детали направляющего аппарата . . . . . —
IV.6. Верхнее кольцо и крышка турбины 122
IV.7. Особенности направляющего аппарата капсульных гидротурбин 125
IV.8. Сервомоторы направляющего аппарата . . . . . —
VI.9. Особенности направляющего аппарата с индивидуальным приводом 127

Направляющий аппарат турбины Саяно-Шушенской ГЭС. Направляющий аппарат турбины ГЭС Джердап—Железные Ворота. Направляющий аппарат турбины Шамхорской ГЭС. Торовые сервомоторы направляющего аппарата турбины Влоцлавской ГЭС

Глава V. **Рабочие колеса** 134

V.1. Радиально-осевые рабочие колеса . . . . . —
V.2. Рабочее колесо турбины Ингурской ГЭС 137
V.3. Рабочее колесо турбины Саяно-Шушенской ГЭС 138
V.4. Рабочее колесо турбины Нурекской ГЭС 140
V.5. Рабочее колесо насос-турбины Загорской ГАЭС . . . . . —
V.6. Рабочее колесо турбины Плявиньской ГЭС 141
V.7. Поворотно-лопастные рабочие колеса 143
V.8. Рабочее колесо турбины Саратовской ГЭС 144
V.9. Рабочее колесо турбины ГЭС Джердап—Железные Ворота . . . —
V.10. Рабочее колесо турбины Кегумской ГЭС 147
V.11. Рабочее колесо турбины ГЭС Сальто Гранде 148
V.12. Рабочее колесо турбины Днестровской ГЭС . . . . . —
V.13. Рабочее колесо турбины Чебоксарской ГЭС 150
V.14. Рабочее колесо турбин капсульных агрегатов Киевской и Каневской ГЭС 152
V.15. Рабочее колесо турбины Вилюйской ГЭС I . . . . . —
V.16. Рабочее колесо пропеллерной турбины Днепрогэс II 154
V.17. Рабочее колесо турбины Днепродзержинской ГЭС 155
V.18. Рабочее колесо диагональной турбины Зейской ГЭС 156
V.19. Уплотнения лопастей поворотно-лопастного рабочего колеса . . . 157

Глава VI. **Гидротурбинные установки и конструктивное исполнение турбин** 159

VI.1. Схемы гидроэнергетических сооружений и установок гидроагрегатов . . . . . —
Вертикальные установки. Горизонтальные установки. Установки с пропеллерными турбинами. Установка регуляторного, вспомогательного оборудования и затворов. Установка с ковшовыми турбинами. Установка гидроагрегатов на ГАЭС

VI.2. Конструкции некоторых поворотно-лопастных турбин 213
Гидротурбины Нижнекамской ГЭС. Гидротурбины Саратовской ГЭС. Гидротурбины Вилюйской ГЭС I. Гидротурбины ГЭС Сальто Гранде. Гидротурбины горизонтальные капсульных агрегатов для ГЭС Джердап II — Железные Ворота II

VI.3. Конструкции некоторых радиально-осевых турбин 223
Гидротурбины Нурекской ГЭС. Гидротурбины Ингурской ГЭС. Гидротурбины Чиркейской ГЭС. Гидротурбины Саяно-Шушенской ГЭС

VI.4. Гидротурбина-турбозатвор Живнали ГЭС 233
VI.5. Диагональные турбины Зейской ГЭС 234
VI.6. Пропеллерные турбины Днепрогэс II 237
VI.7. Насос-турбины Загорской ГАЭС 238
VI.8. Комплектность гидротурбинной установки и поставки оборудования 240
VI.9. Облицовки отсасывающей трубы и шахты турбины 241
Конус отсасывающей трубы. Колено отсасывающей трубы. Шахта турбины

VI.10. Конструкции спиральных камер 243
VI.11. Конструкции статоров 247
VI.12. Камеры рабочих колес 249
VI.13. Подшипники гидротурбин 254
VI.14. Валы турбин 261
VI.15. Маслоприемник и штанги рабочего колеса 265
VI.16. Вспомогательное оборудование гидротурбин 269
Клапан срыва вакуума. Лекажный агрегат. Дренажные насосы. Автоматическая централизованная система густого смазывания. Кранбалка. Панель с приборами в шахте турбины. Водяные, масляные и воздушные трубопроводы. Водяные фильтры. Сливные клапаны. Холостой выпуск

Глава VII. **Ковшовые турбины** 274

VII.1. Особенности рабочего процесса и выбор основных параметров ковшовых турбин . . . . . —
VII.2. Установка гидроагрегатов. Основные параметры выполненных ковшовых турбин 279
VII.3. Конструкции ковшовых турбин 280

Глава VIII. **Гидравлические затворы** 285

VIII.1. Типы затворов, конструктивные схемы, характерные признаки Классификация и условные обозначения. Отсечные затворы (класс А). Затворы, регулирующие расход (класс Б). Место установки затворов. Технические требования к затворам —
VIII.2. Конструкции дисковых, шаровых и цилиндрических (конусных затворов. Основные параметры и размеры 294
Дисковые затворы. Шаровые затворы с тарельчатым клапаном. Цилиндрические затворы с упорным конусом 303
VIII.3. Расчет затворов 304
Силы и моменты, действующие на затвор. Усилия в механизмах и выбор сервомотора
VIII.4. Схемы управления затворами 310
Гидромеханическая схема управления шаровым затвором с помощью давления масла от МНУ. Гидромеханическая схема управления дисковым затвором с помощью грузового привода

