

Л. Я. БРОНШТЕЙН, А. Н. ГЕРМАН, В. Е. ГОЛЬДИН,
Н. Н. КОНОВАЛОВ, Н. Н. РОБУК, И. Н. УМИКОВ,
И. А. ЧОГИН, И. И. ШРИРО

СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА ГИДРОТУРБИН

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



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАД 1971

Справочник конструктора гидротурбин. Л. Я. Бронштейн, А. Н. Герман, В. Е. Гольдин и др. Л., «Машиностроение», 304 стр. Табл. 107. Илл. 223. Библ. 141 назв.

Справочник содержит основные технические и технико-экономические характеристики гидротурбин большой и средней мощности. Даны описание и характеристика основных видов установок гидротурбинного оборудования, приведены нормализованные размеры проточного тракта и главные универсальные характеристики реактивных гидротурбин различных типов.

В справочник включены методика выбора основных параметров и сведения о построении проточной части гидротурбин. Изложены инженерные методы расчета основных размеров деталей гидротурбины и проверки их прочности. Приведены данные по рациональной компоновке агрегата и конструкции отдельных узлов гидротурбины. Рассмотрены системы регулирования гидроагрегатов и вспомогательное оборудование гидротурбин. Специальная глава посвящена затворам напорных трубопроводов.

Изложена методика технико-экономических обоснований новых проектов, приведены данные по предельным железнодорожным габаритам, рассмотрены материалы, применяемые в гидротурбостроении. В заключение даны краткие сведения о гидрогенераторах.

Справочник рассчитан на широкий круг инженеров, занимающихся конструированием, расчетом и исследованием гидравлических турбин. Он может быть полезен эксплуатационному персоналу ГЭС, а также студентам гидротехнических и гидроэнергетических специальностей вузов.

3-3-6
96-1

Рецензент проф. И. Н. Смирнов

Лев Яковлевич Бронштейн, Александр Николаевич Герман, Виктор Ефимович Гольдин,
Николай Николаевич Коновалов, Николай Николаевич Робук, Иван Нарсесович Умиков,
Иван Антонович Чогин, Исаак Израилевич Шпиро

СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА ГИДРОТУРБИН

Редактор издательства В. М. Рошаль Переплет художника П. П. Викторова
Технический редактор А. А. Бардина Корректор А. И. Лавриненко

Сдано в производство 30/XI 1970 г. Подписано к печати 22/VII 1971 г. М-23947
Формат бумаги 70×100/16 Привед. печ. л. 24,7 Уч.-изд. л. 29 Тираж 5000 экз. Зак. № 923
Цена 1 р. 94 к.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР
Ленинград, С.144, ул. Моисеенко, 10

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	5	5. Облицовки шахты турбины и отсасывающей трубы	132
Глава I. Основные параметры гидротурбин	6	6. Направляющий аппарат	133
1. Общие определения	—	7. Кольцевые оребренные детали	158
2. Номенклатура крупных реактивных гидротурбин	9	8. Сервомоторы направляющего аппарата	161
3. Главные универсальные характеристики	15	9. Радиально-осевые рабочие колеса	165
4. Выбор основных параметров гидротурбин	16	10. Поворотлопастные рабочие колеса	166
5. Разгонная скорость вращения гидротурбин	36	11. Валы	176
Глава II. Проточный тракт гидротурбины	38	12. Направляющие подшипники	184
1. Спиральная камера	—	13. Маслоприемник	186
2. Отсасывающая труба	41	14. Холостой выпуск	—
3. Статор	45	15. Клапаны срыва вакуума	191
4. Камера рабочего колеса поворотлопастной гидротурбины	48	16. Особенности проектирования некоторых механизмов гидротурбин	192
5. Рабочие колеса поворотлопастных гидротурбин	49	17. Ковшовые турбины	194
6. Рабочие колеса радиально-осевых гидротурбин	50	Глава V. Системы автоматического управления и регулирования гидроагрегатов	197
Глава III. Установки гидроагрегатов	52	1. Задачи автоматического регулирования	—
1. Основные определения и характеристика различных видов установок гидроагрегатов	—	2. Требования, предъявляемые к регуляторам	—
2. Установки гидроагрегатов с поворотлопастными турбинами	54	3. Схемы электрогидравлических регуляторов	—
3. Установки гидроагрегатов с радиально-осевыми и опытной диагональной турбинами	61	4. Конструкции маслонапорных установок	198
4. Установка гидроагрегата с ковшовой турбиной	70	5. Выбор и расчет маслонапорных установок	—
5. Установка гидроагрегата с обратимой гидромашинной	—	6. Типоразмеры маслонапорных установок	208
Глава IV. Конструктивное исполнение гидротурбины	116	7. Автоматизация маслонапорных установок	212
1. Общие сведения	—	8. Автоматическая подкачка воздуха в котел маслонапорной установки	—
2. Спиральные камеры	130	9. Устройство для впуска воздуха в зону рабочего колеса радиально-осевой турбины	—
3. Статор турбины	132	Глава VI. Гидравлические затворы напорных трубопроводов ГЭС	215
4. Фундаментные части	—	1. Назначение затворов	—
		2. Место расположения затворов	—

3. Типы затворов	215	8. Выбор компрессорного обо- рудования для режима син- хронного компенсатора	264
4. Технические требования к затворам	218		
5. Оборудование затворов	—	Г л а в а VIII. Справочные и руко- водящие материалы по проектированию ги- дроагрегата	266
6. Гидромеханическая схема управления дисковым за- твором	229	1. Технико-экономическое обо- снование новых проектов гидротурбин	—
7. Гидромеханическая схема управления шаровым за- твором	231	2. Основные методы расчета и показатели экономической эффективности	—
Г л а в а VII. Расчеты деталей и ме- ханизмов гидротур- бины	234	3. Виды и особенности расче- тов экономической эффек- тивности новых типов и кон- струкций гидротурбин	268
1. Расчет на прочность метал- лической спиральной ка- меры	—	4. Прогнозирование технико- экономических показателей вновь проектируемых тур- бин	269
2. Расчет на прочность направ- ляющей лопатки	236	5. Технико-экономические по- казатели некоторых выпу- щенных гидротурбин	274
3. Предварительное опреде- ление диаметра сервомотора направляющего аппарата	238	6. Материалы, применяемые в гидротурбостроении	277
4. Предварительное опреде- ление диаметра сервомотора рабочего колеса поворотно- лопастной гидротурбины	242	7. Условия транспортировки гидротурбинного оборудо- вания на место монтажа	290
5. Расчет критической скоро- сти вращения вала гидро- агрегата	253	8. Краткие сведения о гидро- генераторах	293
6. Тепловой расчет резино- вых подшипников на во- дяной смазке	259	Л и т е р а т у р а	302
7. Расчет осевого гидравличе- ского усилия	262		

ПРЕДИСЛОВИЕ

Созданное после Великой Октябрьской социалистической революции советское гидротурбостроение в настоящее время занимает одно из ведущих мест в мире. На отечественных гидроэлектростанциях и за рубежом эксплуатируется большое количество советских гидротурбин разнообразных типов общей мощностью свыше 35 млн. квт. Выдающимся достижением отечественного гидротурбостроения явилось создание крупнейших в мире поворотлопастных гидротурбин для Волжских ГЭС им. В. И. Ленина и им. XXII съезда КПСС, проектирование и изготовление уникальных по мощности турбин радиально-осевого типа для Братской и Красноярской ГЭС. На очереди проектирование еще более мощных агрегатов.

Прогресс в любой отрасли техники сопровождается непрерывным развитием конструкций машин и механизмов, появлением все большего числа инженерных решений, зачастую сильно отличающихся друг от друга. Прогресс гидротурбостроения также не ограничивается простым увеличением размеров и мощностей агрегатов. За последние годы в связи со стремлением повысить экономичность гидроэнергостроительства в СССР и за рубежом нашли применение гидромашин принципиально новых типов: двухперовые, диагональные, горизонтальные капсульные, обратимые и др. Отмечается новое конструктивное выполнение турбин известных типов: разрабатываются проекты двухколесных вертикальных ковшовых турбин, вновь создаются горизонтальные гидроагрегаты с вынесенным за пределы проточной части генератором. Большое количество новых конструкций горизонтальных агрегатов появилось в связи с использованием энергии приливов.

При большом разнообразии выполненных и действующих машин выбор оптимального варианта при проектировании нового узла или целого агрегата является серьезной проблемой даже для достаточно опытного конструктора. Предлагаемый справочник составлен с целью помочь конструктору гидротурбин в каждом конкретном случае принять возможно более правильное и рациональное решение.

Вопросы конструирования гидротурбин подробно изложены в монографиях И. Н. Смирнова; Н. Н. Ковалева; С. А. Грановского, В. М. Орго и Л. Г. Смолярова;

Г. С. Щеголева и Ю. Е. Гаркави и др. Технология крупного гидротурбостроения рассмотрена в книге З. М. Гамзе и А. Я. Гольдшера, вопросы монтажа — в монографиях К. П. Полушкина и Я. Ф. Фитермана. Имеется ряд трудов по теории и гидравлическому расчету гидротурбин, вопросам прочности и теории регулирования.

Предлагаемый справочник не является повторением ранее выпущенных книг по гидротурбостроению. Он содержит фактический материал по выпущенным ЛМЗ и ХТГЗ гидротурбинам и вспомогательному оборудованию, а также рекомендации по их конструктивному исполнению, выбору материалов, технико-экономическому сопоставлению и т. д. Расчетные формулы даны лишь в той мере, в какой они могут понадобиться при предварительных проработках оборудования. Основной упор в книге сделан на вопросы, непосредственно связанные с выбором параметров гидротурбины, ее компоновки и конструкции. При составлении справочника авторы стремились изложить материал возможно более просто, без лишнего загромождения теоретическими деталями.

Дополнительным справочным материалом может служить помещенный в конце книги список отечественных статей и монографий, посвященных проектированию и расчету гидравлических турбин.

Главы I и II написаны Л. Я. Бронштейном, В. Е. Гольдиным, И. Н. Умиковым и И. И. Шриро, главы III и IV — Л. Я. Бронштейном, В. Е. Гольдиным, Н. Н. Робуком, И. Н. Умиковым, И. А. Чогиным и И. И. Шриро, гл. V — А. Н. Германом, гл. VI — Н. Н. Коноваловым и Н. Н. Робуком, гл. VII — Л. Я. Бронштейном, В. Е. Гольдиным и И. И. Шриро, гл. VIII — Л. Я. Бронштейном.

Авторы благодарны проф. И. Н. Смирнову за ценные замечания по рукописи и выражают признательность инж. ЛМЗ К. Г. Морозовой за большой труд по составлению таблиц технических показателей гидротурбин.

Все замечания по материалам, помещенным в справочнике, авторы просят направлять в Ленинградское отделение издательства «Машиностроение» по адресу: Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10.

Авторы

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОТУРБИН

1. Общие определения

Гидравлической турбиной называется машина, преобразующая механическую энергию потока воды в энергию вращения рабочего колеса.

Валы крупных гидротурбин, как правило, непосредственно соединяются с валом ротора генератора электрического тока. Установка, содержащая гидротурбину и соединенный с ней генератор электрического тока, называется гидроагрегатом.

Под мощностью потока понимают работу в единицу времени, совершаемую водой при поступлении с верхнего бьефа в нижний. За отметку верхнего бьефа принимают: в приплотинной ГЭС — отметку уровня воды непосредственно перед плотиной, в деривационной ГЭС — отметку свободной поверхности воды в напорном бассейне.

Мощность потока воды при его протекании через установку определяется по формуле

$$N_n = \frac{\gamma Q H_{бр}}{102} = \frac{9,81 Q H_{бр}}{102} \text{ квт}, \quad (1.1)$$

где $\gamma = 1000$ — удельный вес воды в $\text{кг}/\text{м}^3$; Q — расход воды в $\text{м}^3/\text{сек}$; $H_{бр}$ — напор брутто (разность удельных энергий потока в верхнем и нижнем бьефах) в м .

Напор, который может быть сработан гидротурбиной, меньше напора установки на величину потерь в подводящих сооружениях гидроэлектростанции. Рабочий напор гидротурбины определяется как разность удельной энергии воды на входе в турбинную камеру и в отводящем канале:

$$H = \frac{p_e - p_k}{\gamma} + z_e - z_k + \frac{\alpha_e v_e^2 - \alpha_k v_k^2}{2g} \text{ м}, \quad (1.2)$$

где p — среднее давление в сечении в $\text{кг}/\text{м}^2$; z — высотная отметка оси расчетного сечения в м ; v — средняя скорость воды в сечении в $\text{м}/\text{сек}$; α — коэффициент кинети-

ческой энергии, учитывающий неравномерность распределения скорости по сечению.

Индекс e соответствует входу в турбинную камеру, индекс k — сечению отводящего канала, имеющему наивысшую отметку свободной поверхности.

При работе гидравлической турбины часть энергии потока теряется внутри самой турбины. Полезная мощность, которая может быть получена на валу гидравлической турбины, равна

$$N = \frac{\gamma Q H}{102} \eta \text{ квт}, \quad (1.3)$$

где η — полный к. п. д. турбины.

В зависимости от вида используемой рабочим колесом энергии потока турбины делятся на два класса: активные, преобразующие в механическую работу кинетическую

энергию потока $\frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g}$, и реактивные,

преобразующие в основном энергию давления и положения $\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2$. Здесь

индексы 1 и 2 относятся соответственно к входу и выходу колеса. В активных турбинах $p_1 = p_2$ и $z_1 = z_2$.

Классификация современных гидротурбин приведена в табл. I.1. Как видно из таблицы, классы гидротурбин, в свою очередь, делятся на системы. Из реактивных турбин в настоящее время применяются системы поворотнлопастные, пропеллерные и радиально-осевые, из активных в подавляющем большинстве случаев применяется система ковшовых гидротурбин.

Поворотнлопастные гидротурбины могут быть осевыми и диагональными в зависимости от расположения осей поворота лопастей рабочего колеса относительно оси турбины.

В каждой системе гидротурбин имеется несколько серий, характеризующихся подобием формы элементов проточной части и равенством относительных потерь энергии

Т а б л и ц а 1.1. Классификация гидротурбин

Классы	Реактивные				Активные		
	Поворотлопастные		Пропеллерные	Радиально-осевые	Ковшовые	Наклонно-струйные	Двукратные
	Осевые	Диagonальные					
Напор в м	2—80	40—120	2—70	30—500 (крупные) 2—200 (малые)	300—1700 (крупные) 40—250 (малые)	30—400	10—60
Диаметр рабочего колеса в м	1—10	1—6,5	0,35—9	0,35—7,5	0,36—5,2		
Мощность в квт	До 250 000	До 250 000	До 150 000	До 500 000	До 110 000	10—4000	10—150

в проточном тракте. Серии гидротурбин характеризуются величиной так называемого коэффициента быстроходности

$$n_s = 1,167 \frac{n \sqrt{N}}{H^4 \sqrt{H}}, \quad (1.4)$$

где n — скорость вращения турбин в об/мин; N — мощность турбины в квт; H — напор, срабатываемый гидротурбиной, в м.

Физически коэффициент быстроходности представляет собой число оборотов турбины данной серии, которая при напоре 1 м развивает мощность 1 л. с. Коэффициент быстроходности меняется от 4—10 у тихоходных ковшовых до 800—1100 у быстроходных осевых поворотлопастных гидротурбин. Одной из тенденций развития гидротурбостроения является повышение коэффициента быстроходности турбин, что при тех же мощности и напоре позволяет повысить скорость вращения турбины и уменьшить габариты и стоимость гидроагрегата.

Коэффициент быстроходности обычно вычисляется или при номинальной мощности турбины и расчетном напоре, или при напоре и мощности, соответствующих максимальному значению к. п. д.

Помимо коэффициента быстроходности для характеристики гидротурбин данной серии применяются так называемые приведенные величины: приведенная скорость вращения n'_1 , приведенный расход Q'_1 и приведенная мощность N'_1 . Приведенные величины представляют собой соответственно скорость вращения, расход и мощность турбины данной серии, имеющей диаметр рабочего колеса 1 м и работающей при напоре 1 м.

В первом приближении приведенные величины подсчитываются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} n'_1 &= \frac{nD_1}{\sqrt{H}}; \\ Q'_1 &= \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \\ N'_1 &= \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}}. \end{aligned} \right\} (1.5)$$

Приведенные величины определяются обычно при испытаниях на модели и характеризуют все подобные турбины данной серии. Вышеприведенные выражения могут быть переписаны в виде:

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{n'_1 \sqrt{H}}{D_1} \text{ об/мин}; \\ Q &= Q'_1 D_1^2 \sqrt{H} \text{ м}^3/\text{сек}; \\ N &= N'_1 D_1^2 H \sqrt{H} = \\ &= 9,81 Q'_1 \eta H \sqrt{H} D_1^2 \text{ квт}. \end{aligned} \right\} (1.6)$$

В этом случае они удобны для определения основных параметров турбины.

Формулы (1.5) составлены в предположении, что относительные потери у всех подобных турбин одинаковы и не зависят от диаметра рабочего колеса. Однако в действительности к. п. д. турбин одной серии растет с увеличением их размеров и мощности, поскольку относительная доля гидравлических, механических и объемных потерь в общем энергетическом балансе турбины падает.

Если обозначить полный к. п. д. через η , гидравлический к. п. д. — через η_2 и объемный к. п. д. — через η_q , то точные уравнения для приведенных величин примут вид:

$$\left. \begin{aligned} n'_1 &= \frac{nD_1}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_2}{\eta_{2m}}}; \\ Q'_1 &= \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \cdot \frac{\eta_{qm}}{\eta_q} \sqrt{\frac{\eta_2}{\eta_{2m}}}; \\ N'_1 &= \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}} \cdot \frac{\eta \eta_{qm}}{\eta_m \eta_q} \sqrt{\frac{\eta_2}{\eta_{2m}}}. \end{aligned} \right\} (1.7)$$

Здесь индексом m обозначены значения к. п. д. модели, без индекса даны к. п. д. натурной гидротурбины, для которой подсчитываются приведенные величины.

Коэффициент быстроходности может быть выражен и через приведенные величины:

$$n_s = 3,65n'_1 \sqrt{Q_1 \eta}.$$

Основными определяющими параметрами гидравлической турбины являются: H — рабочий напор; Q — расход воды; N — мощность на валу турбины; n_n, n_p — нормальная и разгонная скорости вращения; n_s — коэффициент быстроходности; D_1 — номинальный диаметр турбины; η — коэффициент по-

ния входных кромок лопастей рабочего колеса (рис. 1.1, в); у ковшовых гидротурбин — диаметр окружности, соосной с рабочим колесом и касательной к оси струи, выходящей из сопла (рис. 1.1, з).

В соответствии с ГОСТом 10596—63 и «Номенклатурой крупных вертикальных поворотнолопастных и радиально-осевых гидротурбин» в отечественном гидротурбостроении утвержден ряд номинальных диаметров гидротурбин. Для радиально-осевых турбин допускаются небольшие отклонения от но-

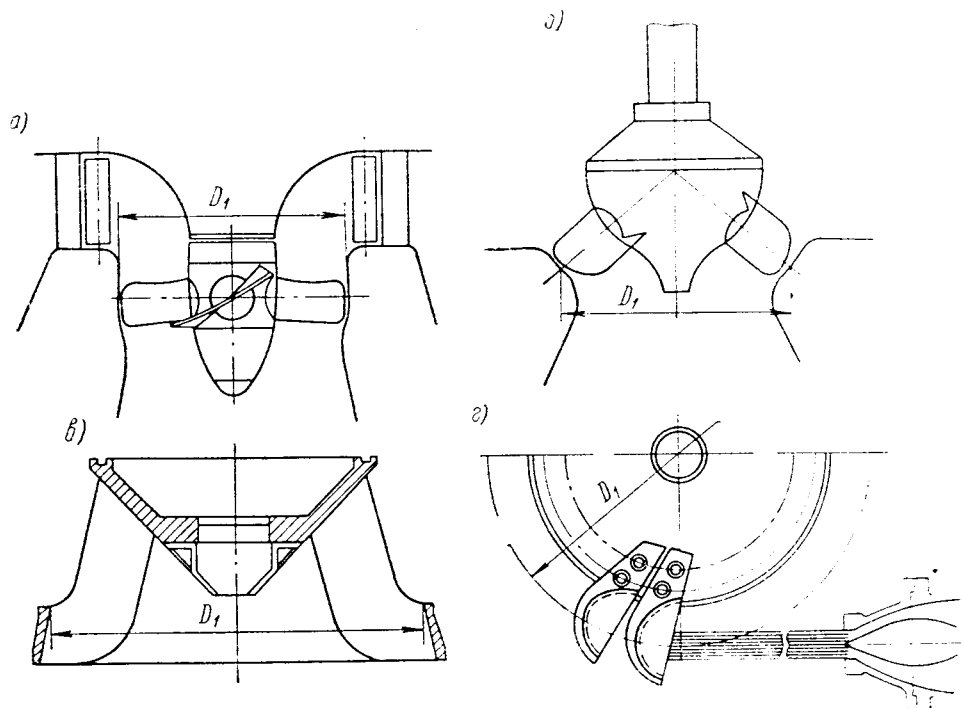


Рис. 1.1. К определению номинального диаметра рабочего колеса гидротурбины

лезного действия; σ — коэффициент кавитации.

При работе гидротурбины происходит непрерывное колебание уровней бьефов, вследствие чего рабочий напор турбины меняется. При проектировании турбин обычно задаются максимальное, минимальное и расчетное значения напора. Под расчетным напором понимается минимальный напор, при котором турбина должна развивать номинальную мощность. В отдельных случаях при проектировании турбины могут задаваться средневзвешенный напор (характеризующийся наибольшей относительной продолжительностью) и пусковой напор (для случая ввода турбин в эксплуатацию при не полностью заполненном водохранилище).

За номинальный диаметр турбины принимается: у осевых и диагональных поворотнолопастных и пропеллерных гидротурбин — диаметр окружности точек пересечения осей лопастей рабочего колеса с поверхностью камеры рабочего колеса (рис. 1.1, а и б); у радиально-осевых гидротурбин — наибольший диаметр расположе-

минальных значений диаметров в сторону уменьшения в пределах не более 3%. Эти отклонения не влияют на остальные размеры турбины и не отражаются в марке.

При работе гидравлической турбины в некоторых зонах проточного тракта абсолютное давление потока может упасть ниже давления паров при данной температуре, вследствие чего может возникнуть сложное физическое явление, называемое кавитацией. Кавитация проявляется в возникновении в потоке множества заполненных водяным паром или выделившимися из воды газами кавитационных пузырьков, объединенных в так называемые кавитационные каверны. При движении воды по проточному тракту турбины кавитационные пузырьки (каверны) попадают в зону более высокого давления и разрушаются. Разрушение каверн сопровождается ударами, приводящими к шуму, вибрации агрегата и к разрушению материала деталей проточного тракта, а также к падению к. п. д. и мощности турбины.

Кавитационные свойства гидротурбин данной серии характеризуются кавитационным

коэффициентом σ , который пропорционален отношению динамического разрежения на лопастях рабочего колеса к напору.

Кавитационный коэффициент каждой серии гидротурбин определяется экспериментально в лаборатории на моделях турбин. Условия возникновения кавитации в гидротурбине могут быть определены через величины, характерные для данной установки: местное барометрическое давление B , 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:

$$\sigma_{уст} = \frac{B - H_s - H_{в.п.}}{H}, \quad (1.8)$$

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

Кавитация в гидротурбине не наступает до тех пор, пока $\sigma_{уст} \geq \sigma$. 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 рабочего колеса. Ввиду того, что на практике установить истинное расположение этой точки затруднительно и вообще положение ее меняется с изменением режима работы турбины, 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 поворотнолопастных гидротурбинах.

Поскольку наиболее опасная в кавитационном отношении точка располагается, как правило, ниже оси поворота лопастей в поворотнолопастных турбинах и нижнего торца лопаток направляющего аппарата в радиально-осевых турбинах, подсчитанная таким образом величина допустимой высоты отсасывания для натурной турбины содержит в себе некоторый запас.

2. Номенклатура крупных реактивных гидротурбин

Общие положения. В СССР в целях унификации и нормализации гидротурбины условно делят на малые, средние и крупные исходя из мощности и размеров.

Малыми называют турбины, диаметр рабочих колес которых не превышает 1,2 м при низких и 0,5 м при высоких напорах, а мощность составляет не более 1000 кВт.

Средними называют турбины с диаметром рабочего колеса не более 2,5 м при низких и 1,6 м при высоких напорах. Мощность средних турбин не превышает 15 000 кВт.

Диаметр рабочего колеса крупных гидротурбин в настоящее время превышает 10 м у поворотнолопастных и доходит до 7,5 м у радиально-осевых турбин. Мощность крупных гидротурбин превышает 500 000 кВт.

Для реактивных гидротурбин составлена номенклатура, сущность которой заключается в том, что весь вероятный на практике диапазон применения реактивных турбин по напору (3—500 м) разбивается на участки, охватываемые наименьшим числом заранее установленных нормальных типов (серий) рабочих колес. Рабочие колеса одного типа проектируются на одинаковые значения максимального напора и имеют близкие значения Q_1 , n_1 и σ . Рабочие колеса одного типа не обязательно должны иметь геометрически подобные проточные части, вследствие чего один тип рабочего колеса может включать в себя несколько серий.

Номенклатура охватывает крупные поворотнолопастные и радиально-осевые гидротурбины вертикального исполнения с диаметрами рабочих колес: у поворотнолопастных турбин — 250—1050 см, у радиально-осевых турбин — 180—850 см.

Номенклатура устанавливает: а) маркировку турбины; б) типы рабочих колес в соответствии с напорами; в) типы установок (расположение вала и выполнение турбинной камеры); г) основные размеры турбин (диаметры рабочих колес D_1 , диаметры окружности расположения осей направляющих лопаток D_0 , высоту направляющего аппарата b_0 , втулочное отношение $d_{вту}$ и т. п.).

Номенклатура базируется не только на имеющихся в настоящее время типах рабочих колес, часть из которых может быть применена либо непосредственно, либо после некоторой доработки, но и на образцах еще не созданных, но имеющих технически достижимые параметры. Такие колеса намечены в номенклатуре прогнозно, на основании имеющихся расчетных и экспериментальных материалов.

Номенклатура не только фиксирует достигнутый уровень, но и определяет дальнейшее развитие исследований по созданию рабочих колес с более высокими техническими параметрами.

Маркировка гидротурбин. Марка гидротурбины включает три обозначения: тип рабочего колеса, тип установки, диаметр рабочего колеса.

Тип рабочего колеса обозначается двумя прописными буквами (ПЛ — для поворотно-

лопастных турбин, РО — для радиально-осевых), присвоенными данной системе турбин, величиной максимального напора H_{\max} , при котором может применяться данное рабочее колесо, и порядковым или инвентарным номером серии. H_{\max} принимается без учета повышения давления при гидравлическом ударе. Пример обозначения типа рабочего колеса: ПЛ40/07; РО75/01.

В номенклатуру также введено условное обозначение типа рабочего колеса, когда указываются только система турбины и величина максимального напора. Условное обозначение характеризует ряд колес, отличающихся конструктивными и гидравлическими параметрами и удовлетворяющих условиям установки на указанный в их маркировке максимальный напор. Пример условного обозначения типов рабочих колес: ПЛ40; РО75.

Инвентарный номер рабочего колеса в номенклатуре не указывается, а проставляется только на универсальных характеристиках и в марках выпускаемых гидротурбин.

Тип установки обозначается одной прописной буквой, указывающей расположение вала турбины: для турбин с вертикальным валом — буквой В; для турбин с горизонтальным валом — буквой Г.

Размер турбины указывается в марке номинальным диаметром ее рабочего колеса D_1 , выраженным в см.

Образцы маркировки:

а) ПЛ40/07-В-500 — поворотнлопастная гидротурбина с рабочим колесом ПЛ40/07, с вертикальным валом, с диаметром рабочего колеса $D_1 = 500$ см;

б) РО75/01-В-750 — радиально-осевая гидротурбина с рабочим колесом РО75/01, с вертикальным валом, с диаметром рабочего колеса $D_1 = 750$ см.

Ряд диаметров рабочих колес гидротурбин.

Принятый в номенклатуре ряд диаметров рабочих колес D_1 согласуется с ГОСТом 8032—56 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел». В табл. 1.2 знаком «плюс» отмечены значения диаметров D_1 для типов рабочих колес, включенных в номенклатуру.

Направляющий аппарат и значения D_0 и z_0 . В номенклатуре принят направляющий аппарат радиального типа с поворотными лопатками. Номенклатурой устанавливается зависимость между рядом диаметров рабочих колес D_1 и рядом диаметров окружности расположения осей направляющих лопаток D_0 .

Значения D_0 приведены в табл. 1.2.

Отношение $\frac{D_0}{D_1}$ 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 z_0 в зависимости от D_1 (в см) принимается:

$D_1 = 180 \div 225$	16
$D_1 = 250 \div 850$	24
$D_1 = 900 \div 1050$	32

Основные гидравлические и конструктивные параметры гидротурбин. Область применения осевых поворотнлопастных гидротурбин охватывает диапазон напоров от 2 до 80 м. Число типов рабочих колес, обслуживающих эту область, принято равным девяти. Основные гидравлические и конструктивные параметры поворотнлопастных рабочих колес приведены в табл. 1.3. Втулки рабочих колес приняты сферическими.

Область применения радиально-осевых гидротурбин охватывает диапазон напоров от 30 до 500 м. Число типов рабочих колес, обслуживающих эту область, принято равным восьми. Основные гидравлические и конструктивные параметры радиально-осевых рабочих колес приведены в табл. 1.4.

Указанные в табл. 1.3 и 1.4 нижние пределы $Q'_{1\max}$ и $\sigma_{кр}$ соответствуют верхним пределам каждого диапазона напоров. Значения $\sigma_{кр}$ соответствуют значениям σ на универсальной характеристике и уточняются в зависимости от конкретных условий на ГЭС.

Области применения крупных вертикальных гидротурбин. На сводном графике (рис. 1.2) в логарифмических координатах напора и мощности очерчены области применения отдельных типов (серий) турбин. Внутри каждой области (на линии со стрелками) указана марка серии турбин. Границы мощностей каждой области определяются принятыми максимальными и минимальными диаметрами рабочих колес $D_{1\max}$ и $D_{1\min}$, проставленными у соответствующих пограничных наклонных линий.

Границы применения по напору каждой области установлены ориентировочно исходя из обычно допускаемых на практике экономически целесообразных высот отсасывания H_s , а также из условий прочности. Штриховые линии соответствуют минимальному напору для каждой зоны.

Совокупность областей применения серий турбин образует поле применения поворотнлопастных и радиально-осевых турбин для всех вошедших в номенклатуру типов и размеров. Области применения отдельных типов (серий) гидротурбин приводятся в номенклатуре на частных графиках, построенных в тех же координатах, но с дополнительными данными, позволяющими определять диаметр рабочего колеса и скорость вращения турбины. На рис. 1.3 и 1.4 приведены два частных графика для турбин типа ПЛ40 и РО115. На этих графиках каж-

Т а б л и ц а 1.2. Типоразмеры реактивных гидротурбин

Ряд диа- метров D_1 см	Типы рабочих колес														Направляю- щий аппарат				
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80	РО45	РО75	РО115	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500	D_0 , см	z_0
	180	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	220
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	32
950	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	1100	32
1000	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	1150	32
1050	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	1200	32

Т а б л и ц а 1.3. Основные гидравлически и конструктивные параметры рабочих колес поворотнонастных гидротурбин

Параметры	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
Зоны напоров H_{\min}/H_{\max} в м	2/10	5/15	10/20	15/30	20/40	30/50	40/60	45/70	50/80
Число лопастей рабочих колес z_1	4	4	4	5	6	7	8	8	8
Втулочное отношение $\bar{d}_{вт} = \frac{d_{вт}}{D_1}$	0,33	0,35	0,37	0,41	0,43—0,45	0,47—0,49	0,51—0,54	0,57	0,6
Относительная высота направляющего аппарата $\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	0,45	0,45	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35
Приведенная скорость вращения в об/мин									
$n_1^{опт}$	165	150	138	125	115	108	100	100	100
$n_1^{расч}$	200	180	160	140	130	120	110	110	110
Приведенный расход Q_1 max в л/сек	2250	2130	2040	1940	1880	1810	1690	1600	1520
Коэффициент кавитации σ	1,4—1,14	1,0—0,84	0,835—0,68	0,745—0,505	0,68—0,4	0,505—0,325	0,4—0,27	0,36—0,23	0,325—0,205

Т а б л и ц а 1.4. Основные гидравлические и конструктивные параметры рабочих колес радиально-осевых гидротурбин

Параметры	Тип рабочих колес									
	РО45	РО75	РО115	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500		
Относительная высота направляющего аппарата $\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	0,35	0,3	0,25	0,2	0,16	0,12	0,1	0,08		
Зоны напоров H_{\min}/H_{\max} в м	30/45	40/75	70/115	110/170	160/230	220/310	290/400	380/500		
Приведенный расход Q_1 max в л/сек	1400—1370	1370—1250	1250—1030	1030—650	650—420	420—280	260—200	200—150		
Приведенная скорость вращения в об/мин:										
$n_1^{опт}$	78	73	70	68	65	60	58	58		
$n_1^{расч}$	78	77	74	71	68	65	62	59,5		
Коэффициент кавитации σ	0,27—0,23	0,243—0,16	0,168—0,097	0,1—0,06	0,065—0,047	0,048—0,04	0,042—0,035	0,036—0,03		

дому значению диаметра рабочего колеса соответствует определенная зона мощности, изображенная на графике параллелограммом.

Верхняя и нижняя наклонные стороны каждого параллелограмма являются соответственно верхней и нижней ориентировочными границами мощности для турбины данного размера. Каждый параллелограмм раз-

ной, то она должна быть откорректирована в соответствии с формулой

$$\frac{nD_1}{\sqrt{H_{\text{ср. эксл}}}} = n'_{\text{опт}} \quad (1.9)$$

Каждый частный график области применения снабжается вспомогательным графиче-

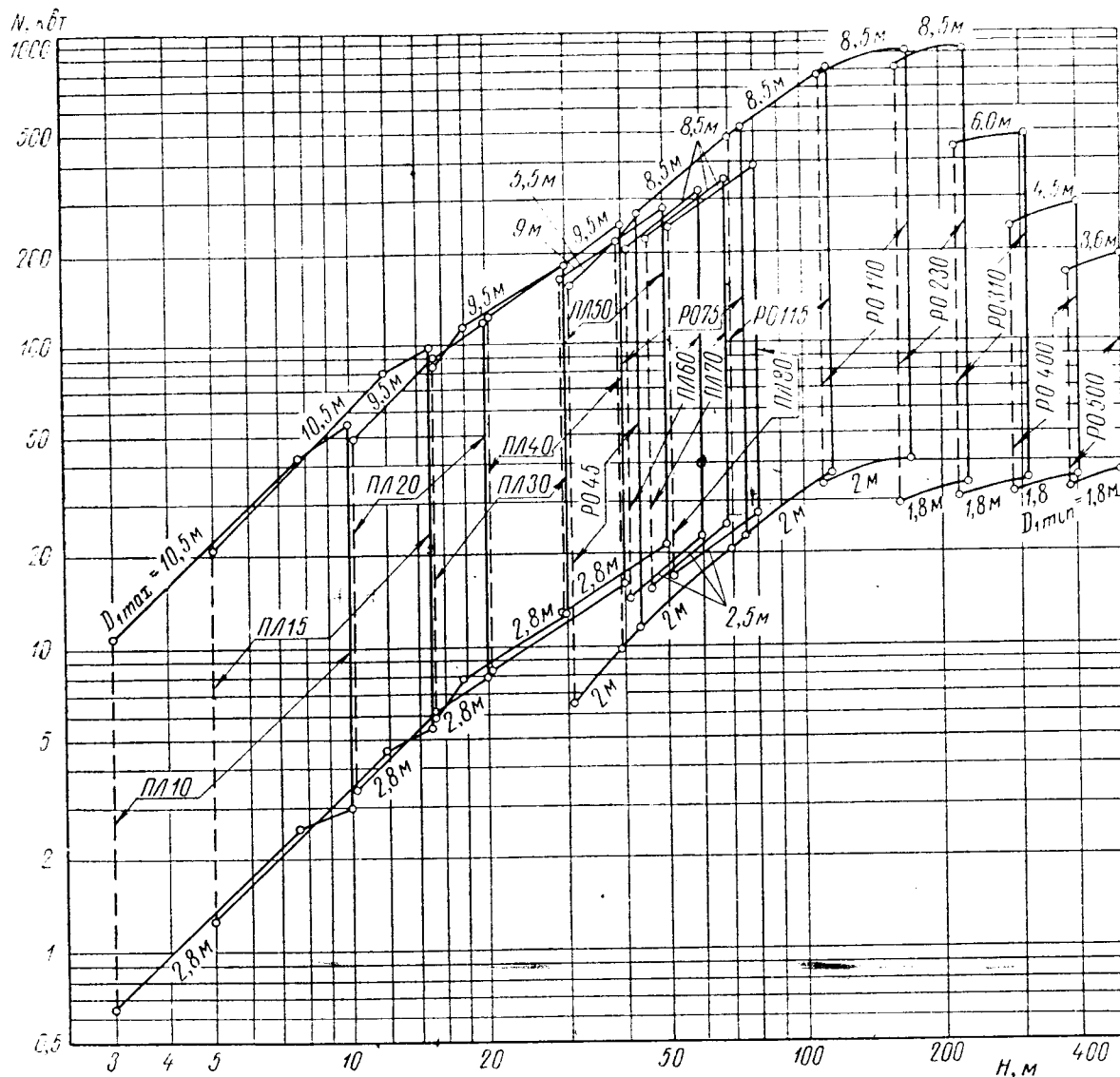


Рис. 1.2. Сводный график областей применения вертикальных поворотнолопастных и радиально-осевых гидротурбин

делен вертикальными линиями на несколько частей, внутри которых указаны наиболее благоприятные скорости вращения турбин, соответствующие значениям синхронной скорости вращения генераторов при 50 периодах в секунду.

Выбранная по частным графикам величина скорости вращения проверяется по средневзвешенному напору для данной ГЭС. Если приведенная скорость вращения, соответствующая этому средневзвешенному напору, существенно отличается от оптималь-

ком и формулой для вычисления максимально допустимой высоты отсасывания H_s .

Максимально допустимая высота отсасывания в м равна

$$H_s = h_s - \frac{\nabla}{900}, \quad (1.10)$$

где h_s — высота отсасывания турбины в м для гидростанции, расположенной на уровне моря (определяется из вспомогательного графика $h_s = f(H)$, имеющегося при каждом

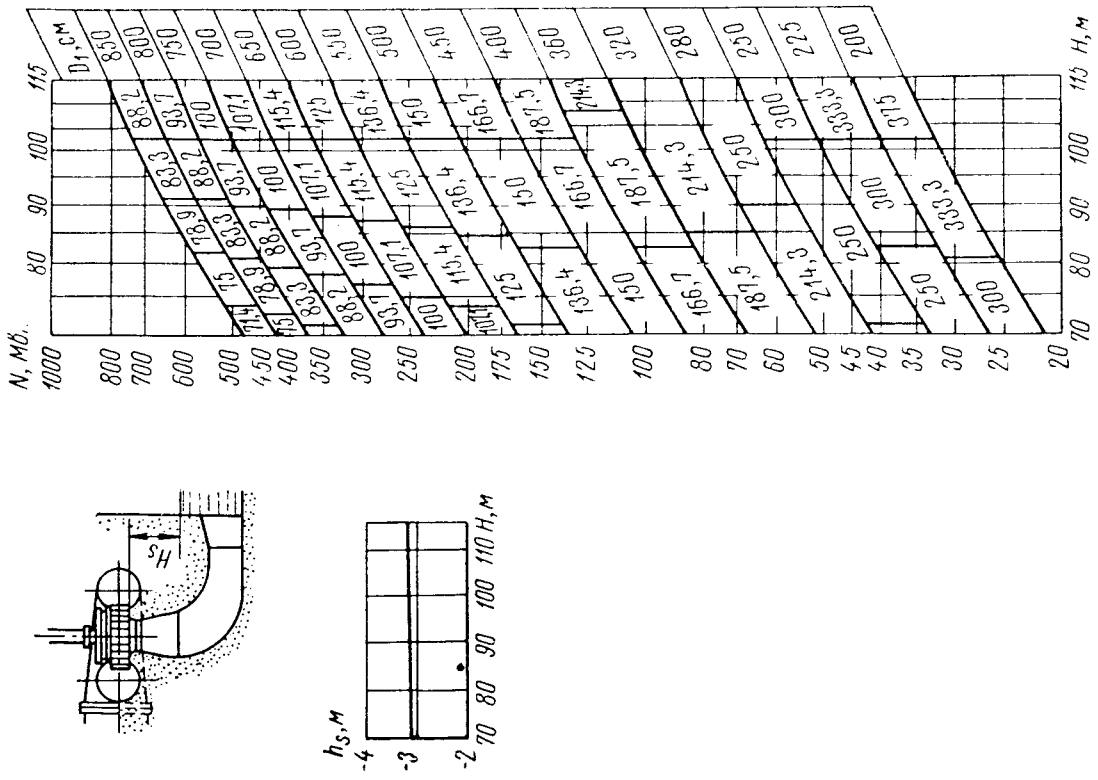


Рис. 1.4. Частный график применения радиально-осевой турбины РО115

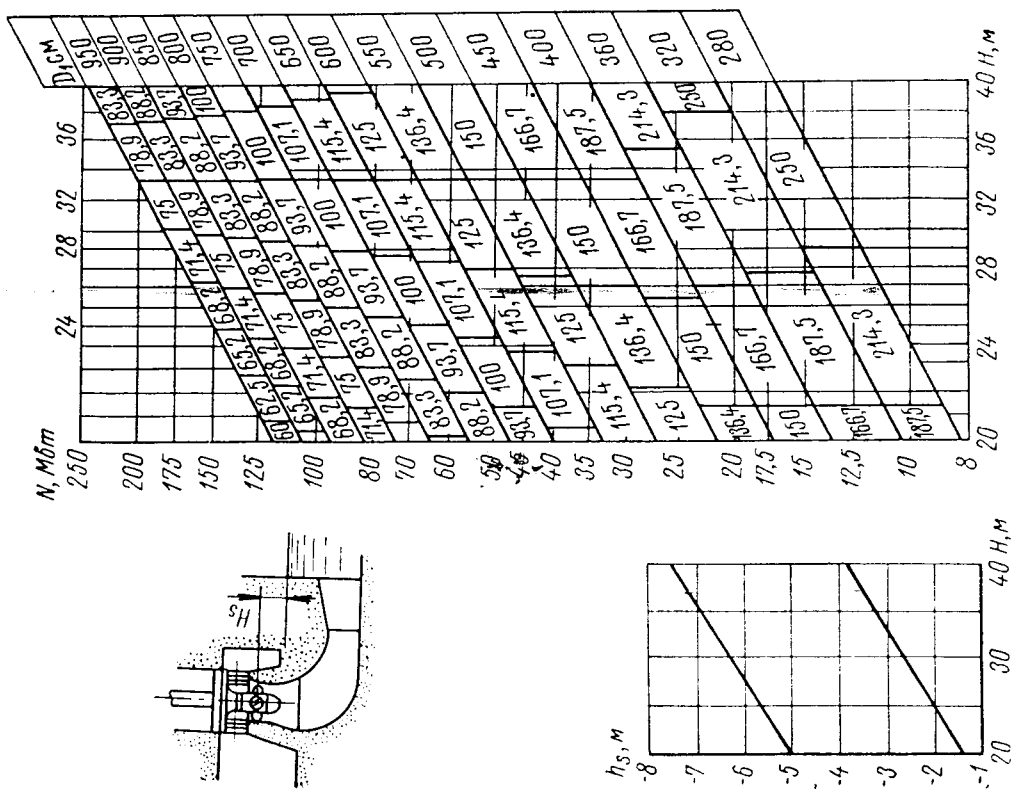


Рис. 1.3. Частный график применения поворотнолопастной турбины ПЛ140

частном графике; линии h_s для поворотно-лопастных турбин построены при максимальных и минимальных приведенных расходах, для радиально-осевых турбин — при максимальных расходах); $\frac{\nabla}{900}$ — поправка, учитывающая расположение гидростанции над уровнем моря, в м; ∇ — отметка турбины над уровнем моря в м.

На графике $h_s = f(H)$ для поворотно-лопастных турбин имеются две линии. Значение h_s принимается по верхней или нижней линиям или промежуточное — в соответствии с тем, попадает ли точка выбранной мощности турбины на графике областей применения на верхнюю или нижнюю наклонные стороны параллелограмма или в промежуток между ними. В последнем случае вертикальный отрезок между h_s делится в том же отношении, что и вертикальный отрезок между сторонами параллелограмма на графике областей применения.

Общие указания к подбору турбины в соответствии с номенклатурой. При подборе турбины должны быть заданы расчетный по мощности напор H_p и соответствующая этому напору номинальная мощность турбины N .

Выбор типа турбины производится по сводному графику (рис. 1.2), выбор диаметра рабочего колеса турбины D_1 , скорости вращения n (в об/мин) и наибольшей допустимой высоты отсасывания H_s (в м) — по соответствующему частному графику области применения.

Если на сводном графике заданному напору и мощности соответствует не одна, а несколько областей применения отдельных типов турбин, то целесообразность применения того или иного типа устанавливается на основании технико-экономического анализа рассмотренных вариантов.

Для окончательного выбора типоразмера турбины и оценки ее работы при всех заданных напорах и нагрузках следует пользоваться главными универсальными характеристиками.

3. Главные универсальные характеристики

При работе гидравлической турбины происходят непрерывные более или менее значительные изменения нагрузки (мощности) и напора. Сочетание мощности и напора называется режимом работы гидротурбины. В диапазоне мощностей от мощности холостого хода до номинальной и от минимального до максимального напоров турбина может иметь бесконечное множество режимов работы.

Из условия поддержания постоянной скорости вращения при разных режимах работы система регулирования гидротурбины непрерывно изменяет положение лопаток

направляющего аппарата у пропеллерных и радиально-осевых турбин, у поворотно-лопастных турбин; кроме того, изменяется положение лопастей рабочего колеса. Регулирование скорости ковшовых турбин производится посредством изменения открытия сопел. С изменением режима работы гидротурбины меняется и ее к. п. д.

Наиболее полное представление о параметрах гидравлической турбины на всех режимах работы дают главные универсальные характеристики, представляющие собой семейство кривых равных значений к. п. д. ($\eta = \text{const}$) в координатах приведенной скорости вращения n_1 и приведенного расхода Q_1 . На универсальные характеристики также обычно наносятся:

а) линии равных открытий направляющего аппарата ($a_0 = \text{const}$, где a_0 — расстояние в свету между лопатками направляющего аппарата для данной модели в мм);

б) линии $Q_1 = f(N_1')$ при данных углах установки лопастей рабочего колеса ($\varphi = \text{const}$) для поворотнолопастных турбин;

в) линии равных значений коэффициентов кавитации ($\sigma = \text{const}$);

г) линия 5%-ного запаса мощности, соответствующая на универсальной характеристике 95% предельной мощности турбины.

При переходе за предельную мощность турбины произойдет срыв мощности, поскольку на этих режимах с увеличением открытия направляющего аппарата падение к. п. д. турбины происходит быстрее, чем рост расхода. Точка, соответствующая максимальному значению к. п. д., называется оптимальной точкой (оптимумом) универсальной характеристики. Соответствующие ей величины n_1' и Q_1' называются оптимальными приведенными скоростью вращения и расходом ($n_{1'onm}$ и $Q_{1'onm}$).

В некоторых случаях на главную универсальную характеристику наносятся линии равных коэффициентов быстроходности.

На универсальных характеристиках ковшовых турбин вместо линий $a_0 = \text{const}$ наносятся линии $s = \text{const}$, характеризующие ход штока сопла в мм для данной модели.

Главные универсальные характеристики строятся по данным модельных энергетических и кавитационных испытаний и являются основным документом, определяющим параметры гидравлических турбин данной серии. Для выбора турбинного оборудования, оценки условий его работы и сопоставления турбин разных типов при всех заданных напорах и нагрузках следует пользоваться только главными универсальными характеристиками.

При каждой главной универсальной характеристике помимо вышеперечисленных данных указывается тип испытываемой модели и ее номинальный диаметр, дается эскиз проточной части с указанием основных пара-

метров испытываемой модели (числа лопастей рабочего колеса, числа лопаток направляющего аппарата, высоты и диаметра направляющего аппарата, типа и размеров спиральной камеры и отсасывающей трубы), приводятся заводские номера теоретических чертежей лопасти рабочего колеса и лопатки направляющего аппарата, а также указываются напор и высота отсасывания, при которых модель испытывалась.

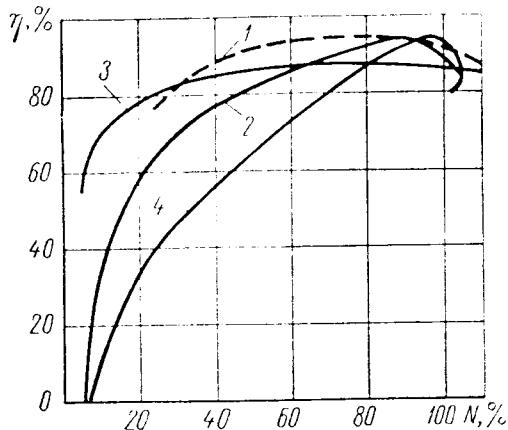


Рис. 1.5. Рабочие характеристики современных мощных гидротурбин различных систем и быстроходностей:

1 — поворотнлопастная, $n_s = 625$; 2 — радиально-осевая, $n_s = 300$; 3 — ковшовая, $n_s = 20$; 4 — пропеллерная, $n_s = 570$

В ряде случаев бывает нужно сопоставить значения к. п. д. турбин разных типов в условиях изменяющейся нагрузки при одном и том же значении напора. В этом случае строятся кривые $\eta = f(N)$ или $\eta = f(N'_1)$ при постоянном значении приведенной скорости вращения ($n'_1 = \text{const}$). Такие графики называются рабочими характеристиками. Пример рабочих характеристик для турбин разных типов представлен на рис. 1.5. Из рассмотрения кривых видно, что наиболее узкую зону высоких к. п. д., так называемую крутую рабочую характеристику, имеют пропеллерные и радиально-осевые турбины. Более пологую рабочую характеристику имеют поворотнлопастные и ковшовые гидротурбины. Главные универсальные характеристики некоторых гидротурбин представлены на рис. 1.6—1.23.

На рис. 1.6, 1.7 и 1.21 размер a_0 указан для моделей диаметром 460 мм, на остальных рисунках диаметры испытанных моделей указаны (D_1).

4. Выбор основных параметров гидротурбин

Реактивные турбины. Выбор основных параметров гидравлических турбин производится, как правило, на базе следующих исходных данных, устанавливаемых проектно-испытательскими организациями, ведущими

проектирование всего гидроузла: максимального напора H_{max} ; расчетного напора H_p ; средневзвешенного напора H_{cp} ; минимального напора H_{min} ; номинальной мощности гидротурбины N ; отметок уровней бьефов, а также зависимости уровня нижнего бьефа от расходов. В ряде случаев в качестве исходных данных задается максимальное допустимое заглубление турбины.

Выбор параметров гидротурбин производится по универсальной характеристике. Предварительный выбор диаметра рабочего колеса производится по формуле

$$D_1 = \sqrt{\frac{N}{9,81\eta Q'_1 H_p V H_p}} \text{ м, (I.11)}$$

после чего округляется до ближайшего нормального. Значения нормальных диаметров турбины даны в табл. 1.2.

При расчетах по формуле (I.11) предварительно принимается для поворотнлопастных турбин $\eta = 0,86 \div 0,88$, для радиально-осевых $\eta = 0,88 \div 0,90$ (большие значения η соответствуют большим значениям D_1). Величина Q'_1 выбирается на универсальной характеристике по предельным значениям σ с учетом допустимых высот отсасывания. При отсутствии ограничений по высоте отсасывания Q'_1 принимается соответствующим линии 5%-ного запаса мощности при $n'_1 = n'_{1\text{opt}}$. В формулу (I.11) Q'_1 подставляется в $\text{м}^3/\text{сек}$.