Глава IX. **Автоматическое управление гидротурбинным оборудованием** 314

IX.1. Аппаратура автоматики управления турбиной и вспомогательными механизмами . . . . . —
IX.2. Регулятор частоты вращения гидротурбины 318
Функциональные схемы ЭГР. Панель электрооборудования. Органы управления регулятором. Электрическая схема регулятора. Гидромеханическая колонка управления
IX.3. Маслонапорные установки 339

Глава X. **Расчет деталей и механизмов гидротурбин** 346

X.1. Расчет на прочность металлической спиральной камеры . . . . . —
X.2. Расчет на прочность статора 348
X.3. Расчет на прочность кольцевых оребренных деталей 354
X.4. Определение напряжений в лопасти рабочего колеса осевой гидротурбины 358
Метод расчета ПО ЛМЗ. Метод расчета ХТЗ
X.5. Расчет на прочность рабочего колеса радиально-осевой турбины 361

X.6. Оценка прочности лопасти рабочего колеса высоконапорной радиально-осевой турбины 363
X.7. Осевое гидравлическое усилие 368
X.8. Расчет усилия в сервомоторе рабочего колеса 369
Осевое рабочее колесо. Диагональное рабочее колесо
X.9. Определение требуемого давления в сервомоторах направляющего аппарата 374
X.10. Расчет на прочность рычага и серьги механизма поворота лопастей рабочего колеса 375
X.11. Приближенный расчет критической частоты вращения вала гидроагрегата 377
X.12. Расчет вала и фланцевого соединения валов 380
X.13. Расчет направляющего подшипника турбины, работающего на жидкой масляной смазке 382
X.14. Расчет на прочность рабочего колеса ковшовой турбины 385
X.15. Особенности расчета на прочность направляющей лопатки . . . 387

Глава XI. **Технология изготовления гидротурбин** 389
XI.1. Технологичность конструкции деталей гидротурбин . . . . . —
XI.2. Особенности технологии изготовления рабочих колес радиально-осевых гидротурбин 390
Основные требования к качеству изготовления рабочих колес. Изготовление заготовок цельнолитых рабочих колес. Изготовление сварных рабочих колес
XI.3. Особенности технологии изготовления рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин 399
Изготовление заготовок основных деталей рабочего колеса. Механическая обработка основных деталей. Сборка и испытание рабочих колес
XI.4. Особенности технологии изготовления рабочих колес диагональных гидротурбин 406
XI.5. Технология изготовления основных деталей направляющего аппарата гидротурбины 407
XI.6. Технология изготовления спиральных камер 413
XI.7. Особенности изготовления валов и подшипников вертикальных гидротурбин 414

Глава XII. **Монтаж гидротурбин** 420
XII.1. Общие положения . . . . . —
XII.2. Требования к зданиям ГЭС 422
XII.3. Такелажные и трубопроводные работы, сборка кольцевых деталей 424
XII.4. Монтаж закладных частей гидротурбины 425
XII.5. Монтаж рабочих механизмов гидротурбины 432
Направляющий аппарат. Рабочее колесо поворотно-лопастной турбины. Рабочее колесо радиально-осевой турбины. Направляющий подшипник и уплотнение вала
XII.6. Монтаж диагональных гидротурбин 441
XII.7. Монтаж турбин капсульных гидроагрегатов 442
XII.8. Монтаж механизмов системы регулирования 448
XII.9. Предпусковые работы 449
XII.10. Центрирование вертикальных гидроагрегатов 450
XII.11. Организация и технико-экономические показатели скоростного монтажа гидротурбин 454

Глава XIII. **Эксплуатация и ремонт гидротурбин** 456
XIII.1. Основные правила эксплуатации . . . . . —
XIII.2. Ремонтные работы и мастерские . . . . . —
XIII.3. Ремонт деталей гидротурбин, поврежденных кавитационной эрозией 458
Детали проточной части. Корпус рабочего колеса
XIII.4. Меры по устранению трещин в лопастях рабочего колеса . . . 462
XIII.5. Гидроабразивное изнашивание и антикоррозионная защита деталей гидротурбин 463

Глава XIV. **Справочные и руководящие материалы к проектированию гидроагрегата** 464
XIV.1. Технико-экономическое обоснование создания и внедрения новой техники в гидромашиностроении . . . . . —
XIV.2. Расчет годового экономического эффекта 466
XIV.3. Капитальные затраты и текущие издержки 469
XIV.4. Технико-экономическое обоснование создания и использования оборудования ГАЭС 470
XIV.5. Прогнозирование технико-экономических показателей вновь проектируемых турбин 473
XIV.6. Материалы, применяемые для гидротурбин 475
XIV.7. Оценка уровня качества гидротурбин 486

Список литературы 493