Скорость вращения определяется по расчетному, или средневзвешенному, напору из уравнения

$$n = \frac{n'_1 \sqrt{H_p}}{D_1} \text{ об/мин. (I.12)}$$

Значение n'_1 выбирается равным или несколько выше $n'_{1\text{opt}}$. При выборе расчетного значения n'_1 нужно учесть, что приведенная скорость вращения растет с увеличением диаметра рабочего колеса турбины в отношении $\left(\frac{\eta}{\eta_m}\right)^{\frac{1}{2}}$, где η — к. п. д. турбины, а η_m — к. п. д. модели. Увеличение приведенной скорости вращения в большинстве случаев можно принять постоянным для всех точек характеристики и подсчитывать по оптимальной точке. Тогда

$$\Delta n'_1 = n'_{1\text{opt}} \left(\sqrt{\frac{\eta_{\text{opt}}}{\eta_{m.\text{opt}}}} - 1 \right) \text{ (I.13)}$$

и

$$n'_1 = n'_{1m} + \Delta n'_1. \text{ (I.14)}$$

Здесь $\Delta n'_1$ — прирост приведенной скорости вращения в об/мин, индекс m относится к модели.

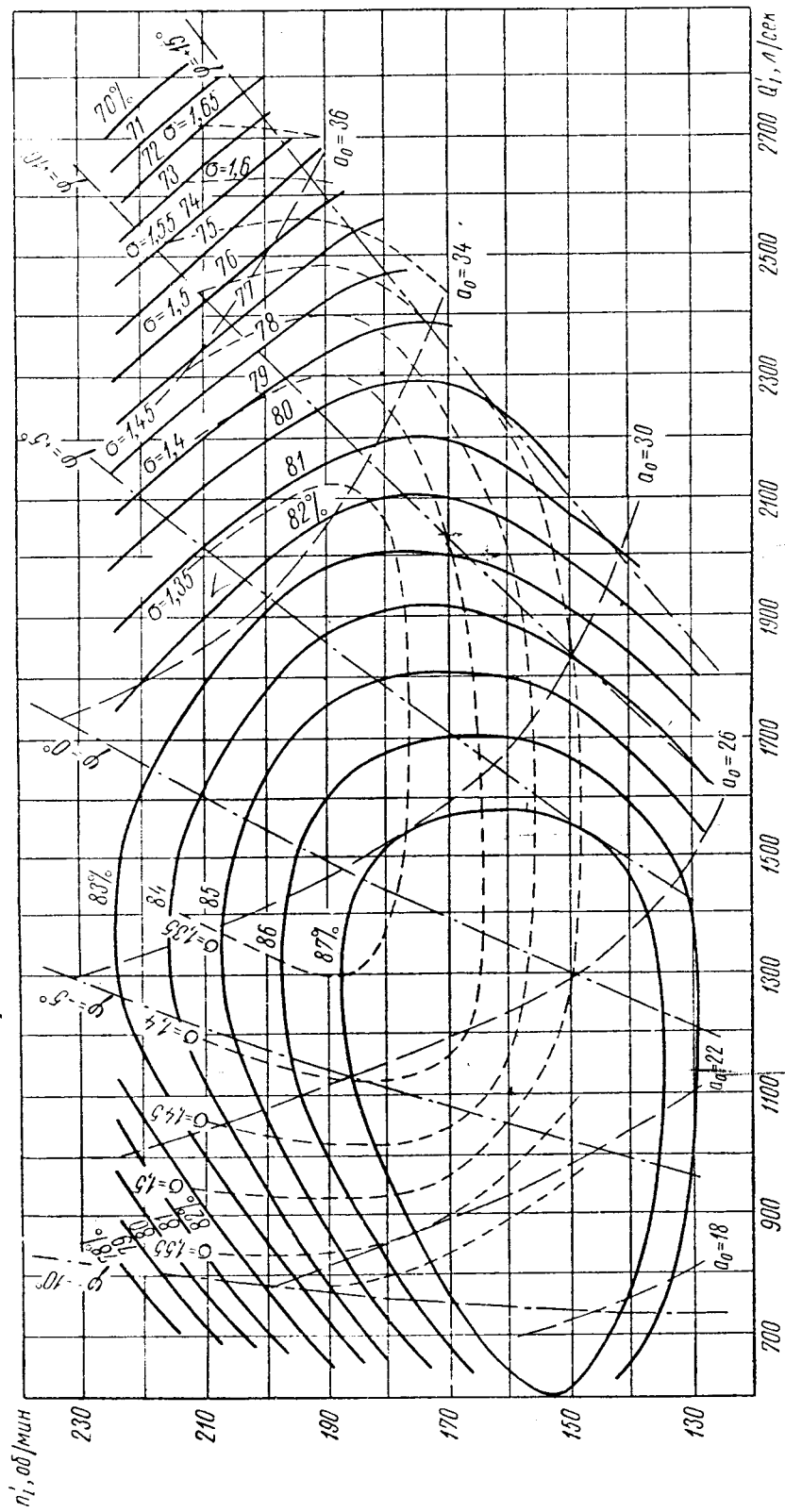


Рис. 1.6. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ10/592

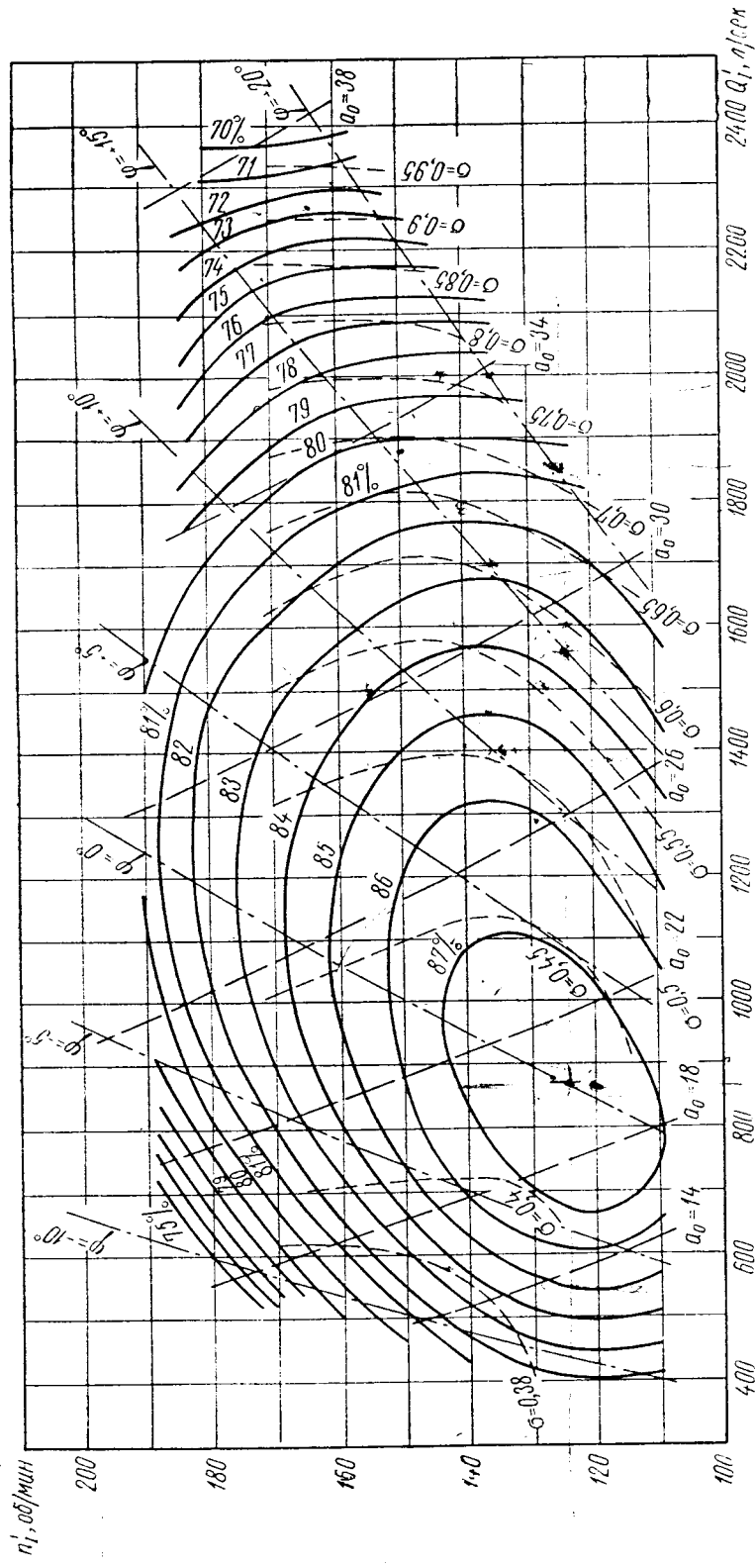


Рис. 1.7. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ20/661

$$Mg = M_m \cdot \sqrt{G_{\text{вкл}}}$$

$$n_M = \frac{mD}{\gamma H} \eta_H$$

$n_1, \text{об/мин}$

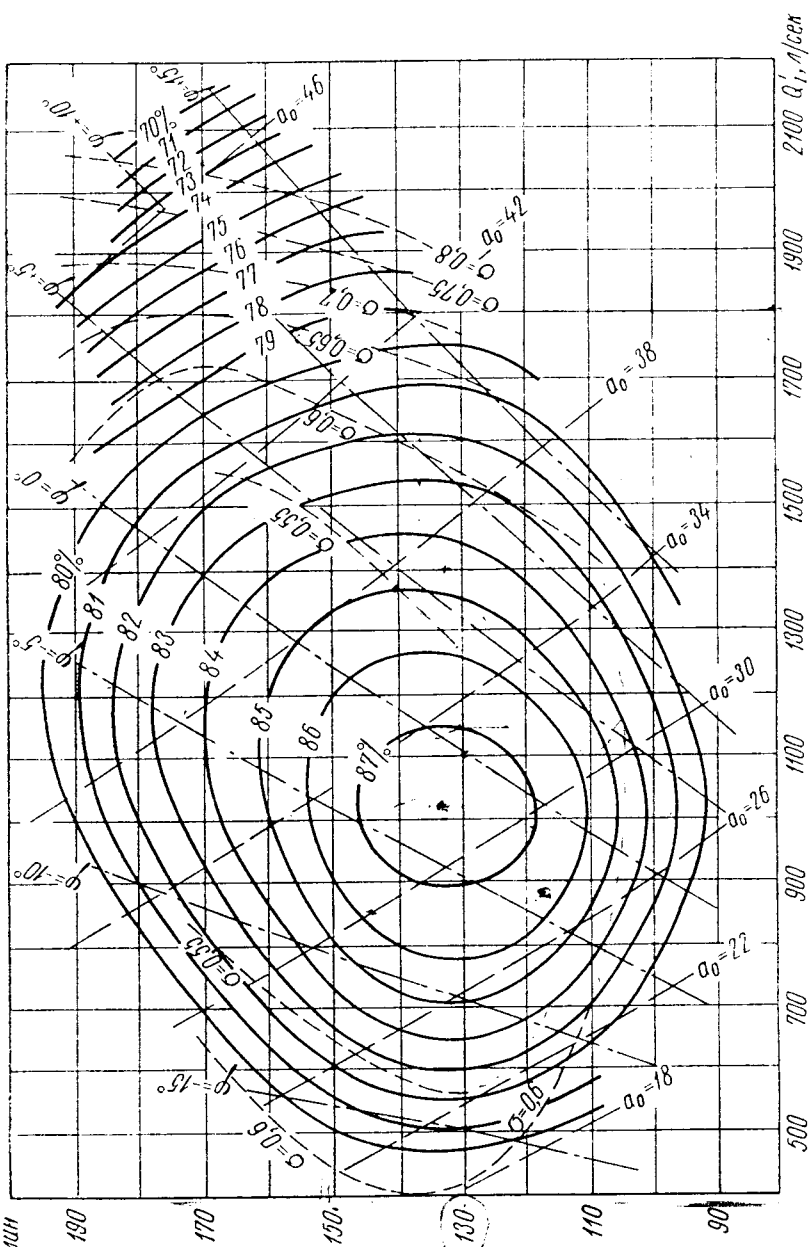
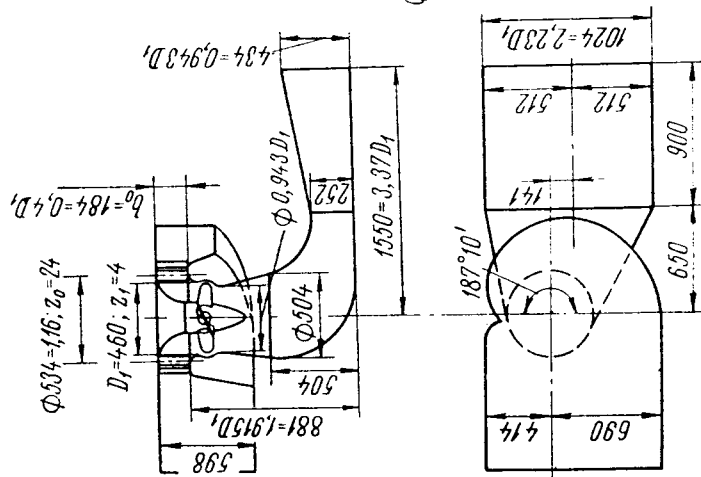


Рис. 1.8. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ20/510

$$Q_1 = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}$$

а) 9,82
б) 5,14

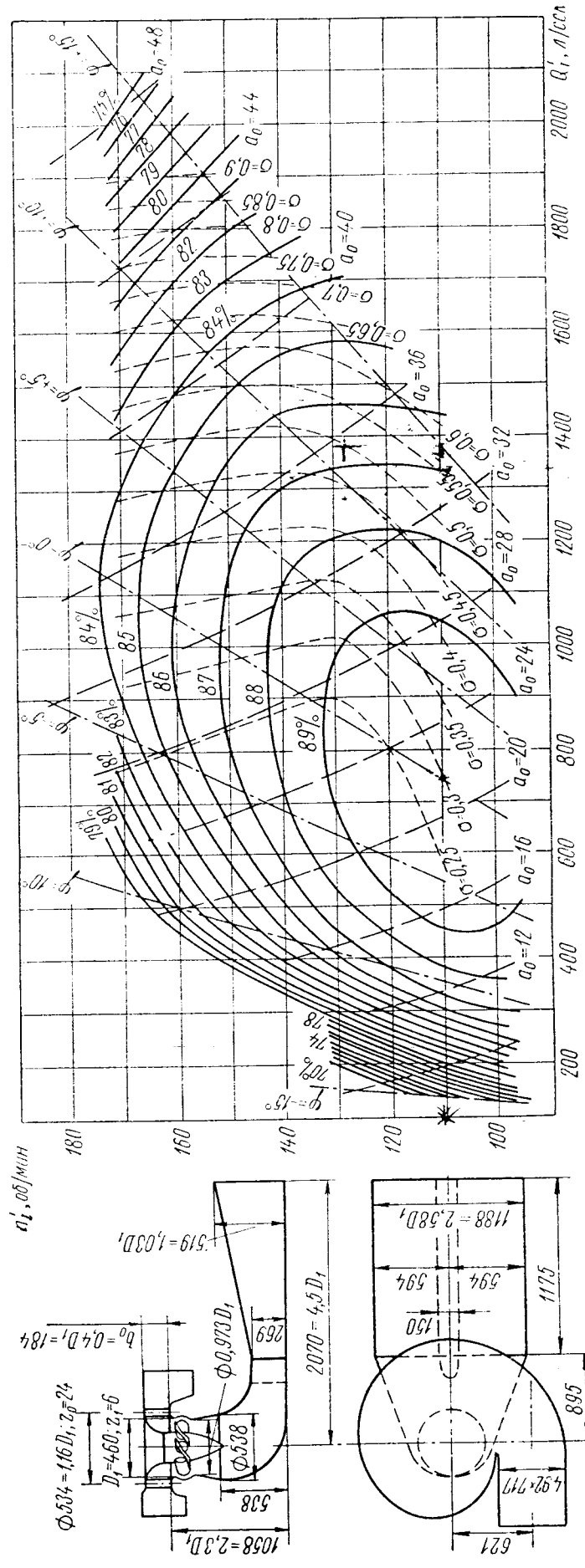


Рис. 1.9. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ30/587

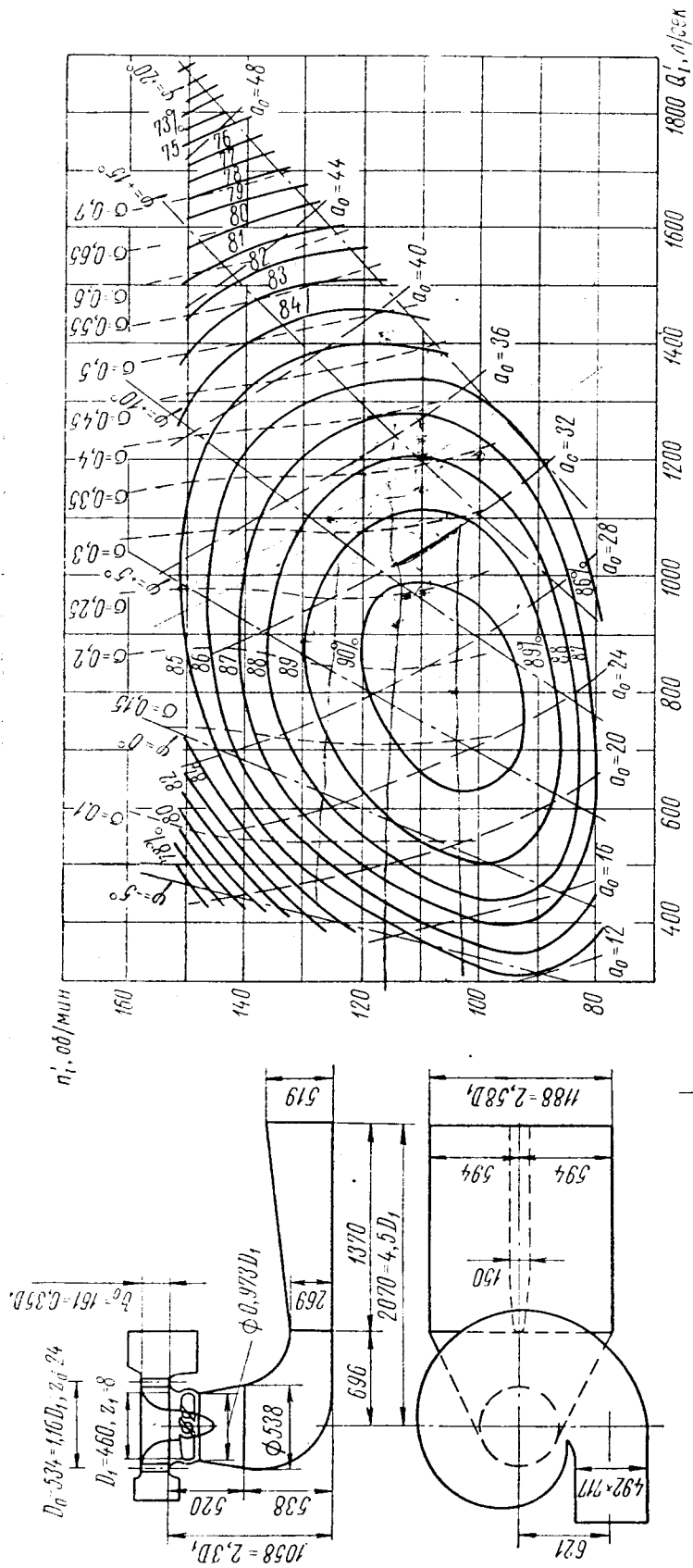


Рис. 1.10. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ50/642

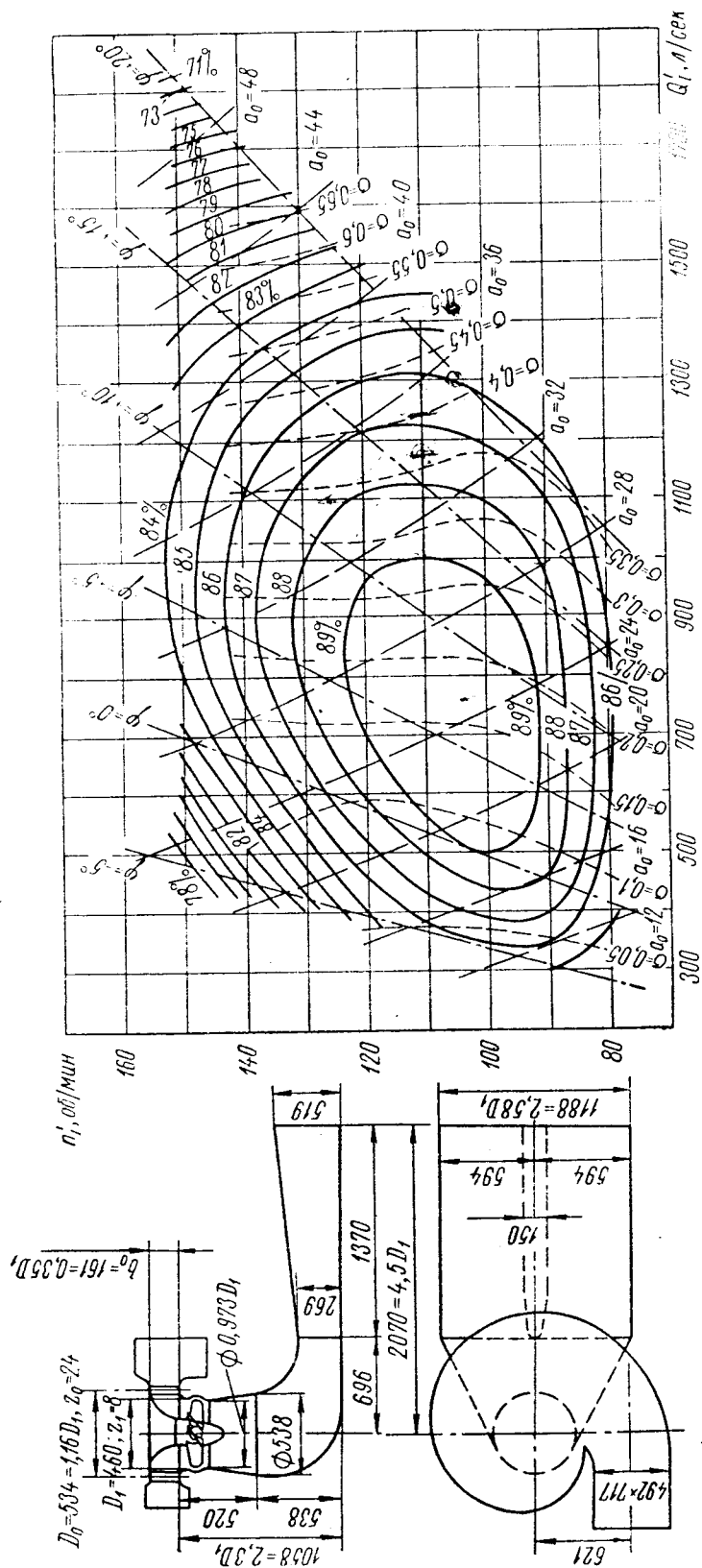


Рис. 1.11. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ60/642

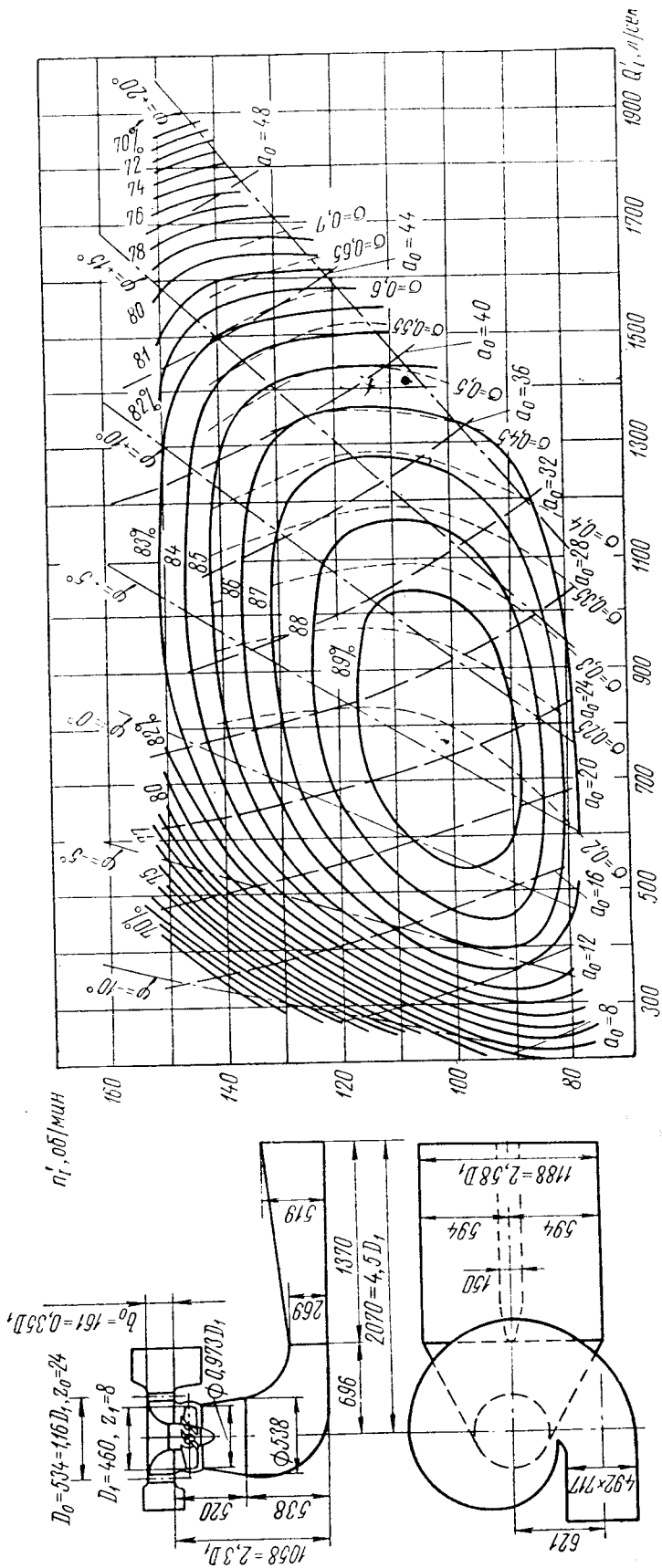


Рис. 1. 12. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ60/5А

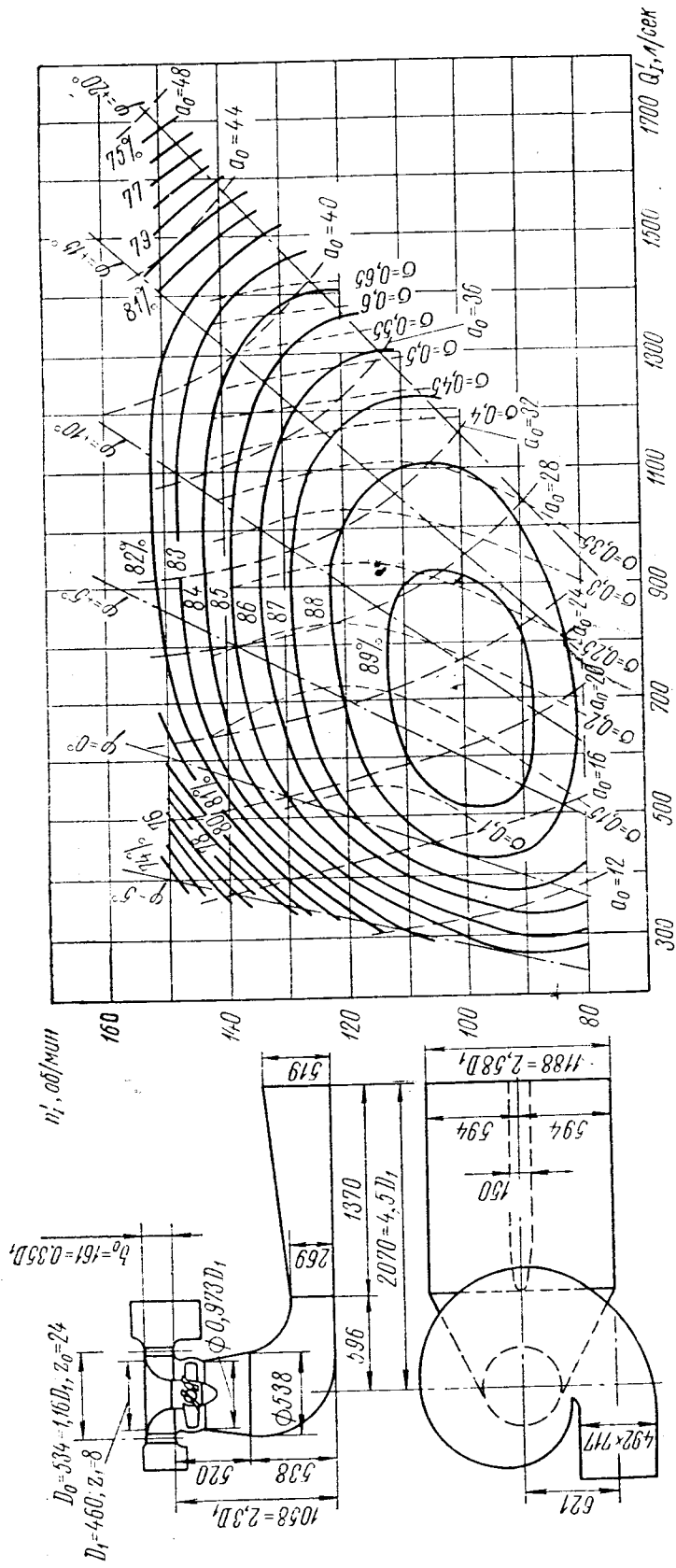


Рис. 1.13. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ80/642

① - 0,12

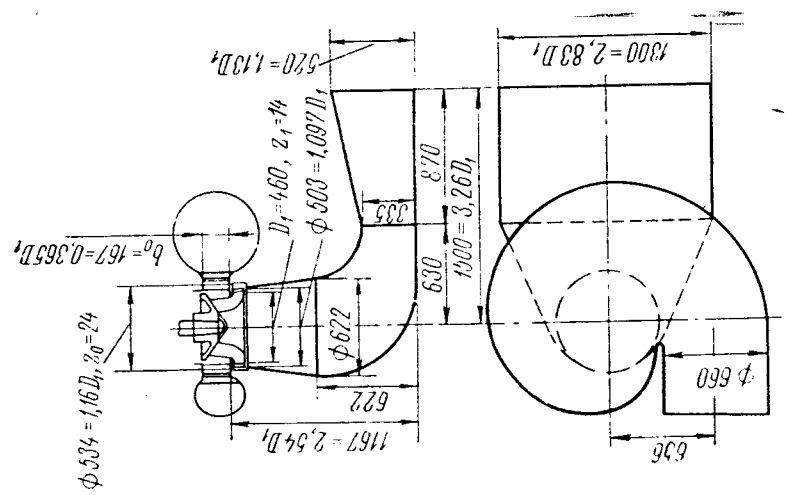
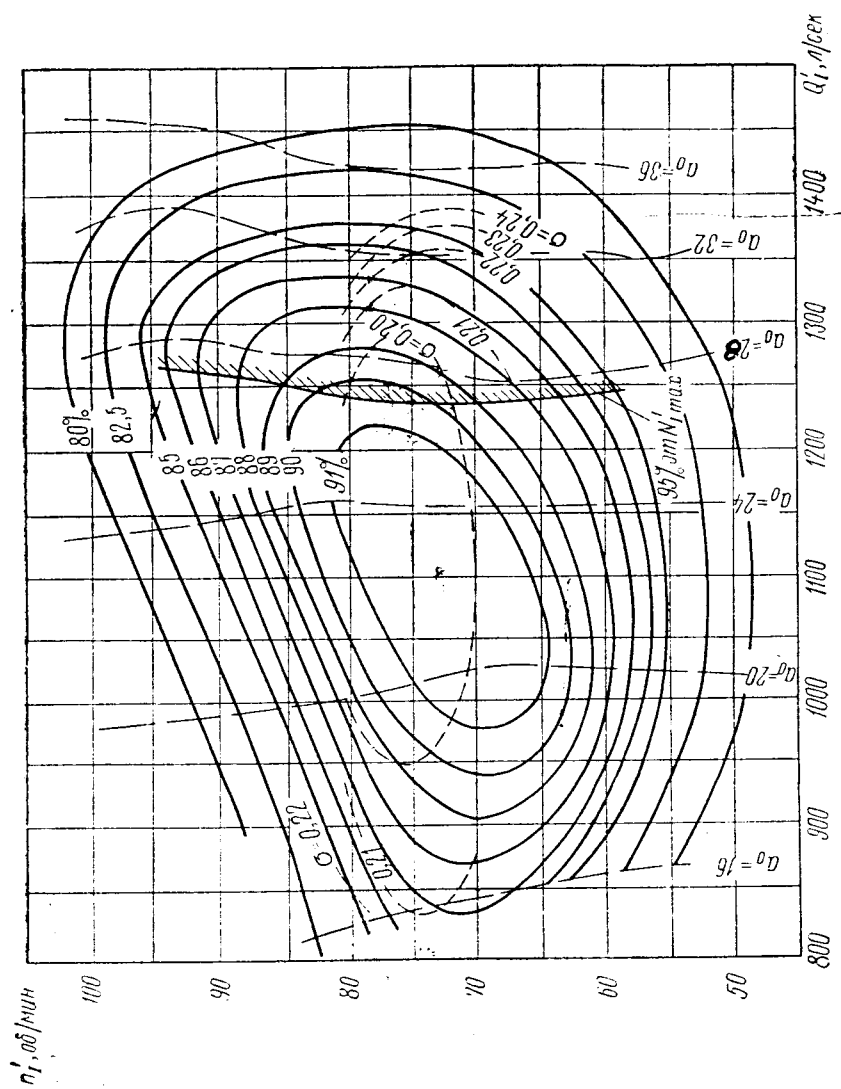


Рис. 1.14. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО45/123

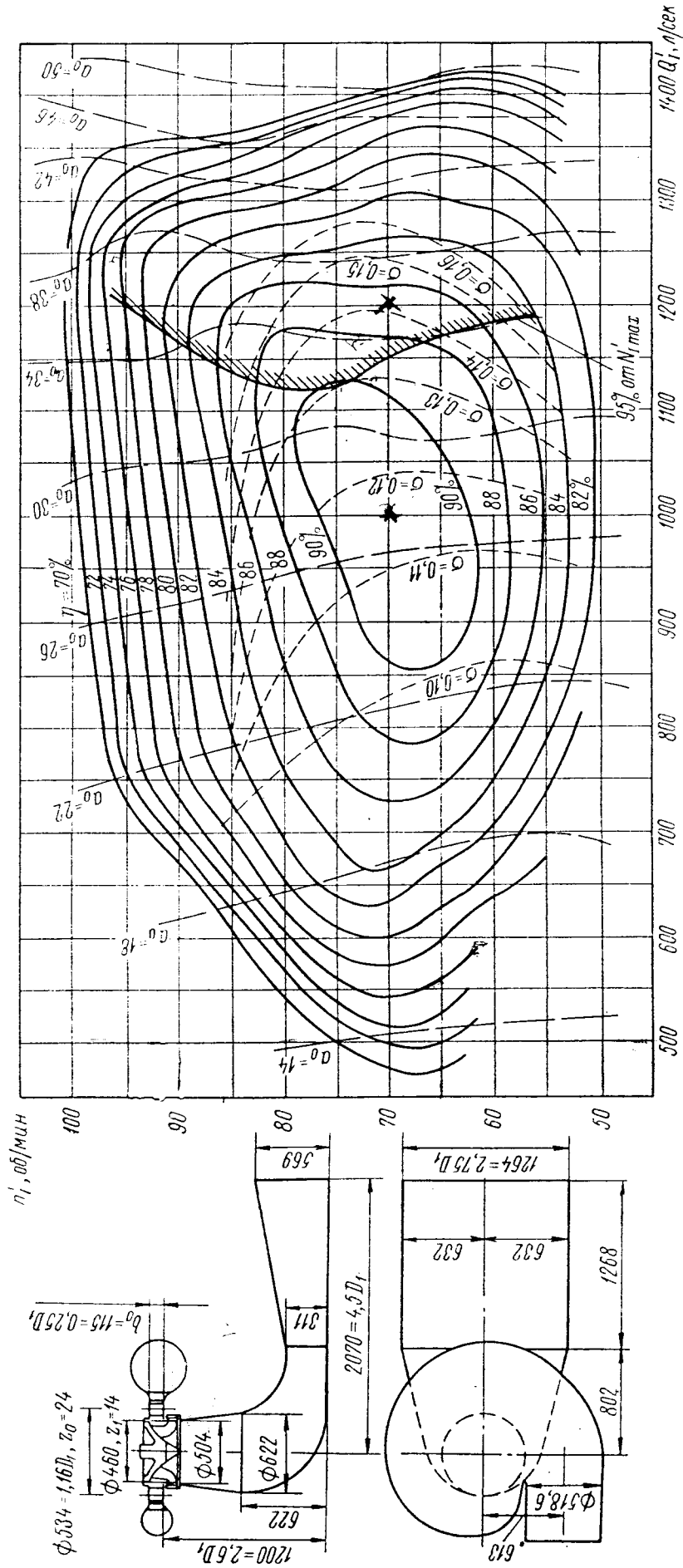


Рис. 1.15. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом Р075/702

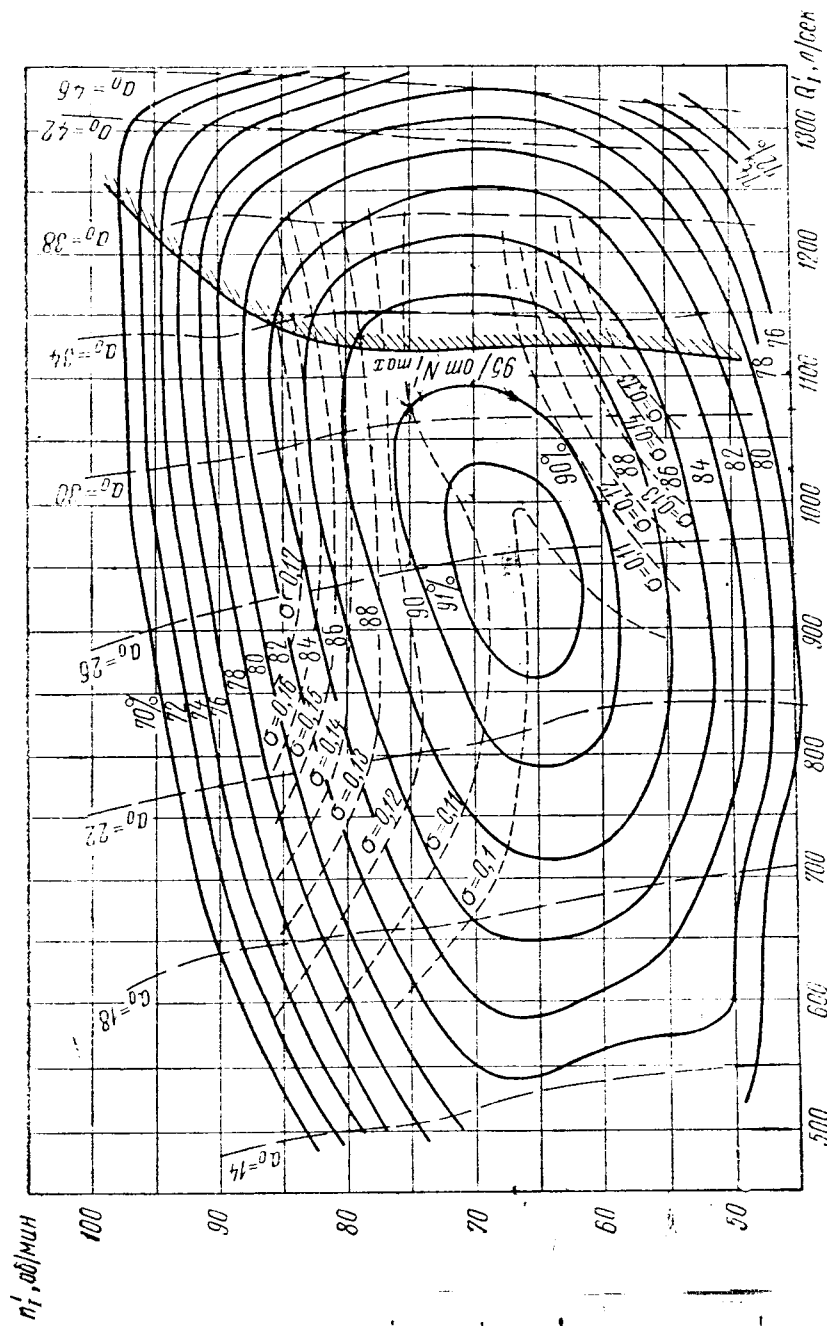
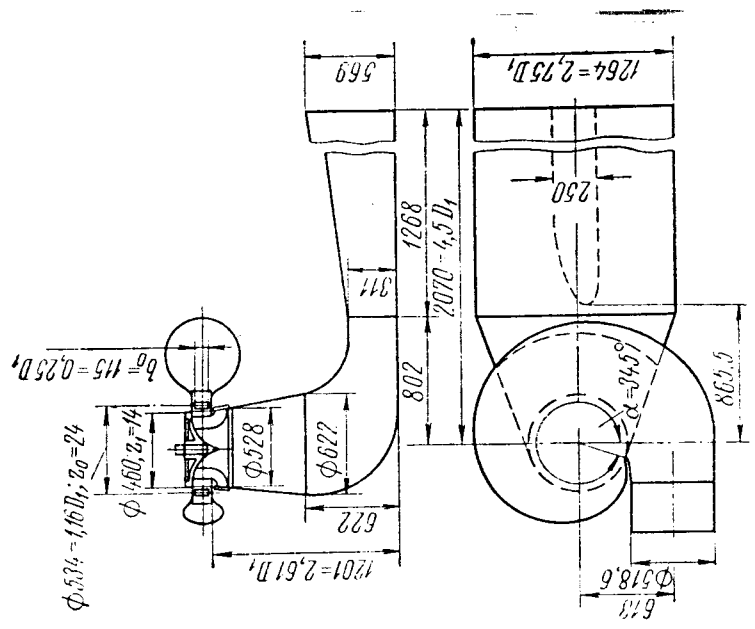


рис. 1.16. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом Р0115/697



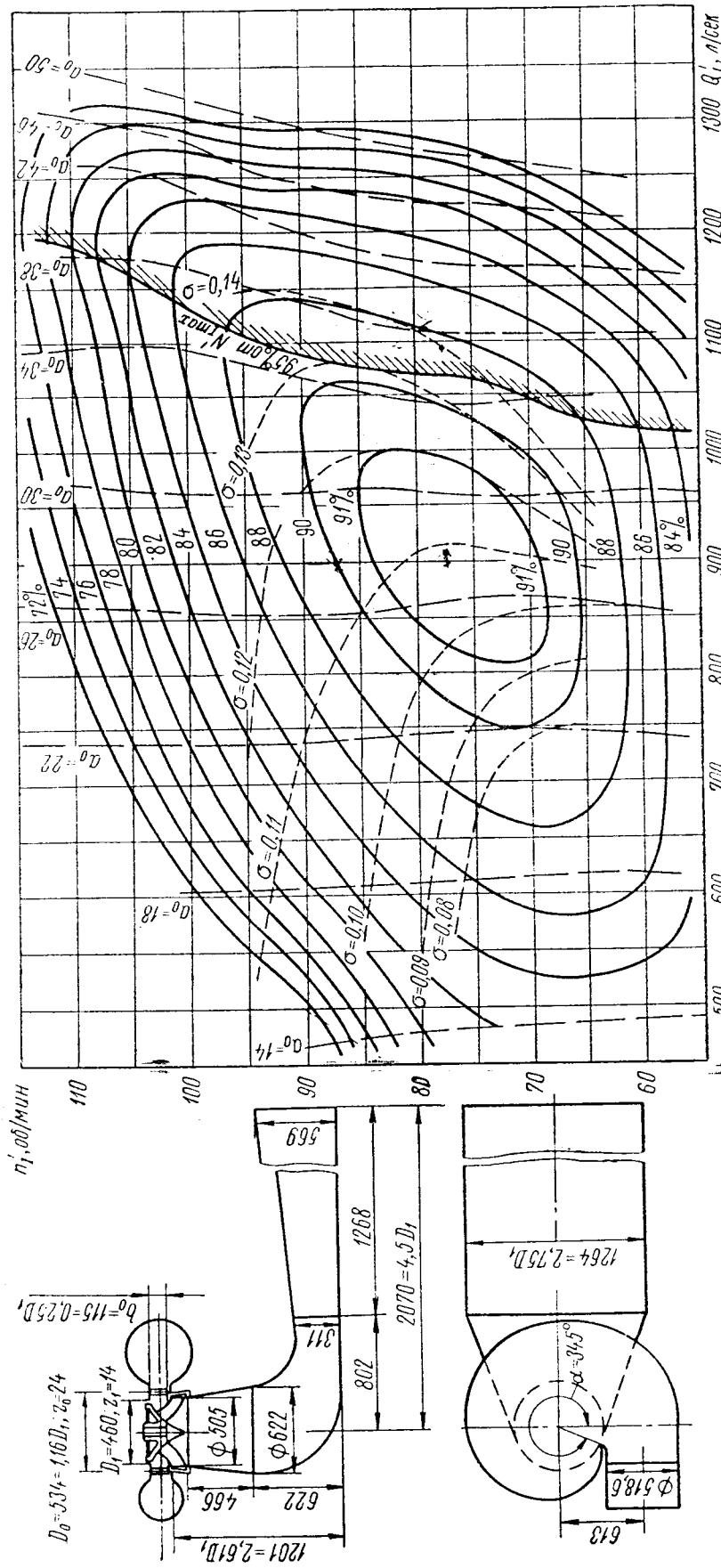


рис. 1.17. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом Р0115/716

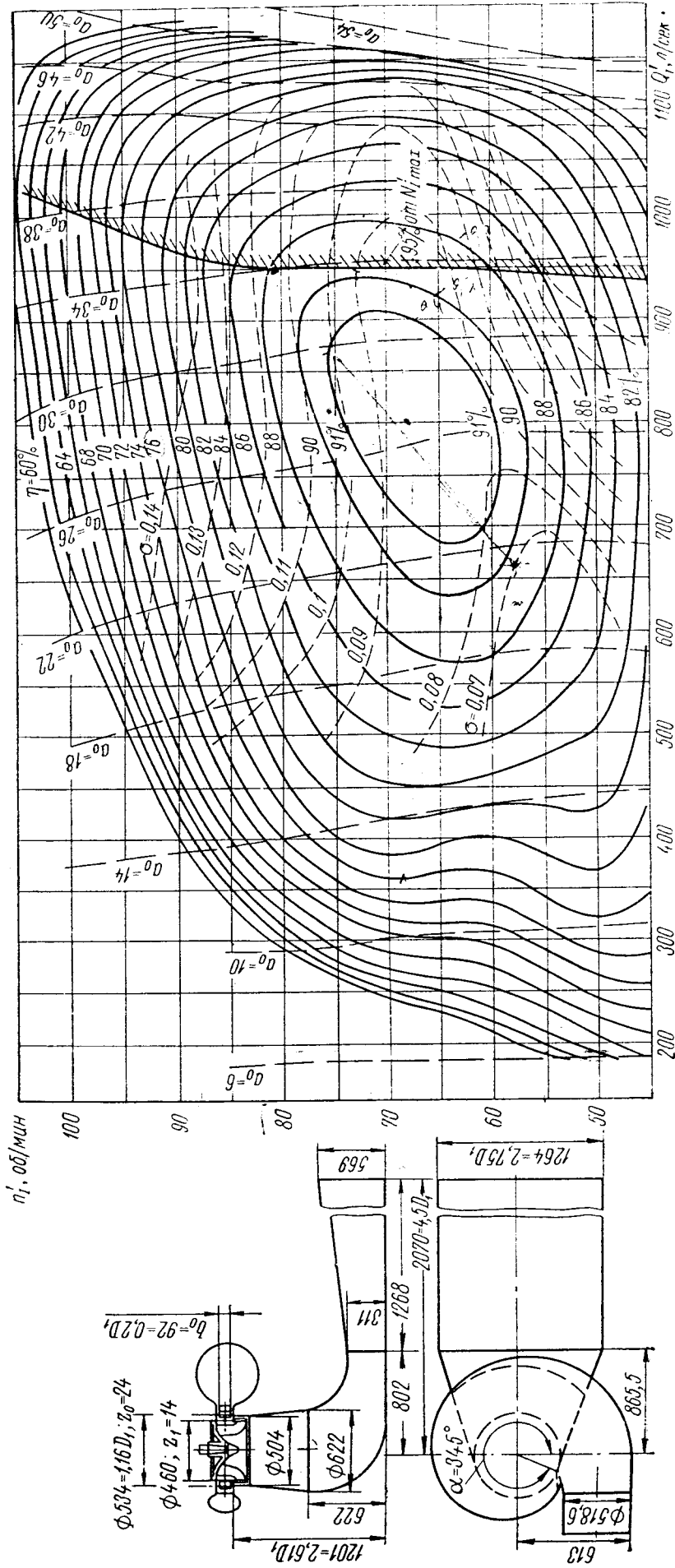


Рис. 1.18. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом Р0170/741

$$Q_1^* = \frac{Q}{\phi^3 \sqrt{H}}$$

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H}$$

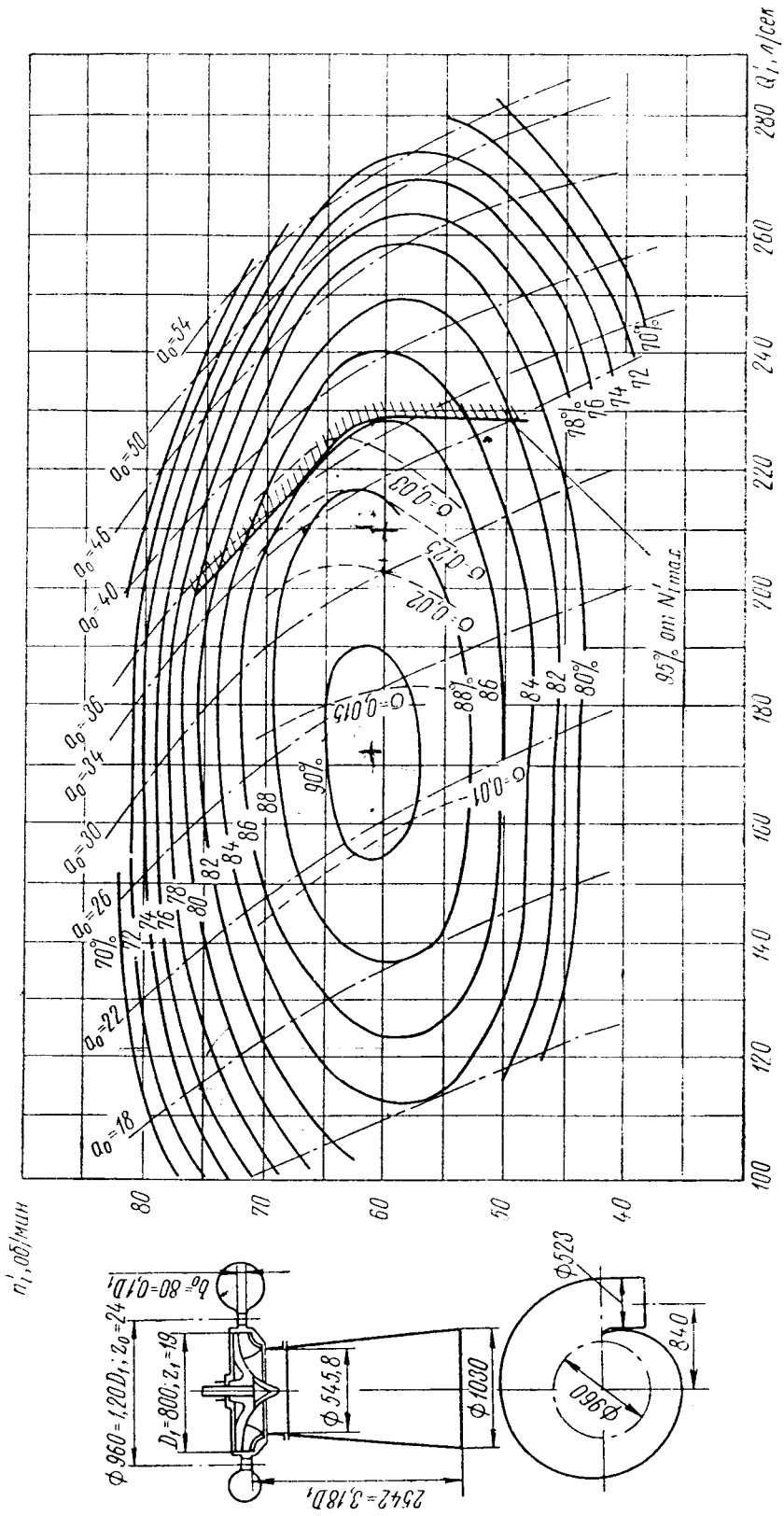


Рис. 1.19. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО400/683

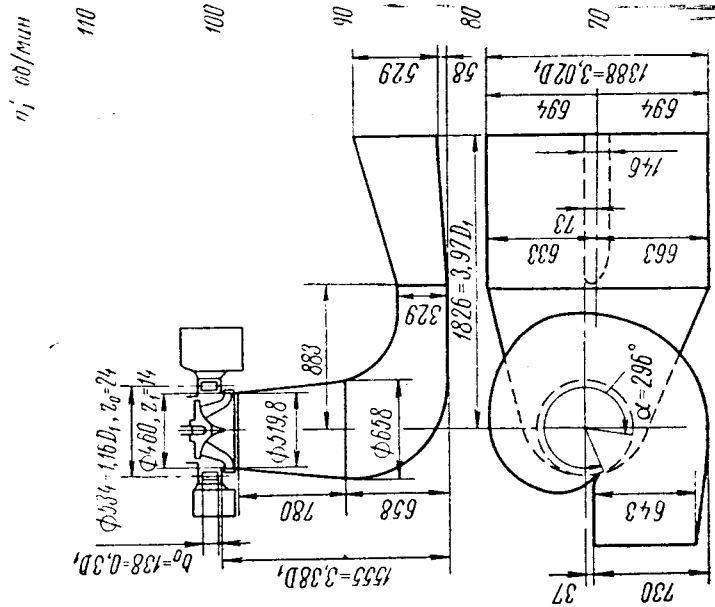
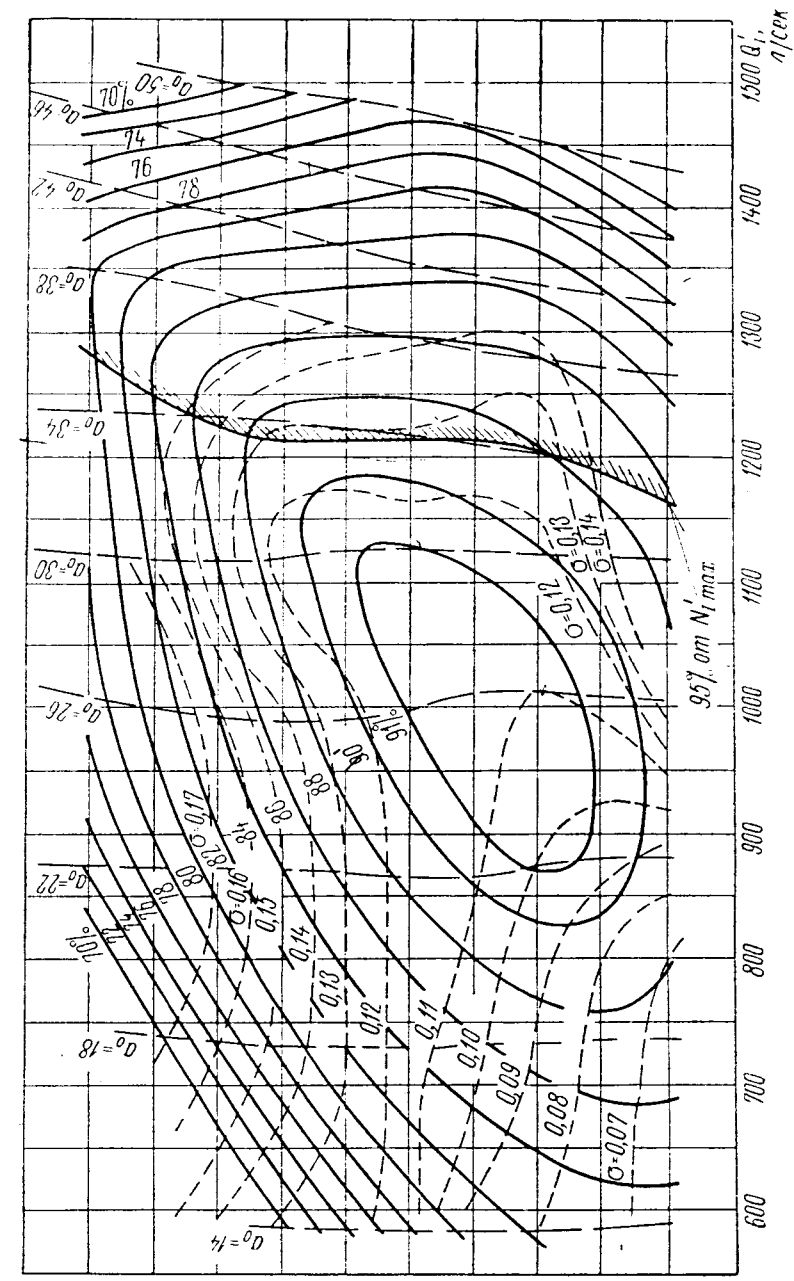


Рис. 1.20. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом P075/7286

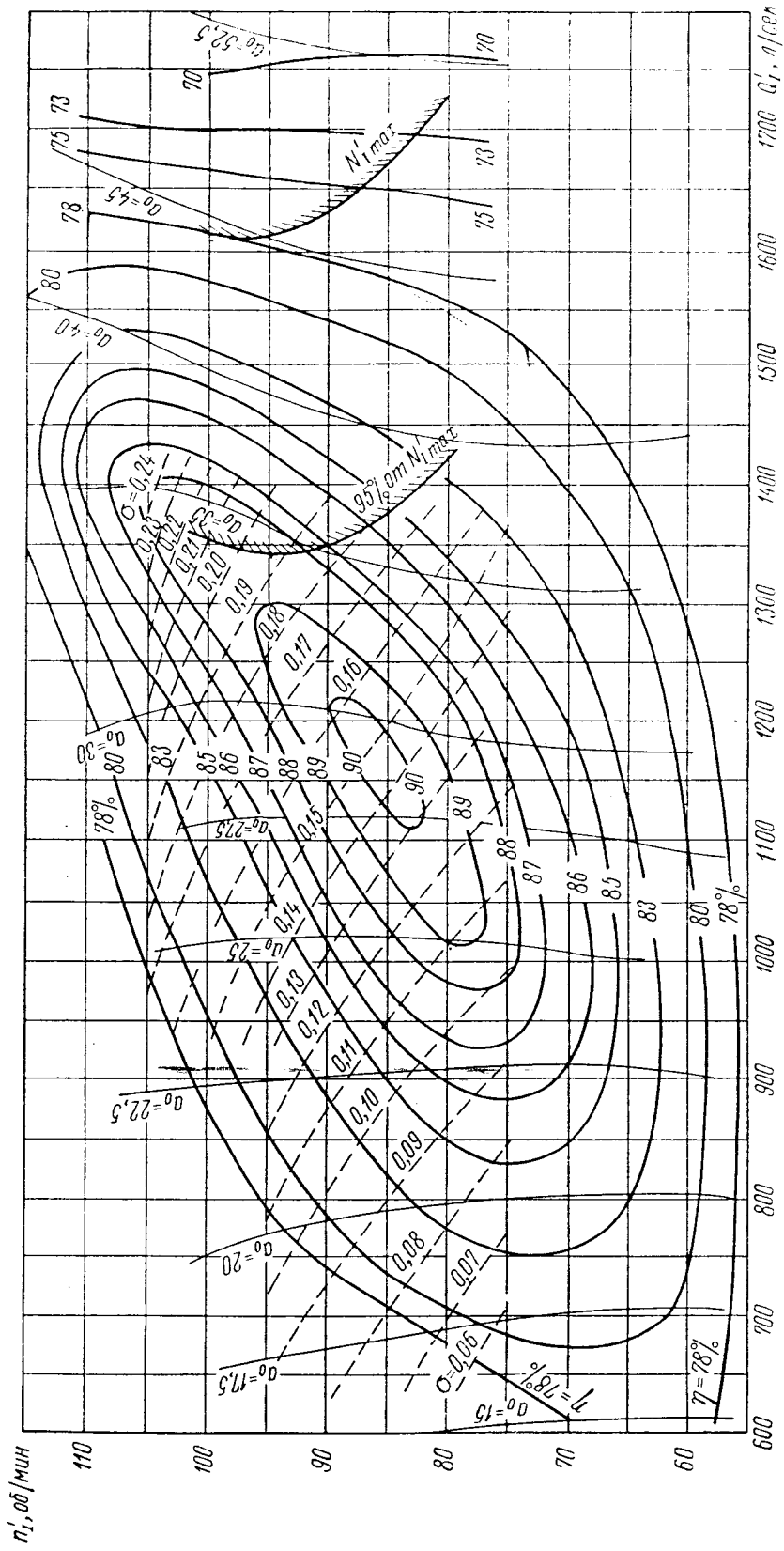


Рис. 1.21. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО984

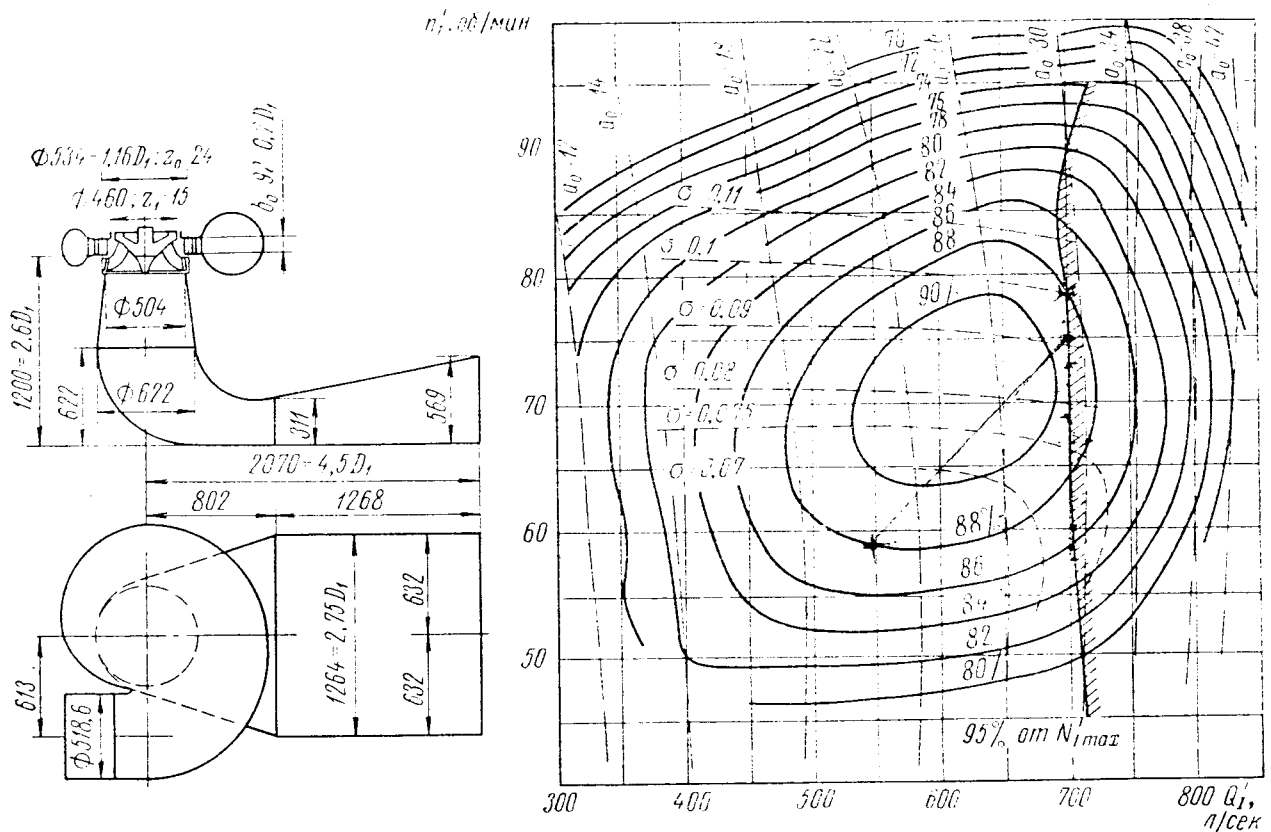


Рис. 1.22. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом PO170/638

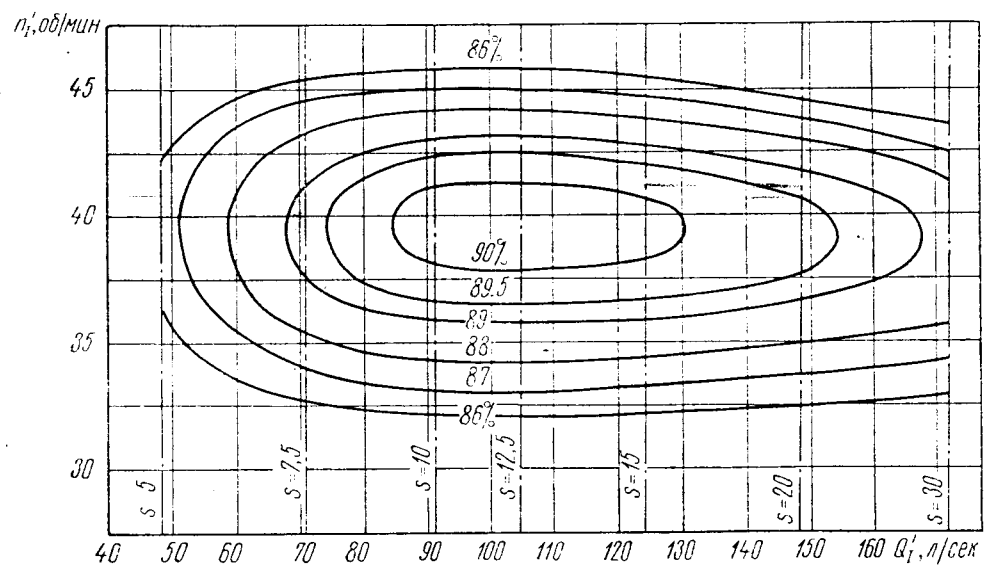


Рис. 1.23. Универсальная характеристика ковшовой турбины с рабочим колесом К-560. Вертикальная шестисопловая установка. Данные модели: $D_1 = 335$ мм; $z_1 = 20$; $d_0 = 36$ мм (испытано при напоре 40 м; s — ход иглы в мм)

Если поправка $\Delta n_1'$ составляет менее 3% от приведенной скорости вращения, то она обычно не учитывается.

Найденная по формуле (I.12) скорость вращения турбины округляется до ближайшей синхронной скорости вращения (желательно в сторону увеличения).

Синхронной скоростью вращения (синхронным числом оборотов) называется такая скорость, которая при заданном числе пар полюсов ротора генератора обеспечивает стандартную частоту вырабатываемого переменного тока (для СССР 50 гц). Синхронная скорость вращения связана с числом пар полюсов ротора генератора зависимостью

$$n = \frac{3000}{p} \text{ об/мин}, \quad (\text{I.15})$$

где p — число пар полюсов.

Рекомендуемые в СССР значения синхронной скорости вращения приведены в табл. I.5.

Т а б л и ц а I.5. Синхронная скорость вращения гидроагрегатов

Число полюсов ротора	Синхронная скорость вращения, об/мин	Число полюсов ротора	Синхронная скорость вращения, об/мин	Число полюсов ротора	Синхронная скорость вращения, об/мин
12	500	48	125	88	68,2
14	428,6	52	115,4	90	66,7
16	375	56	107,1	92	65,2
18	333,3	60	100	96	62,5
20	300	64	93,8	100	60
24	250	66	90,9	102	58,8
26	230,8	68	88,2	104	57,4
28	214,3	70	85,7	108	55,6
30	200	72	83,3	110	54,6
32	187,5	76	78,9	112	53,6
36	166,7	78	76,9	114	52,6
40	150	80	75	116	51,8
44	136,4	84	71,4	120	50

В СССР применяются гидротурбины правого вращения (по часовой стрелке, если смотреть со стороны генератора). Применение гидротурбин левого вращения допускается как исключение при наличии особых условий установки или проектирования гидроагрегата.

При выборе нормального диаметра и синхронной скорости вращения турбины на универсальную характеристику наносится четырехугольник со сторонами $n_1' = \text{const}$ при H_{\min} и $n_1' = \text{const}$ при H_{\max} и вершинами в точках с координатами Q_1' , соответствующими максимальной и минимальной мощно-

стям при указанных двух крайних напорах. Выбор параметров турбины считается правильным, если построенный таким образом четырехугольник располагается в центральной части характеристики, обеспечивая достаточно высокие значения к. п. д. во всей зоне работы турбины. Если центр четырехугольника окажется сильно смещенным относительно центра универсальной характеристики, следует провести повторный выбор параметров турбины, соответственно изменив D_1 и n .

При пересчете приведенных величин с модели на натуру учитывается масштабный эффект (уменьшение относительной величины потерь в турбине с ростом ее диаметра). Для пересчета значений к. п. д. с модели на натуру во всей зоне универсальной характеристики Международный Код модельных испытаний гидротурбин (публикация МЭК № 193) рекомендует следующие формулы: для пропеллерных и поворотлопастных турбин (формула Хаттона)

$$\frac{\text{Потери натурной турбины}}{\text{Потери модели}} = 0,3 + 0,7 \sqrt[5]{\frac{Re_m}{Re}}, \quad (\text{I.16})$$

где индекс m относится к модели, Re — число Рейнольдса, причем

$$Re = \frac{D_1}{\nu} \sqrt{2gH}.$$

Здесь H — напор в m ; D_1 — диаметр рабочего колеса в m ; ν — кинематическая вязкость жидкости;

для радиально-осевых турбин (формула Муди)

$$\frac{\text{Потери натурной турбины}}{\text{Потери модели}} = \sqrt[5]{\frac{D_{1m}}{D_1}}. \quad (\text{I.17})$$

Для активных турбин принимается $\eta = \eta_m$. Номенклатура рекомендует для оптимального режима радиально-осевой или пропеллерной турбины пользоваться формулой

$$1 - \eta = (1 - \eta_m) \left(0,5 + 0,5 \sqrt[6]{\frac{Re_m}{Re}} \right). \quad (\text{I.18})$$

Значения поправок к величине к. п. д., найденные с помощью формулы (I.18), следует считать одинаковыми на всех остальных режимах. По этой же формуле рекомендуется определять поправки к. п. д. для каждого пропеллерного режима поворотлопастной гидротурбины.

Высота отсасывания определяется с учетом поправки на барометрическое давление при высоком расположении турбины над уровнем моря. Для обеспечения запаса по

высоте отсасывания, учитывая возможную неточность эксперимента и недостаточную изученность масштабного эффекта кавитации, принято вводить поправку к кавитационному коэффициенту σ , указанную на универсальной характеристике. Рекомендуемые ЛМЗ им. XXII съезда КПСС поправки $\Delta\sigma$ в зависимости от напора даны на рис. 1.24. Формула для подсчета высоты отсасывания имеет вид

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - (\sigma + \Delta\sigma) H \text{ м.} \quad (1.19)$$

Активные турбины. Активная ковшовая гидротурбина выполняется как с горизонтальным, так и с вертикальным расположе-

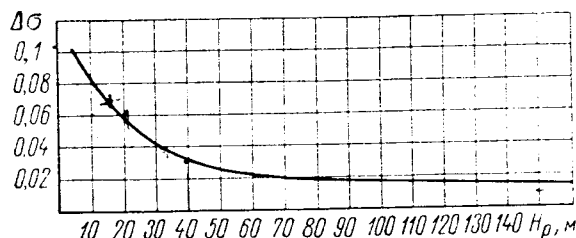


Рис. 1.24. График зависимости поправки $\Delta\sigma$ от напора

нием оси вала. Горизонтальные турбины имеют одно или два рабочих колеса на одном валу и по одному или по два сопла на каждое рабочее колесо. Вертикальные ковшовые гидротурбины изготавливаются с одним колесом и имеют несколько (до шести) сопел. Мощные турбины, как правило, выполняются с вертикальным валом.

Выбор основных параметров ковшовой гидротурбины рекомендуется производить по следующей схеме.

Исходя из величины заданной номинальной мощности N и расчетного напора H_p определяется максимальный расход воды через ковшовую турбину

$$Q_{\max} = \frac{N}{\gamma H \eta} \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (1.20)$$

Значение к. п. д. при номинальной мощности ориентировочно принимается равным 0,87—0,89 (большие значения к. п. д. принимаются для более мощных турбин).

Диаметр напорной струи при максимальном расходе определяется по формуле

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{z_0 \varphi_{скл} \sqrt{2gH}}} = 0,545 \sqrt{\frac{Q_{\max}}{z_0 \sqrt{H}}} \text{ м,} \quad (1.21)$$

где z_0 — число сопел; $\varphi_{скл}$ — коэффициент скорости, принимаемый в пределах 0,97—0,985.

Оптимальное отношение диаметра колеса D_1 к диаметру струи d_0 лежит в пределах 10—18.

Оптимальная приведенная скорость вращения ковшовых гидротурбин всех типов лежит вблизи $n'_{1\text{opt}} \approx 39$. Скорость вращения турбины подсчитывается по формуле

$$n = \frac{n'_{1\text{opt}} \sqrt{H}}{D_1} \text{ об/мин.} \quad (1.22)$$

Значение приведенной скорости вращения уточняется по универсальной характеристике. При выборе расчетного значения n_1 по характеристике следует учитывать относительную продолжительность работы турбины с максимальной и частичной нагрузками на разных напорах. У высоконапорных турбин существенная доля напора теряется в деривации и напорном трубопроводе. Поскольку эта доля приблизительно пропорциональна квадрату расхода, при частичных нагрузках напор турбины будет больше, чем при максимальных, а n_1 соответственно ниже. Исходя из этого, с целью повышения среднеэксплуатационного к. п. д. расчетное значение n_1 рекомендуется выбирать несколько большим, чем $n'_{1\text{opt}}$ при номинальной мощности и расчетном напоре.

По принятым значениям n_1 и синхронной скорости вращения n уточняется диаметр рабочего колеса

$$D_1 = \frac{n'_{1\text{opt}} \sqrt{H}}{n} \text{ м} \quad (1.23)$$

и рассчитывается приведенный расход

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \text{ л/сек.} \quad (1.24)$$

При выборе диаметра рабочего колеса и числа сопел ковшовой турбины необходимо учитывать дополнительные вопросы, связанные с размерами турбины и величиной капитальных затрат на строительство гидроагрегата и ГЭС в целом, а также с прочностью, надежностью и удобством эксплуатации, производственными возможностями и т. д.

С увеличением числа сопел и уменьшением отношения $\frac{D_1}{d_0}$ повышается быстрота ковшовой турбины: диаметр рабочего колеса уменьшается и скорость вращения увеличивается. Это должно приводить к удешевлению агрегата. В действительности эта тенденция тормозится усложнением конструкции и удорожанием разветвленных многосопловых коллекторов и других элементов турбины. Турбины мощностью меньше 15—20 Мвт обычно выполняют не более, чем с двумя соплами на одно рабочее колесо.

Увеличение быстроходности путем уменьшения отношения $\frac{D_1}{d_0}$ при прочих равных условиях влечет за собой рост напряжений в рабочем колесе, пропорциональный $\left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2$, поэтому уменьшать диаметр рабочего колеса в высоконапорных ковшовых гидротурбинах следует с осторожностью.

В высоконапорных ковшовых гидротурбинах сильно возрастают потери в искривленных элементах подводящего тракта. Поэтому высоконапорные турбины обычно делаются с одним соплом на рабочее колесо.

Из энергетических соображений всегда желательно при прочих равных условиях выбирать наибольшее число лопастей рабочего колеса z_1 . Чем больше z_1 , тем меньший путь проходит лопасть под воздействием струи, тем ближе процесс обтекания лопасти к установившемуся в относительном движении. В этом случае легче разработать оптимальные профили лопасти рабочего колеса и других элементов проточной части турбины. Стремление к увеличению z_1 в быстроходных рабочих колесах с малым отношением $\frac{D_1}{d_0}$ ограничивается необходимостью обеспечения требуемой прочности лопастей.

5. Разгонная скорость вращения гидротурбин

При внезапном быстром снятии нагрузки с генератора и неисправных системе регулирования или направляющем аппарате скорость вращения турбины будет быстро возрастать, достигая через некоторое время максимальной установившейся величины, называемой разгонной скоростью вращения.

Разгонная скорость 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 скорости вращения пересчитываются на турбину с $D_1 = 1$ м при $H = 1$ м, и строится разгонная характеристика турбин данной серии — зависимость приведенной разгонной скорости вращения n'_{1p} от открытия направляющего аппарата a_0 .

Разгонная скорость вращения натурной турбины подсчитывается через соответствующую приведенную разгонную скорость вращения по формуле

$$n_p = n'_{1p} \frac{\sqrt{H_{\max}}}{D_1} \text{ об/мин.} \quad (1.25)$$

где H и D_1 — максимальный напор турбины и ее диаметр в м.

У турбин с неподвижными лопастями разгонная скорость вращения зависит от вели-

чины открытия направляющего аппарата и напора воды, а у поворотнолопастных турбин, кроме того, — и от угла установки лопастей.

Наибольшей величины разгонная скорость чаще всего достигает при полностью открытом направляющем аппарате. У поворотнолопастных турбин наибольшая разгонная скорость вращения имеет место при рассогласовании связи между поворотом лопаток направляющего аппарата и разворотом лопастей рабочего колеса (так называемом наруше-

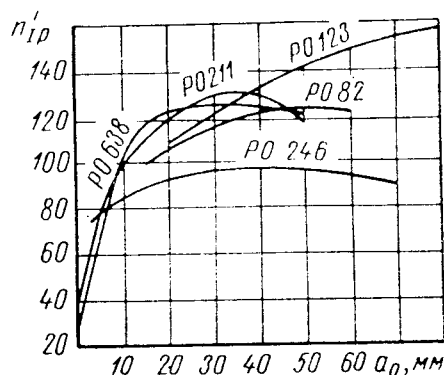


Рис. 1.25. Разгонные характеристики некоторых радиально-осевых колес

нии комбинаторной зависимости), когда направляющий аппарат полностью открыт, а лопасти рабочего колеса имеют малый угол установки.

Отношение разгонной скорости вращения к нормальной при данном напоре называется коэффициентом разгона

$$k_p = \frac{n_p}{n} \quad (1.26)$$

Величина коэффициента разгона составляет:

У радиально-осевых и ковшовых турбин	1,7—1,9
У поворотнолопастных турбин при сохранении комбинаторной зависимости	2,0—2,2
У поворотнолопастных турбин при нарушении комбинаторной зависимости	2,4—2,6

Приведенные значения коэффициентов разгона даны на основании модельных разгонных испытаний, которые проводятся обычно при практически бескавитационных режимах. Исследования показывают, что в натуральных условиях вследствие развития кавитации в проточном тракте на разгонных режимах коэффициент разгона турбин несколько снижается.

На рис. 1.25 приведены разгонные характеристики некоторых радиально-осевых турбин.

На рис. 1.26 показана разгонная характеристика поворотлопастной турбины типа ПЛ587, содержащая ряд кривых зависимости приведенной разгонной скорости вращения

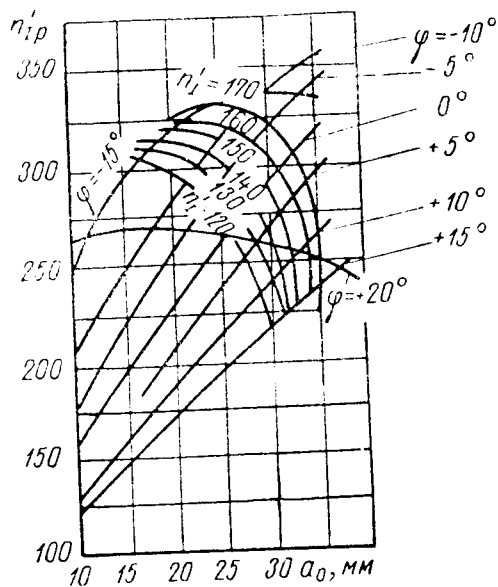


Рис. 1.26. Разгонные характеристики поворотлопастной турбины при нарушенной комбинаторной зависимости и различных углах установки лопастей и при комбинаторных режимах

от открытия направляющего аппарата при разных значениях угла установки лопастей φ для нарушенной комбинаторной зависимости и при разных значениях номинальной приведенной скорости вращения для случая сохранения комбинаторной зависимости.

Разгон представляет серьезную опасность для агрегата, в особенности для ротора генератора. Ограничение расчетной величины коэффициента разгона позволяет существенно снизить вес и стоимость гидрогенератора и агрегата в целом.

Для предотвращения выхода агрегатов в разгон и снижения разгонной скорости вращения применяются 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 быстропадающих щитов, размещаемых перед спиральной камерой или в отсасывающей трубе. В поворотлопастных турбинах снижение разгонной скорости вращения может быть достигнуто как принудительным закрытием лопастей, так и их открытием на больший угол. В последнем случае возможно появление значительных вибраций агрегата. Принудительный разворот лопастей колеса при разгоне требует увеличения размеров сервомотора и деталей механизма поворота. Для уменьшения разгонной скорости вращения поворотлопастных турбин применяют также тормозные лопатки, устанавливаемые во втулке рабочего колеса под лопастями или над ними и вдвигаемые в поток при повышении скорости вращения турбины на определенную величину. В качестве противоразгонной защиты также могут применяться аварийные индивидуальные сервомоторы на лопатках направляющего аппарата, дополнительные поворотные лопатки, устанавливаемые между колоннами статора, и другие устройства.

ГЛАВА II

ПРОТОЧНЫЙ ТРАКТ ГИДРОТУРБИНЫ

1. Спиральная камера

Гидравлический расчет турбинной камеры сводится к определению размеров сечений и очертания ее канала. Турбинная камера должна обеспечивать:

а) минимально возможное нарушение осевой симметрии потока перед направляющим аппаратом;

б) циркуляцию, близкую к требуемой для получения заданной мощности турбины;

в) величину средних скоростей потока, при которой гидравлические потери в турбинной камере и направляющем аппарате не превышают допустимых пределов.

Бетонная камера. Бетонные турбинные камеры, как показывает опыт проектирования и строительства ГЭС, применяются в широком диапазоне напоров — до 70—80 м.

Турбинная камера состоит из спиральной и открытой частей (рис. II.1). Спиральная часть камеры, как правило, выполняется трапециевидного сечения, характеризуемого углами наклона боковых стенок к вертикали δ и γ . Форму сечений камеры рекомендуется принимать по возможности близкой к симметричной относительно горизонтальной оси направляющего аппарата, что обеспечивает наилучшие энергетические показатели турбины. При компоновке блока с малой высотой агрегата допускается развитие сечений вниз относительно оси направляющего аппарата.

При этом отношение сторон сечения $\frac{b_{вх}}{a_{вх}}$ не должно превышать 1,8—2,0.

Площадь входного сечения турбинной камеры определяется по формуле

$$F_{вх} = \frac{Q\varphi_0}{v_{вх. ср} 360}, \quad (II.1)$$

где Q — расход через турбину при номинальной мощности, соответствующей расчетному напору, в $м^3/сек$; $v_{вх. ср}$ — средняя скорость потока во входном сечении спиральной камеры в $м/сек$; φ_0 — угол охвата спирального канала в град.

Величину средней скорости во входном сечении $v_{вх. ср}$ рекомендуется принимать по графику на рис. II.2, а, а значения углов охвата — согласно следующим данным:

Н в м	До 30	30—50	50—75
φ_0 в град	180—200	200—225	225—270

Для предварительного выбора размеров входного сечения по полученной величине площади рекомендуются следующие соотношения: наружный радиус входного сечения $R_{вх} = 1,6D_1$; высота входного сечения $b_{вх} = (1,8 \div 2,0)D_1$. Ширина открытой части турбинной камеры B (по поперечной оси блока) выбирается в зависимости от угла охвата спирального канала в следующих пределах: $B \geq R_{вх} + 0,95D_1$ при $\varphi_0 = 180^\circ$; $B \geq R_{вх} + 1,1D_1$ при $\varphi_0 = 200 \div 225^\circ$; при $\varphi_0 > 225^\circ$ величина B устанавливается исходя из конкретных условий процесса проектирования. Расстояние от оси турбины до выходной кромки бычка принимается не менее $l \geq 1,3D_1$.

Гидромеханический расчет бетонных спиральных камер удобнее всего вести графоаналитическим методом. Задавшись формой и размерами входного сечения $ABCHDE$ (рис. II.3, а), обеспечивающими пропуск расхода Q со средней скоростью $v_{вх. ср}$, переходят к определению размеров, формы и положения в плане других сечений. Изменение формы сечений производят по заданному закону. Для этого полагают, что вершины наружных углов сечения должны лежать на прямых AC и EH или на кривых (например, параболах).

Расход через любое сечение спиральной камеры равен (рис. II.3, а)

$$Q_i = K \int_{r_b}^{R_i} \frac{b}{r} dr, \quad (II.2)$$

где K — постоянная спиральной камеры.

Интеграл в формуле (II.2) вычисляется графическим способом. На графике

(рис. II.3, б) по вертикали откладываются значения $\frac{b}{r}$ в зависимости от R для входного и промежуточных сечений 1, 2, 3, ... Площади, ограниченные линиями m_1ab , m_2n_1ab , m_3n_2ab и т. д. и осью абсцисс, будут представлять собой величины расходов q , q_1 , q_2 и т. д. при $K = 1$ для указанных сечений.

Величина постоянной K подсчитывается по формуле $K = \frac{Q}{q}$ по значениям Q и q для входного сечения.

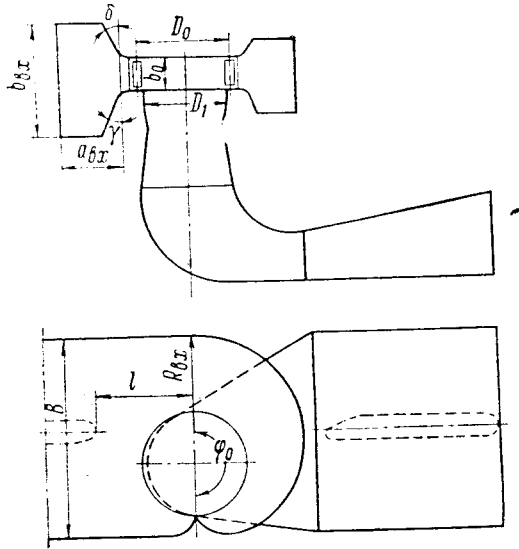


Рис. II.1. Бетонная спиральная камера гидротурбины

Зная величину K , определяем Q_1 , Q_2 и т. д. для остальных сечений.

По значениям Q_i и R_i строятся (рис. II.3, в) кривые $Q = f_1(R)$ и $\varphi = \frac{360Q_i}{Q} = f_2(R)$. Пользуясь кривой $\varphi = f_2(R)$, можно построить очертание

камеры в плане и определить ее размеры в любом сечении.

Металлическая камера. Металлические спиральные камеры, как правило, выполняются

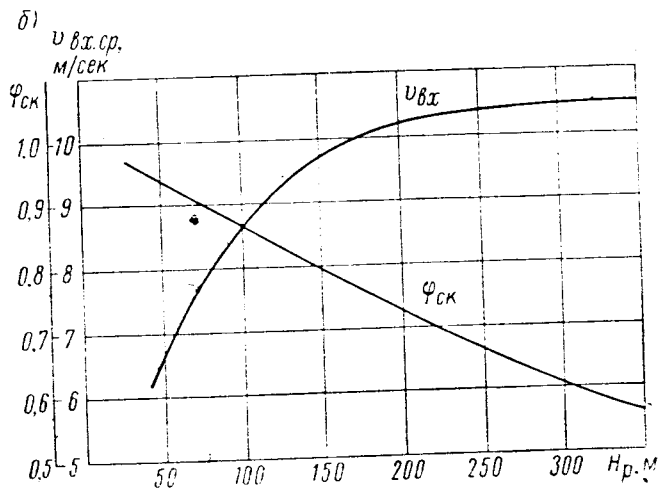
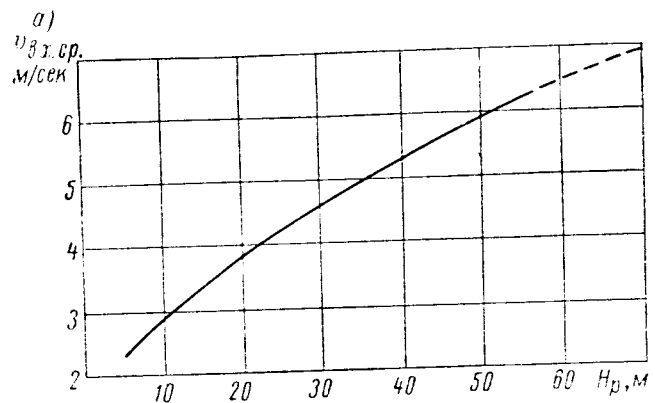


Рис. II.2. График допустимых скоростей во входном сечении: а — бетонной; б — металлической спиральной камеры; $\varphi_{ск}$ — скоростной коэффициент во входном сечении

с круглыми сечениями (рис. II.4) с углом охвата до 345° .

Участок спирального канала, расположенный в пределах угла $\varphi \approx 45^\circ \div 175^\circ$, считая от зуба спирали, выполняется с овальными сечениями, образованными переходящими друг в друга окружностями радиусов ρ_1 и ρ_2

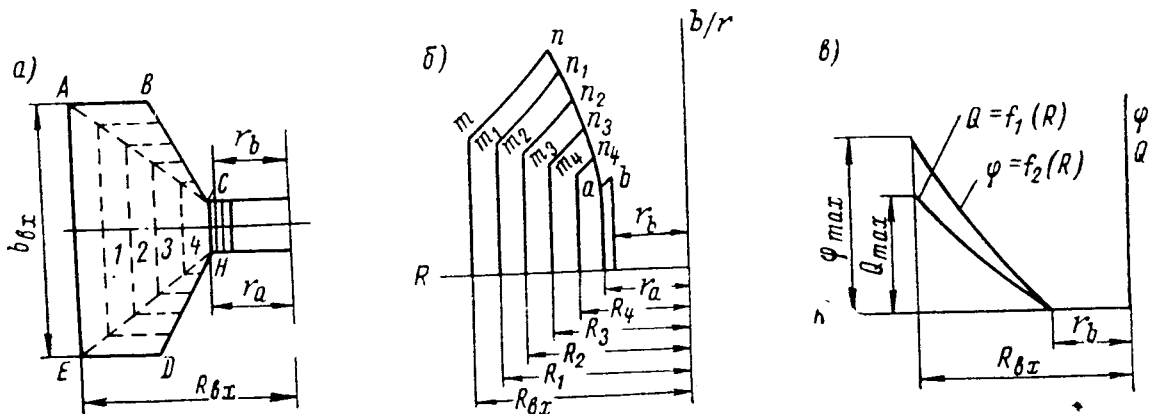


Рис. II.3. К расчету размеров бетонной спиральной камеры таврового сечения

соответственно составляют: 0,8 ($\bar{\rho}_{ex} = 0,61$); 1,0 ($\bar{\rho}_{ex} = 0,54$); 1,16 ($\bar{\rho}_{ex} = 0,5$). Как видно из приведенного графика, уменьшение относительного радиуса входного сечения $\bar{\rho}_{ex}$

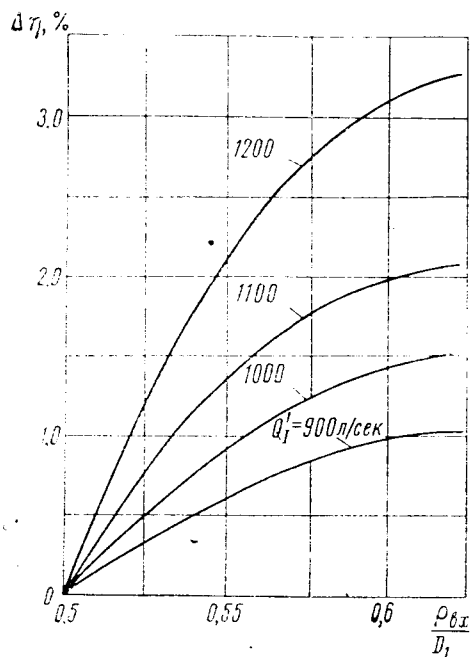


Рис. 11.5. График зависимости приращения к. п. д. турбины в функции от относительного радиуса входного сечения спирали

от 0,6 до 0,5, т. е. на 20%, приводит к существенному падению к. п. д. турбины данной быстроходности, достигающему более 3% при $Q_1 = 1200$ л/сек. При этом из-за одновременного уменьшения пропускной способности максимальная мощность турбины снижается на 6%.

2. Отсасывающая труба

Отсасывающие трубы гидротурбин проектируются по ОСТу 24.122.01. Основным параметром, определяющим гидравлические характеристики изогнутой отсасывающей трубы, является ее высота h (рис. 11.6). Высота трубы влияет на стоимость сооружения ГЭС. При выборе высоты отсасывающей трубы необходимо учитывать следующие обстоятельства:

а) увеличение высоты трубы обеспечивает получение высоких энергетических и эксплуатационных показателей турбины, т. е. фактора, действующего в течение всего периода эксплуатации ГЭС;

б) увеличение высоты трубы приводит к повышению стоимости гидроэлектростанций, т. е. фактора, характеризующего единовременные затраты на строительство.

Исходя из этого, выбор габаритных размеров отсасывающей трубы должен производиться на основании технико-экономических

расчетов с учетом надежности работы гидроагрегатов.

Результаты многочисленных исследований показывают, что независимо от формы отсасывающей трубы уменьшение ее высоты приводит к падению к. п. д. турбины. При этом наиболее резкое снижение к. п. д. 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 к. п. д. и может привести к значительному увеличению интенсивности нестационарных явлений под колесом и, как следствие, к неспокойной работе агрегата. Нестационарные явления особенно сильно проявляются при работе радиально-осевых гидротурбин на неоптимальных режимах. Это должно учитываться при выборе габаритных размеров труб.

На основании проведенных ЛМЗ и другими организациями исследований и опыта

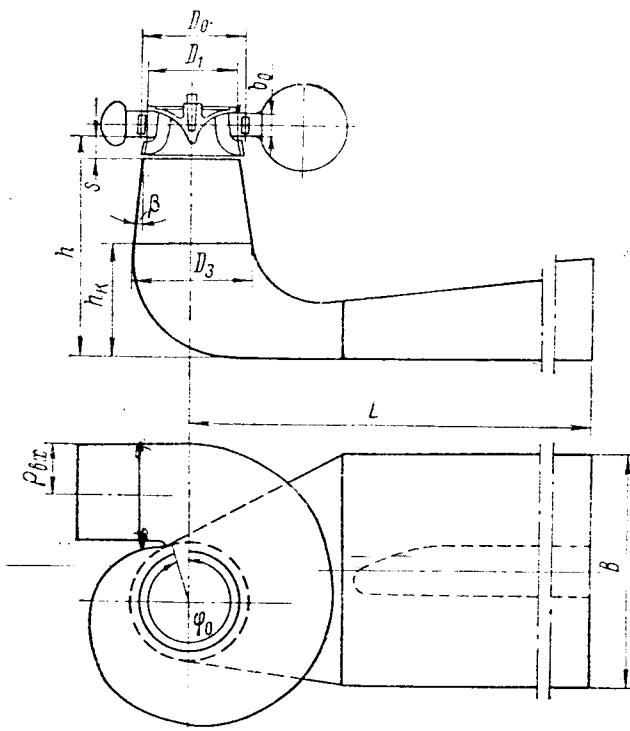


Рис. 11.6. Отсасывающая труба гидротурбины с коленом серии 4

проектирования и эксплуатации гидротурбин рекомендуются следующие высоты отсасывающих труб: для поворотнолопастных гидротурбин $h \geq 2,3D_1$; для радиально-осевых гидротурбин $h \geq 2,5D_1$. В тех случаях, когда применение труб такой высоты не может быть экономически обосновано, допускается уменьшение высоты отсасывающей трубы до $h \approx 2,0D_1$ для поворотнолопастных гидротурбин и до $h = 2,3D_1$ для радиально-осевых гидротурбин. При установке гидро-

агрегатов в подземных ГЭС высота трубы должна приниматься не ниже $3,5D_1$.

Оценка изменения к. п. д. турбины в зависимости от изменения относительной высоты отсасывающей трубы $\frac{h}{D_1}$ и приведенного расхода Q_1' производится по графику на рис. II.7.

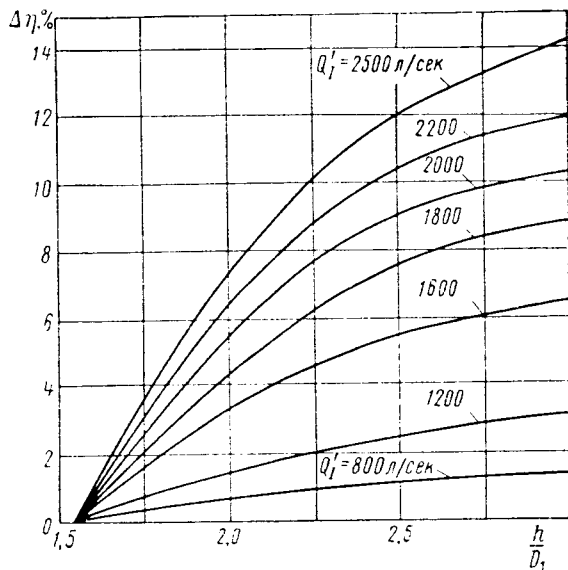


Рис. II.7. Изменение к. п. д. турбины в зависимости от относительной высоты отсасывающей трубы

Ширина отсасывающей трубы B принимается:

для поворотнолопастных гидротурбин

$$B = (2,5 \div 2,7)D_1;$$

для радиально-осевых гидротурбин

$$B = (2,7 \div 3,3)D_1.$$

Для подземных ГЭС допускается уменьшение ширины трубы примерно до $(1,5 \div 2,0)D_1$, в зависимости от высоты трубы.

Длина отсасывающей трубы L принимается:

для поворотнолопастных 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 с учетом гидравлических показателей и условий регулирования турбины.

Ориентировочная оценка изменения к. п. д. турбины при изменении площади выходного

сечения отсасывающей трубы может быть сделана по формуле

$$\Delta\eta = 50 \frac{Q^2}{gH} \left(\frac{1}{F_{1\text{вых}}^2} - \frac{1}{F_{2\text{вых}}^2} \right), \quad (\text{II.6})$$

где Q — расход через турбину в $\text{м}^3/\text{сек}$; $F_{1\text{вых}}$ и $F_{2\text{вых}}$ — соответственно площадь сечения исходной трубы и отсасывающей трубы с измененными размерами в м^2 ; H — характерный напор в м .

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

Угол расширения входного диффузора на одну сторону принимается:

а) для поворотнолопастных гидротурбин $\beta = 8 \div 10^\circ$; при этом для рабочих колес с диаметром втулки $d_{ам} \leq 0,45D_1$ следует ориентироваться на значения углов, близкие к верхнему пределу; для колес с $d_{ам} > 0,45D_1$ следует выбирать углы, близкие к нижнему пределу;

б) для радиально-осевых гидротурбин $\beta \leq 8 \div 9^\circ$.

Рекомендуется для применения колена с $h_k = D_3$ (см. рис. II.6) и углом раскрытия в горизонтальной плоскости $2\alpha_1$, равным $34^\circ 56'$ (рис. II.8). В тех случаях, когда длина колена выходит за пределы рекомендуемых значений ширины отсасывающей трубы ($B > 2,7D_1$ для поворотнолопастных турбин и $B > 3,3D_1$ для радиально-осевых турбин), может применяться колено с увеличенным углом раскрытия в горизонтальной плоскости до $47^\circ 30'$ (рис. II.9). Для отсасывающих труб высоконапорных гидротурбин ($H > 230 \text{ м}$), у которых в отдельных случаях требуется значительное уменьшение ширины трубы, рекомендуется применение колена по рис. II.10. Для турбин, устанавливаемых в подземных гидроэлектростанциях, при $h > (3,5 \div 4,0)D_1$ допускается применение колена круглого сечения постоянного диаметра (рис. II.11), здесь h — высота отсасывающей трубы.

Диаметр входного сечения колена в случае $h_k = D_3$ (см. рис. II.6) при выбранных значениях h и β определяется по формуле

$$D_3 = \frac{D_2 + (h - s) 2 \operatorname{tg} \beta}{1 + 2 \operatorname{tg} \beta}; \quad (\text{II.7})$$

в случае $h_k \neq D_3$

$$D_3 = 2 \operatorname{tg} \beta (h - h_k - s) + D_2. \quad (\text{II.8})$$

Длина колена отсасывающей трубы не должна превышать $L_1 \leq (1,3 \div 1,6)D_3$. Приблизительно длина колена может быть определена по номограммам, показанным на

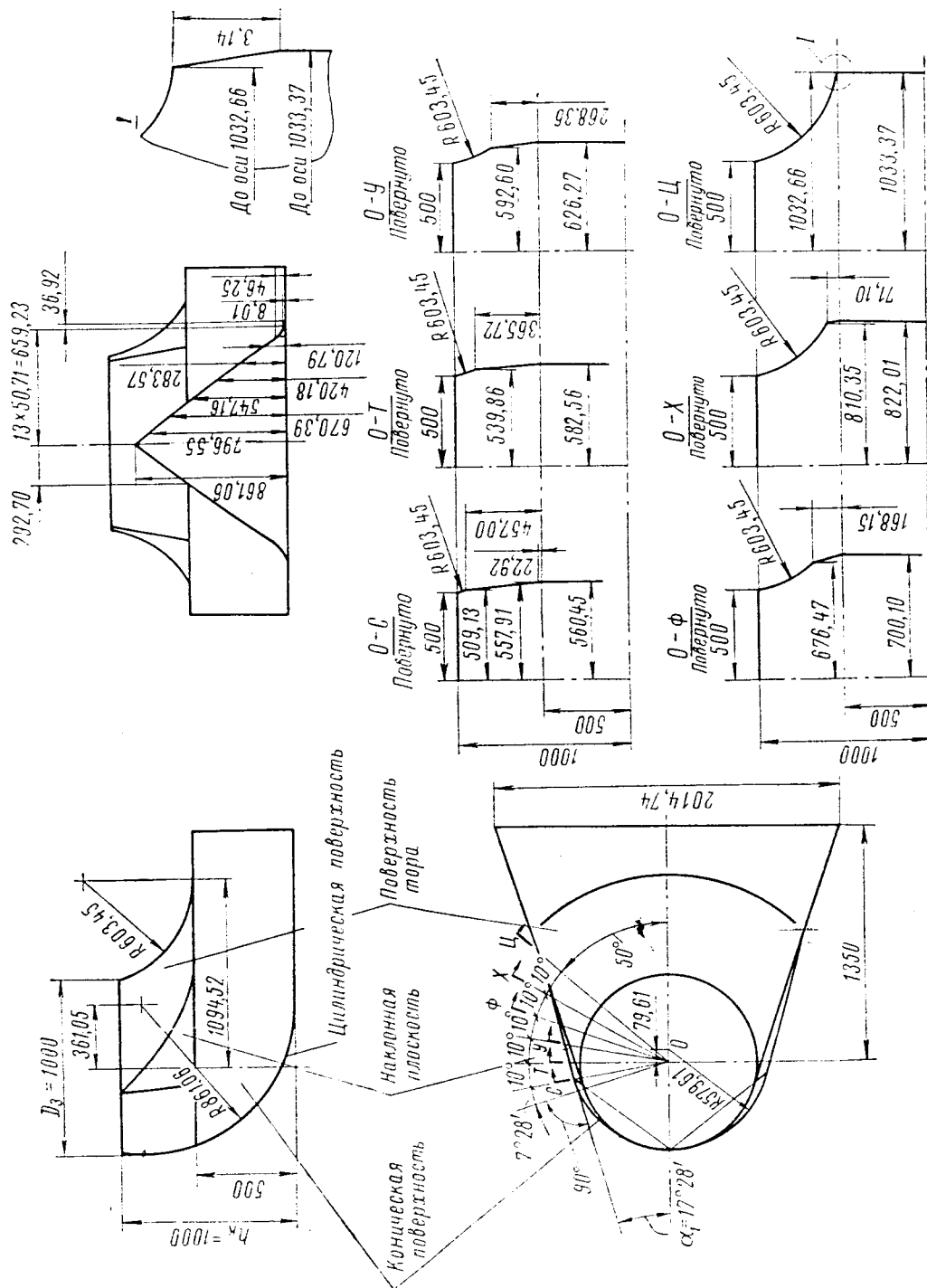


Рис. П.8. Колено отгасывающей трубы с углом раскрытия $2\alpha_1 = 34^\circ 56'$

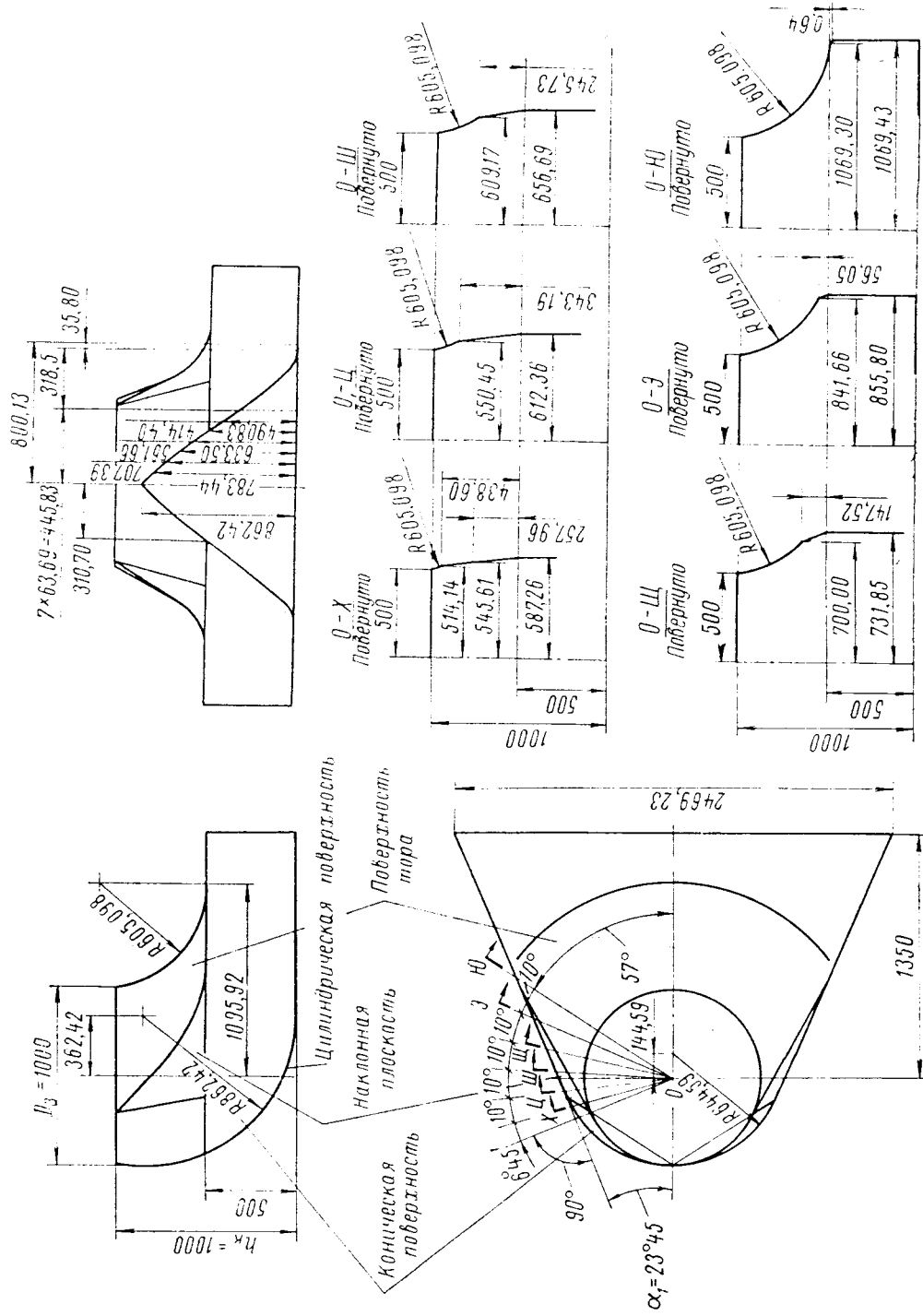


Рис. 11.9. Колено отселяющей трубы с углом раскрытия $2\alpha_1 = 47^\circ 30'$

рис. II.12 и II.13. Номограммы построены в относительных величинах: \bar{B} , \bar{L}_1 и $\bar{\epsilon}$ — соответственно ширина колена, длина колена и эксцентриситет трубы, отнесенные к входному диаметру колена D_3 .

принимается $\alpha_3 = 10 \div 14^\circ$. Для диффузоров длиной более $2,5D_1$ значения углов следует принимать ближе к нижнему пределу, для диффузоров длиной менее $2,5D_1$ — к верхнему.

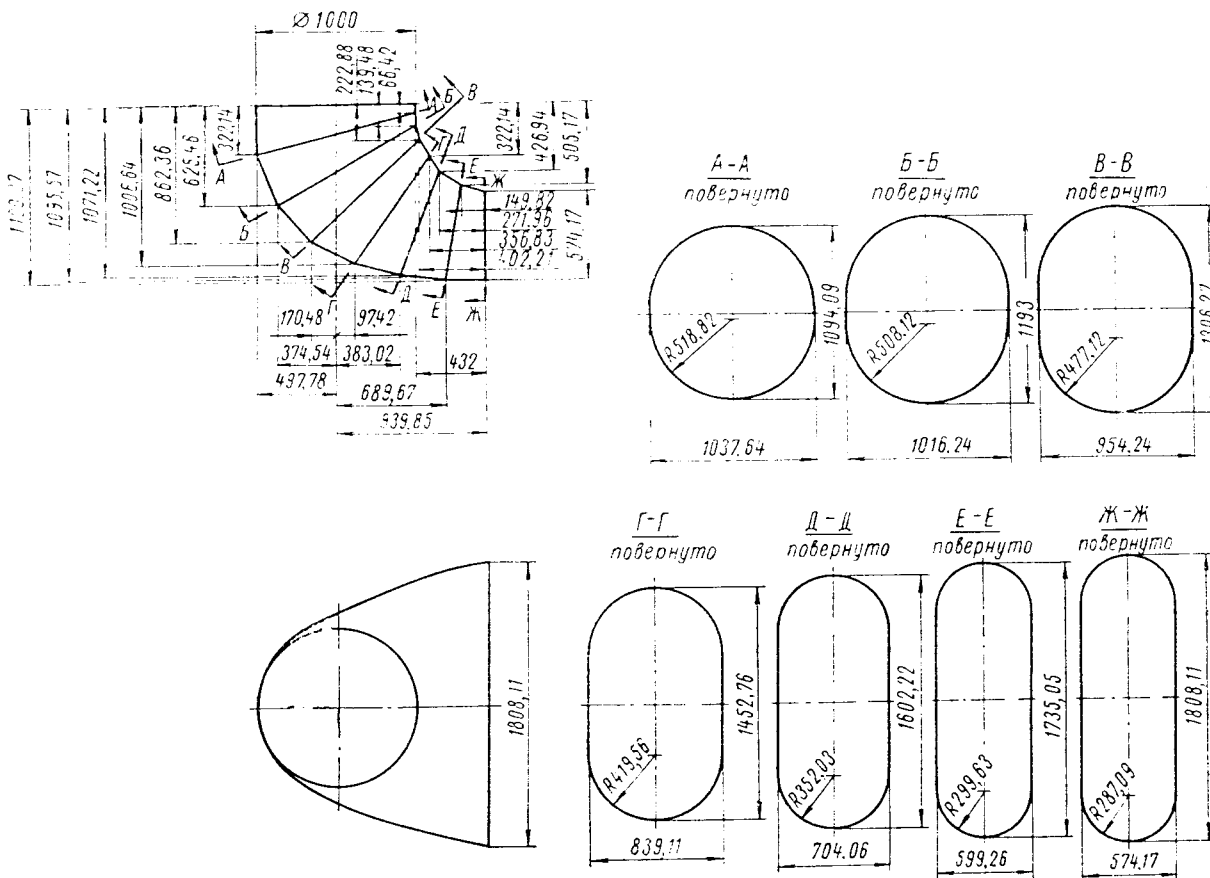
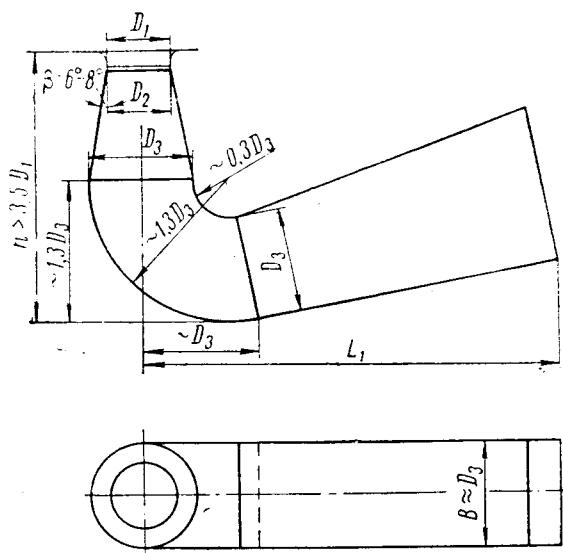


Рис. II.10. Колено отсасывающей трубы с уменьшенной шириной

Эквивалентный угол расширения выходного диффузора, вычисленный по его входному и выходному сечениям без учета бычка,

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 γ наклона основания к горизонтальной плоскости выбирается в пределах, не превышающих $6-12^\circ$. При этом для тихоходных турбин допускаются несколько большие значения углов, чем для быстроходных.

Опорные бычки в выходном диффузоре обычно устанавливаются при ширине трубы $B > 10 \div 12$ м. Толщина бычка принимается в пределах $\delta = (0,1 \div 0,15)B$. Радиусы r и R входной кромки принимаются равными $r = (0,2 \div 0,3)\delta$, $R = (3 \div 6)\delta$.

Расстояние от входной кромки бычка до оси вращения турбины (l) принимается равным длине колена, но не меньше $1,4 D_1$.

3. Статор

На основе установившихся конструктивных соотношений между отдельными элементами проточного тракта поворотлопастных

Рис. II.11. Колено круглого сечения

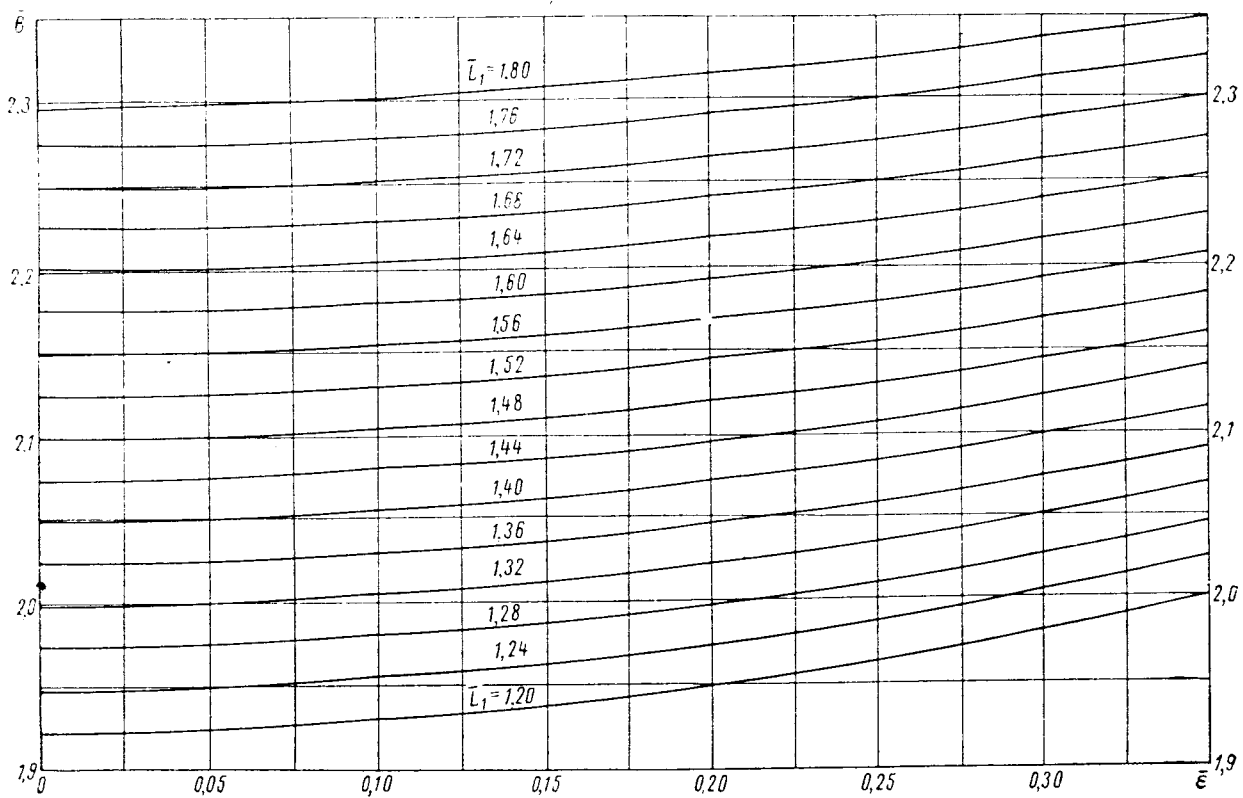


Рис. II.12. Номограмма для определения длины колена с углом раскрытия $2\alpha_1 = 34^\circ 56'$

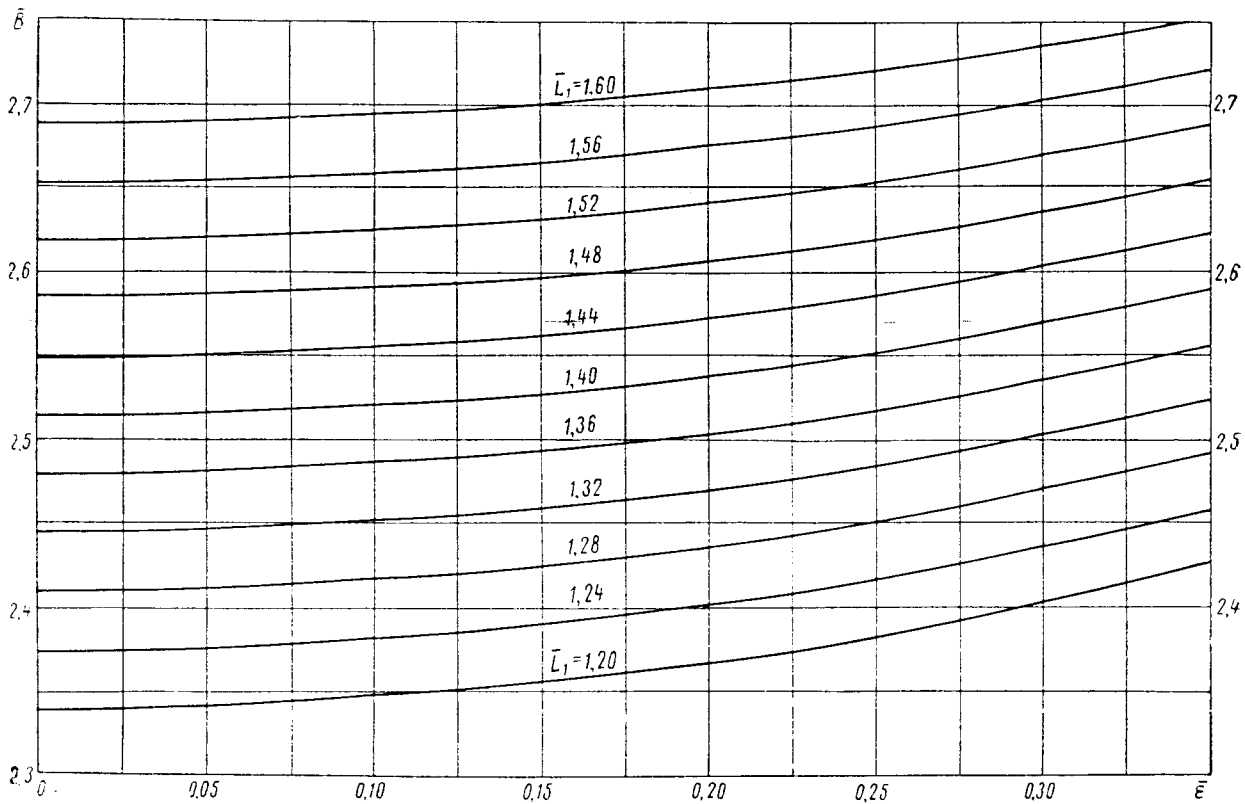


Рис. II.13. Номограмма для определения длины колена с углом раскрытия $2\alpha_1 = 47^\circ 30'$

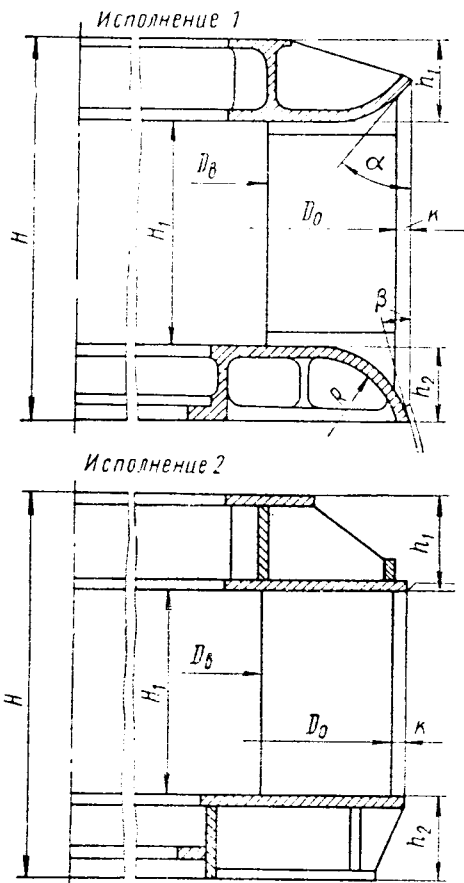


Рис. II.14. Размеры статора, устанавливаемого в бетонной спиральной камере

Таблица II.1. Размеры (в мм) статоров, устанавливаемых в бетонной спиральной камере (рис. II.14)

Диаметр рабочего колеса D_1	$D_в$	$D_о$		κ	R
		Напор, м			
		До 40	40—80		
2 500	3 400	—	4 000	50	300
2 800	3 850	4 450	4 500		
3 200	4 350	5 000	5 050		
3 600	4 850	5 600	5 650	50	350
4 000	5 400	6 200	6 250		
4 500	6 000	6 900	6 950	50	400
5 000	6 600	7 550	7 600		
5 500	7 300	8 350	8 400	75	500
6 000	8 000	9 150	9 200		
6 500	8 550	9 800	9 850	75	600
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	—	75	700
10 500	13 450	15 400	—		

и радиально-осевых гидротурбин в настоящее время соотношения основных размеров статоров унифицированы. Рекомендуемые размеры разработаны как для сварно-литых (рис. II.14 и рис. II.15, исполнение 1), так и для сварных статоров (рис. II.15, исполнение 2), применяемых на напоры до 230 м.

При установке турбины в бетонной спиральной камере размеры статора выби-

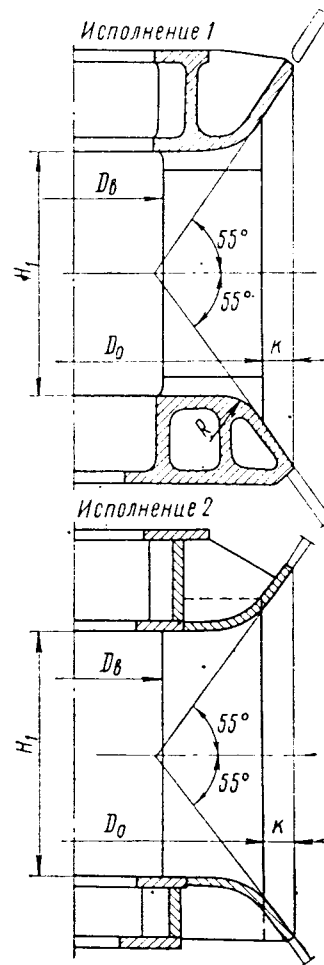


Рис. II.15. Размеры статора, устанавливаемого в металлической спиральной камере

раются по табл. II.1 и рис. II.14, при установке в металлической спиральной камере — по табл. II.2 и рис. II.15. При этом:

а) при угле охвата спирали $\varphi_0 > 180^\circ$ число колонн статора принимается $z = \frac{z_0}{2}$, где z_0 — число направляющих лопаток; при $\varphi_0 < 180^\circ$ принимается $z = \frac{z_0}{2} + 1$;

б) расположение колонн и их конфигурация устанавливаются при проектировании спиральных камер;

в) размер H_1 принимается равным $H_1 = b_0 + (10 \div 20 \text{ мм})$, где b_0 — высота направляющего аппарата;

Таблица II.2. Размеры (в мм) статоров, устанавливаемых в металлической спиральной камере (рис. II.15)

Диаметр рабочего колеса D_1	D_6		D_0				κ	R
	Напор, м		Напор, м					
	До 170	Св. 170	До 75	75-115	115-170	170-230		
1800	—	2600	—	—	—	3200	100	200
2000	2850	2850	3400	3400	3450	3500		
2250	3250	3250	3850	3900	3950	4000		
2500	3400	3550	4050	4100	4100	4350	125	250
2800	3850	3950	4600	4600	4650	4850		
3200	4350	4450	5150	5200	5200	5400		
3600	4850	5000	5750	5800	5850	6050	150	350
4000	5300	5500	6250	6300	6350	6650		
4500	6000	6150	7100	7150	7200	7450		
5000	6600	6850	7750	7800	7850	8200	175	400
5500	7300	7550	8550	8600	8700	9050		
6000	8000	8200	9350	9450	9550	9850		
6500	8 550	8900	10 000	10 100	10 200	10 700	175	500
7000	9 250	—	10 800	10 900	—	—		
7500	10 000	—	11 700	11 800	—	—		

г) для гидротурбин с диаметром рабочего колеса $D_1 \geq 9000$ мм размеры h_1 и h_2 (рис. II.14) выбираются так, чтобы высота статора H не превышала 4500 мм из условий обработки на существующем в настоящее время станочном оборудовании;

д) углы α и β устанавливаются в соответствии с углами спиральной камеры.

4. Камера рабочего колеса поворотлопастной гидротурбины

Размеры камеры рабочего колеса принимаются по рис. II.16. Допускаются некоторые отклонения от угла $8^\circ 20'$ при округлении конструктивных размеров.

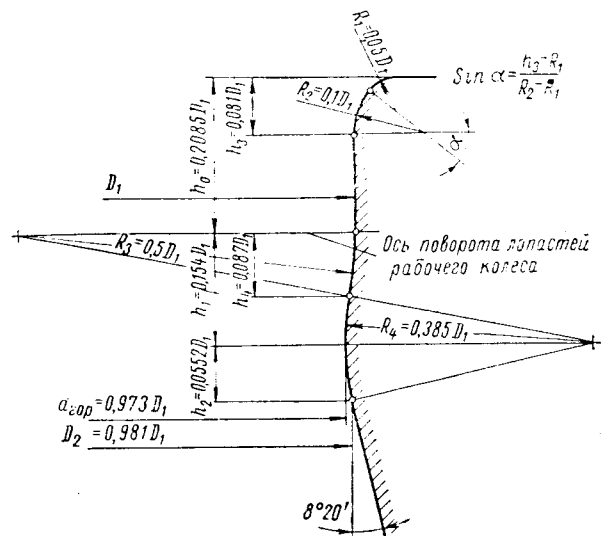


Рис. II.16. Размеры камеры рабочего колеса поворотлопастной гидротурбины

5. Рабочие колеса поворотлопастных гидротурбин

Размеры проточного тракта рабочих колес поворотлопастных турбин выбираются

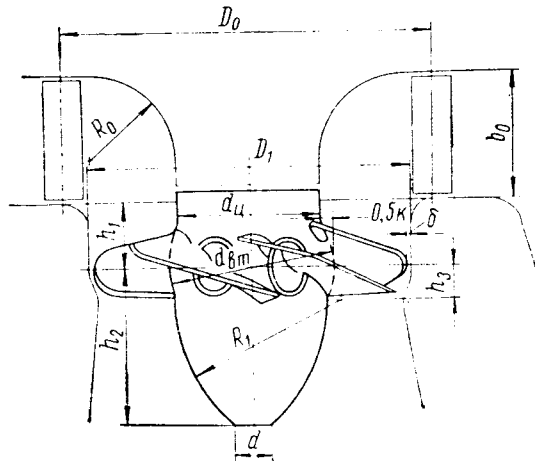


Рис. 11.17. Размеры рабочего колеса поворотлопастной гидротурбины

в зависимости от номинального диаметра D_1 по следующим соотношениям (рис. 11.17):

$$\begin{aligned}
 d_{om} &\approx (0,3 \div 0,6) D_1; & d_u &= d_{om} - \kappa; \\
 \kappa &= 0,05 D_1; & b_0 &= (0,45 \div 0,35) D_1; \\
 \bar{b}_0 &= \frac{b_0}{D_1}; & h_1 &= 0,2085 D_1; \\
 d &= 0,1 D_1; & \delta &= 0,001 D_1; \\
 R_0 &= 0,5 (D_1 - d_{om} + \kappa) = \\
 &= 0,5 (D_1 - d_u); \\
 h_2 &= 1,1 (d_{om} - \kappa) = 1,1 d_u; \\
 h_3 &= 0,5 \sqrt{2d_{om} - \kappa - \kappa^2}; \\
 &0,25 [(d_{om} - \kappa) - d]^2 + \\
 R_1 &= \frac{+ [1,1 (d_{om} - \kappa) - h_3]^2}{d_{om} - \kappa - d} = \\
 &= \frac{0,25 (d_u - d)^2 + (h_2 - h_3)^2}{d_u - d}.
 \end{aligned} \tag{11.9}$$

Ряд диаметров d_{om} унифицированных втулок рабочих колес приведен в табл. 11.3.

Таблица 11.3. Типоразмерный ряд диаметров втулок поворотлопастных колес, мм

D_1 , мм	Типы колес											
	ПЛ10, $H=3 \div 10$ м, $\bar{b}_0 = 0,45$	ПЛ15, $H=5 \div 15$ м, $\bar{b}_0 = 0,45$	ПЛ20, $H=10 \div 30$ м, $\bar{b}_0 = 0,4$	ПЛ30, $H=15 \div 30$ м, $\bar{b}_0 = 0,4$	ПЛ40, $H=20 \div 40$ м, $\bar{b}_0 = 0,375$	ПЛ50, $H=30 \div 50$ м, $\bar{b}_0 = 0,35$	ПЛ60, $H=40 \div 60$ м, $\bar{b}_0 = 0,35$	ПЛ70, $H=45 \div 70$ м, $\bar{b}_0 = 0,35$	ПЛ80, $H=50 \div 80$ м, $\bar{b}_0 = 0,38$			
	Втулочное отношение \bar{d}_{om}											
	0,33	0,35	0,37	0,41	0,43 (H до 30 м)	0,45	0,47 (H до 40 м)	0,49	0,51 (H до 50 м)	0,54	0,57	0,6
2 500	—	—	—	—	—	—	—	—	1250	1350	1450	1500
2 800	950	1000	1050	1150	1200	1250	1300	1350	1450	1500	1600	1700
3 200	1050	1100	1200	1300	1350	1450	1500	1600	1650	1750	1850	1950
3 600	1200	1250	1300	1450	1550	1650	1700	1800	1850	1950	2050	2150
4 000	1300	1400	1500	1650	1750	1800	1900	2000	2050	2150	2300	2400
4 500	1500	1600	1700	1850	1950	2050	2100	2200	2300	2400	2550	2700
5 000	1700	1800	1900	2050	2150	2250	2350	2450	2550	2700	2850	3000
5 500	1800	1900	2000	2250	2400	2500	2600	2700	2850	3000	3150	3300
6 000	2000	2150	2250	2450	2600	2700	2800	2950	3000	3300	3450	3650
6 500	2150	2250	2450	2650	2800	2900	3050	3200	3300	3500	3650	3850
7 000	2350	2450	2650	2850	3000	3200	3300	3500	3500	3850	4050	4250
7 500	2450	2650	2800	3050	3200	3400	3500	3700	3850	4050	4300	4550
8 000	2650	2800	2950	3300	3400	3650	3700	3950	4050	4300	4550	4850
8 500	2800	2950	3150	3500	3650	3850	3950	4200	4300	4550	4850	5100
9 000	2950	3150	3350	3700	3850	4100	4200	4400	—	—	—	—
9 500	3150	3350	3550	3900	4100	4250	—	—	—	—	—	—
10 000	3350	3550	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10 500	3550	3700	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

В случае, если при конструировании новых рабочих колес окажется возможным уменьшить диаметр втулки по сравнению с величинами, предусмотренными в табл. II.3, следует брать соседнюю меньшую втулку, рекомендуемую для меньшего значения максимального напора, или применять колесо другого типа.

Общими для всех типов рабочих колес являются размеры δ и h_1 .

6. Рабочие колеса радиально-осевых гидротурбин

Нормализованные очертания проточного тракта рабочих колес радиально-осевых гидротурбин приведены на рис. II.18—II.23.

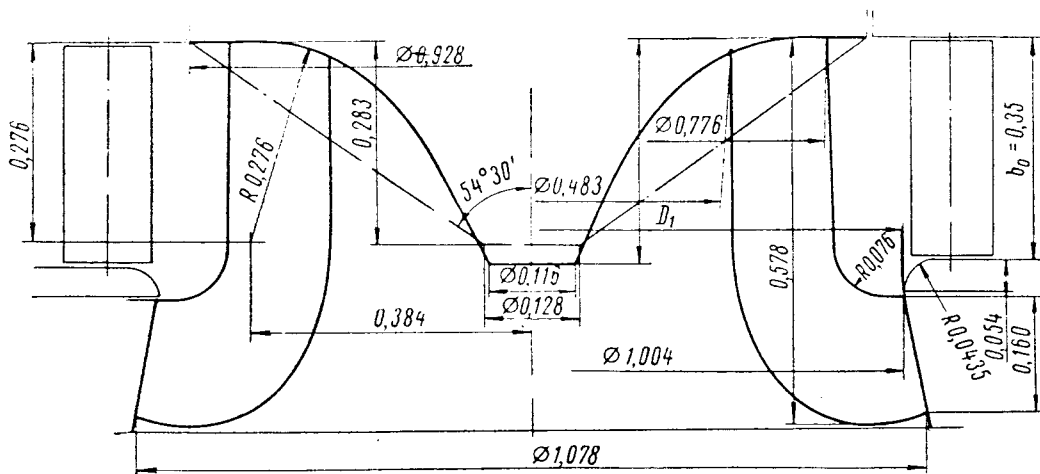


Рис. II.18. Размеры проточного тракта рабочего колеса PO45/123 в долях от D_1

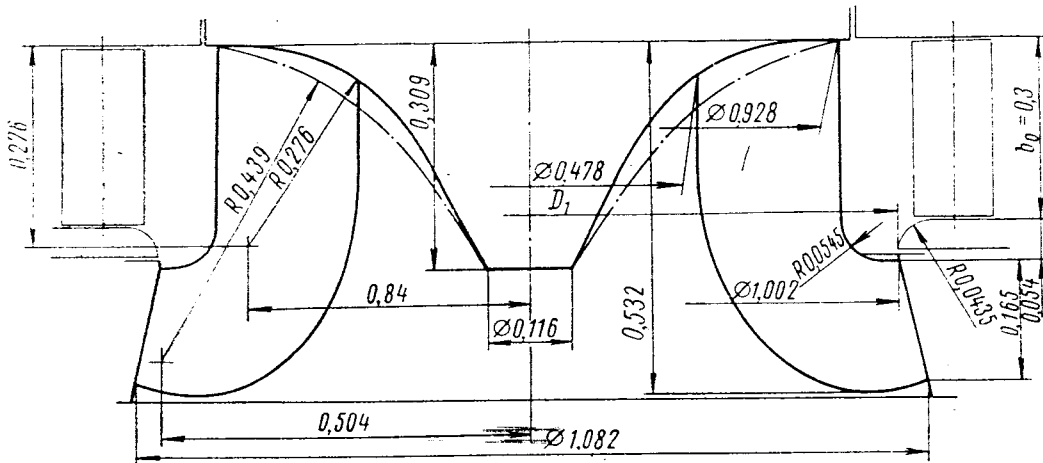


Рис. II.19. Размеры проточного тракта рабочего колеса PO75/702 в долях от D_1

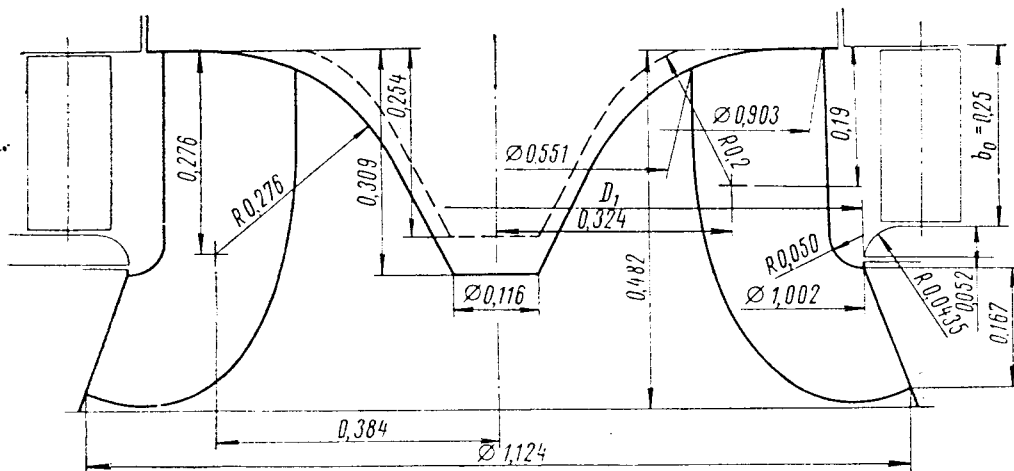


Рис. II.20. Размеры проточного тракта рабочего колеса PO115/697 в долях от D_1

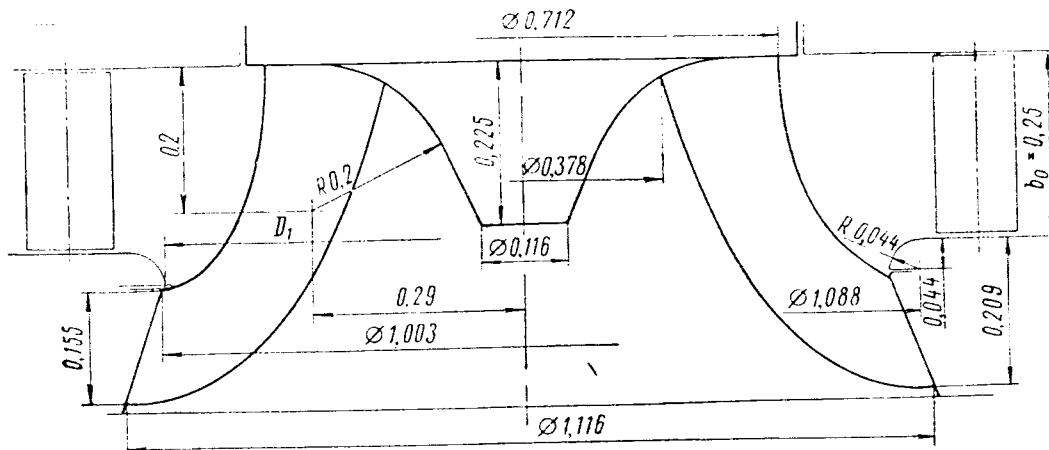


Рис. II.21. Размеры проточного тракта рабочего колеса PO115/728 в долях от D_1

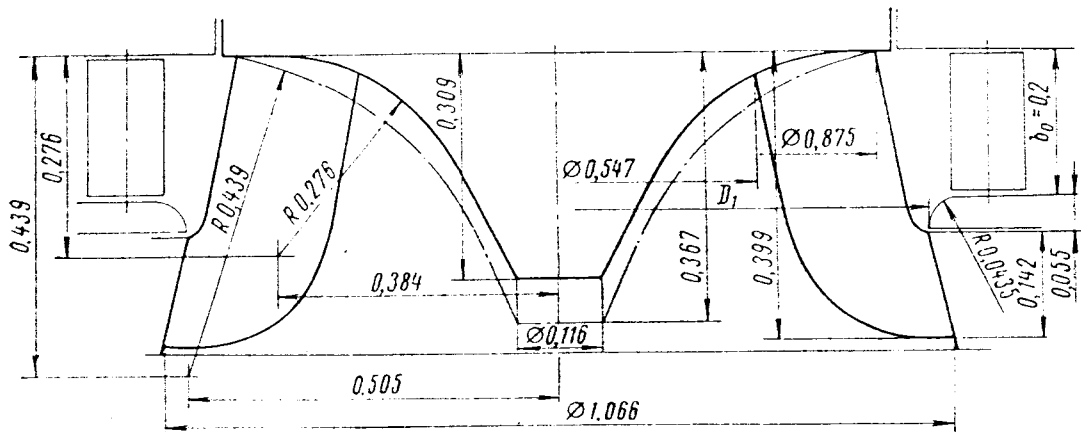


Рис. II.22. Размеры проточного тракта рабочего колеса PO170/638 в долях от D_1

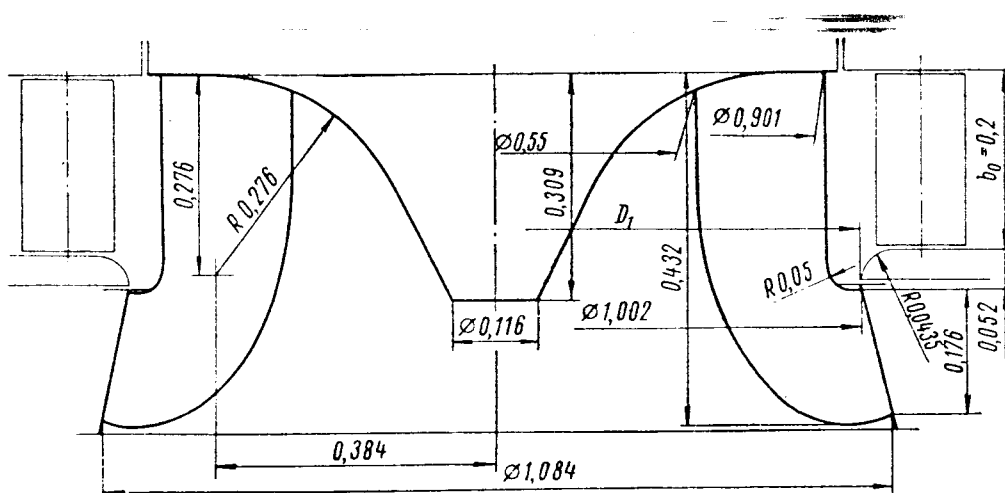


Рис. II.23. Размеры проточного тракта рабочего колеса PO170/741 в долях от D_1

ГЛАВА III

УСТАНОВКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ

1. Основные определения и характеристика различных видов установок гидроагрегатов

Гидроэлектростанция представляет собой совокупность гидротехнических сооружений, создающих напор воды, который гидроагрегатами преобразуется в электроэнергию. По способу создания напора различают две основные схемы гидроэнергетических сооружений:

1) плотинная схема — напор воды создается плотиной;

2) деривационная схема — напор воды создается деривацией, основную напорную часть которой составляет трубопровод. Деривация может включать также открытый канал, туннель, невысокую плотину перед напорным трубопроводом.

В плотинной схеме гидроэлектростанция может быть русловой или приплотинной. Здание русловой ГЭС является продолжением плотины и воспринимает напор воды, созданный плотиной. Здание гидроэлектростанции приплотинной ГЭС расположено ниже плотины или в стороне от нее и не воспринимает напора воды. В этих двух основных схемах различают следующие разновидности типов зданий: встроенное, если оно встроено в профиль плотины; совмещенное, если в массиве турбинного блока размещены водосбросы; водосливное, если в приплотинной схеме сброс воды осуществляется поверх крыши здания.

В деривационных, а также в средне- и высоконапорных русловых гидроэлектростанциях иногда экономично применять подземные здания, располагающиеся в скальных массивах ниже земной поверхности.

Разность уровней верхнего и нижнего бьефов образует геометрический напор воды. Учитывая, что скорости течения в верхнем и нижнем бьефах мало отличаются друг от друга, геометрический напор воды можно приблизительно принять равным напору гидроэлектростанции, т. е. напору брутто. К турбине поток поступает с энергией напора нетто, составляющего разность между

напором брутто и потерями напора в напорном тракте до входа в спиральную камеру турбины. В зависимости от выбранной схемы гидроэнергетического сооружения гидроэлектростанции в настоящее время работают на напорах от 2 до 2000 м. В связи с этим принято деление ГЭС на низко-, средне- и высоконапорные.

Кроме перечисленных выше типов гидроэлектростанций в практике гидротехнического строительства встречаются также так называемые гидроаккумулирующие (ГАЭС) и приливные (ПЭС) электростанции, использующие энергию приливов. ГАЭС, строительство которых получило широкое распространение за рубежом, строятся обычно в целях улучшения условий работы тепловых электростанций для снятия пиковых нагрузок энергосистем. ПЭС относятся к типу низконапорных электростанций. Они строятся на заливах или фиордах, которые отделяются от моря плотиной и зданием ПЭС и используются в качестве бассейна. Напор ПЭС образуется как разность уровней воды в море и бассейне в период морского прилива и отлива.

На гидроэлектростанциях устанавливаются различные системы гидротурбин, количество и размеры которых зависят от установленной мощности гидроэлектростанции и расчетного рабочего напора и выбираются на основании экономического сопоставления вариантов. Тот или иной вид установки гидроагрегатов на ГЭС зависит от принятого типа здания, в котором размещено энергетическое оборудование, от типа турбины, определяемого величиной действующего напора, от ее размера, определяемого заданной мощностью, от скорости вращения и типа генератора, а также от некоторых других факторов. Для разного их сочетания стремятся найти оптимальные компоновки гидроагрегатов, дающие наиболее экономичное решение не только для самого гидроагрегата, но и для всего здания ГЭС.

Наиболее характерны две компоновки, показанные на рис. III.1. Широкое распространение получила в СССР экономичная компоновка гидроагрегата (рис. III.1, а)

с зонтичным генератором, опирающимся своим подпятником на крышку турбины, единым валом и двумя подшипниками: турбинным и генераторным; последний располагается обычно над ротором, в легкой верхней крестовине. Такая компоновка приводит к наименьшей высоте гидроагрегата и здания ГЭС. Для гидроагрегатов с поворотнлопастными турбинами эта схема применяется давно, в последние годы она применяется и для крупных радиально-осевых турбин. Третий подшипник гидроагрегата — под ротором

гидростанциях обычно на полу машинного зала зданий ГЭС. За рубежом регуляторное оборудование часто располагается на более низких отметках, ближе к сервомоторам направляющего аппарата. Это делается в целях сокращения длины масляных трубопроводов и получения некоторых других преимуществ. Такое расположение применяется в последнее время и в отечественных установках, в тех случаях, когда это позволяют высотные размеры гидроагрегата. Например, для ГЭС Джердап—Железные Ворота ЛМЗ принят

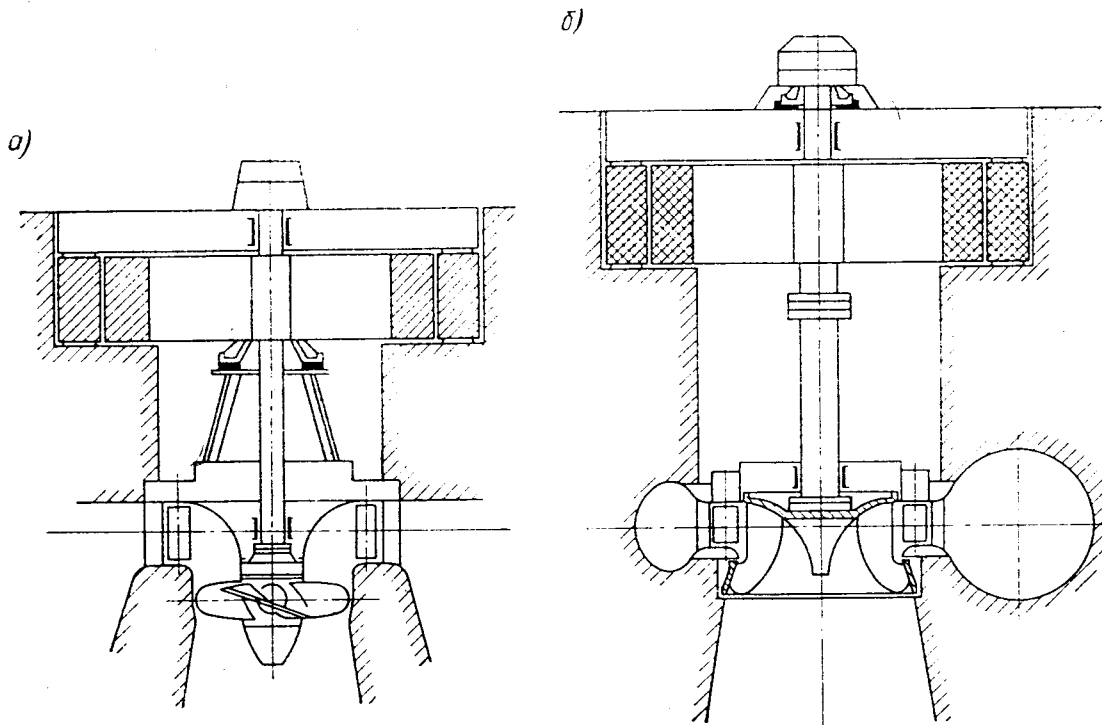


Рис. III.1. Компоновки гидроагрегатов: а — с зонтичным генератором; б — с подвесным генератором

генератора — устанавливается только в тех случаях, когда это требуется по результатам расчетов вала на поперечные или крутильные колебания.

Если скорость вращения близка или превышает 200 об/мин, зонтичное исполнение генератора затруднительно или даже невозможно. В этих случаях применяется подвесной генератор, отличающийся от зонтичного расположением подпятника над ротором, в верхней крестовине; гидроагрегат выполняется с отдельными валами, турбинным и генераторным, и двумя подшипниками (рис. III.1, б). Третий подшипник, как и в случае первой схемы, применяют только при недостаточной жесткости вала (критерием является величина критической скорости, которая для жесткого вала должна превосходить максимальную разгонную скорость агрегата).

Регуляторное оборудование, включающее регулятор и маслонапорную установку (МНУ), располагается в отечественных

расположение регуляторного оборудования под полом машинного зала.

Затворы перед спиральными камерами средне- и высоконапорных турбин в Советском Союзе устанавливаются обычно только на тех гидростанциях, которые имеют длинные напорные трубопроводы, или в случае, когда один напорный трубопровод питает две турбины.

В других случаях применения затворов перед турбинами стараются избегать. Более экономична бывает установка быстродействующих щитовых затворов в начале напорного трубопровода. Целесообразность установки затворов перед высоконапорными турбинами определяется экономическими расчетами. Сопоставляются, с одной стороны, выгода от уменьшения протечек через направляющий аппарат и повышение надежности при необходимости аварийных остановок и, с другой стороны, высокая стоимость затвора, подверженного действию полного напора.

2. Установки гидроагрегатов с поворотнлопастными турбинами

На низконапорных ГЭС в последнее время применяются в ряде случаев горизонтальные капсульные агрегаты.

На рис. III.2 показан поперечный разрез здания низконапорной Киевской ГЭС руслового типа, на которой установлены горизонтальные капсульные гидроагрегаты с поворотнлопастными турбинами мощностью 19 500 *квт*, непосредственно соединенными с горизонтальными генераторами. Основные узлы гидроагрегата скомпонованы внутри герметичной капсулы. Ротор гидроагрегата с единым валом вращается в двух опорных и одном упорном подшипниках на жидкой масляной смазке. Упорный подшипник, воспринимающий прямое и обратное осевые усилия воды на рабочем колесе турбины, совмещен с опорным подшипником гидрогенератора. Охлаждение гидрогенератора производится воздухом, подаваемым воздушным компрессором, размещенным в передней части капсулы. Положение капсулы в проточном тракте фиксируется статором турбины и растяжками. Доступ в капсулу обеспечивается через переднюю проходную колонну. Прямоосные сервомоторы конического направляющего аппарата установлены вертикально под агрегатами в специальных помещениях. Регулятор скорости расположен в турбинном зале. Маслонапорная установка расположена в специальном помещении возле турбинного зала.

Применение на ГЭС горизонтальных капсульных гидроагрегатов с прямоосным проточным трактом позволило использовать сборный железобетон, отказаться от сооружения специального здания машинного зала, сократило фронт железобетонных сооружений и снизило стоимость станции при одновременном значительном сокращении сроков строительства.

На рис. III.3 показана установка капсульного агрегата Череповецкой ГЭС с напорами 8,7—15 *м*. Поворотнлопастная турбина мощностью 21 000 *квт* с диаметром рабочего колеса 5,5 *м* соединяется при помощи горизонтального вала непосредственно с малогабаритным генератором, помещенным в обтекаемом кожухе (капсуле). Впервые применено водяное охлаждение обмоток и статора и ротора генератора. Поэтому воздушный компрессор для охлаждения генератора отсутствует.

Благодаря прямоосному проточному тракту повышается пропускная способность и мощность турбины по сравнению с вертикальной установкой. Достигается некоторая экономия в стоимости и сроках строительства. Малые высотные размеры горизонтального агрегата позволяют осуществить вариант встроенного водосливного здания ГЭС.

В связи с малым маховым моментом непосредственно соединенного с турбиной малогабаритного генератора капсульные агрегаты

применяются до настоящего времени на ГЭС, удельный вес которых в энергетической системе сравнительно невелик. Разрабатываются мероприятия, которые позволяли бы применять капсульные агрегаты и на мощных гидростанциях. В качестве опытных на Саратовской ГЭС устанавливаются два мощных капсульных агрегата.

В настоящее время на мощных низконапорных ГЭС устанавливаются вертикальные агрегаты.

На рис. III.4 показана установка вертикального гидроагрегата со скоростью вращения 125 *об/мин* с зонтичным генератором и турбиной поворотнлопастного типа мощностью 26 500 *квт* для Камской ГЭС с напорами 11—21 *м*. Установка запроектирована во встроенном здании с размещением агрегатов непосредственно в теле плотины и с водобросом поверх нее. Для уменьшения высотных размеров гидроагрегатов использован зонтичный генератор и принята компоновка с опиранием подпятника на крышку турбины. Такая компоновка дает возможность устранить громоздкую нижнюю крестовину зонтичного генератора и приблизить его к турбине, а также выполнить вал агрегата единым. Число подшипников агрегата равно двум. Наибольший диаметр рабочего колеса турбины, при котором агрегаты по высоте разместились внутри плотины, составил 5 *м*. Требуемую установленную мощность ГЭС обеспечивают 24 агрегата. Следует отметить, что при диаметре рабочего колеса меньше 5 *м* компоновка гидроагрегата с опиранием подпятника на крышку турбины была бы трудно осуществима по условиям размещения и обслуживания оборудования в шахте турбины.

На рис. III.5 представлены поперечный разрез (рис. III.5, *а*) и план (рис. III.5, *б*) низконапорной Днепродзержинской ГЭС руслового типа без здания машинного зала, на которой установлены вертикальные поворотнлопастные гидротурбины мощностью 45 400 *квт*, соединенные с зонтичными гидрогенераторами. Подпятник гидрогенератора, воспринимающий осевое гидравлическое усилие на рабочем колесе и вес ротора агрегата, установлен непосредственно на развитой вверх крышке турбины. Ротор гидроагрегата вращается в двух подшипниках. Направляющий подшипник турбины выполнен на водяной смазке. Для поворота лопаток направляющего аппарата применены торовые сервомоторы, совмещенные с регулирующим кольцом. Регулятор скорости установлен между гидрогенераторами на специальной площадке. Маслонапорная установка — одна на две турбины — расположена на той же площадке, что и регулятор скорости. Конструкция турбины позволила значительно уменьшить высоту гидроагрегата и установить его на ГЭС открытого типа, что обеспечило снижение затрат на ее строительство и ускорение ввода в эксплуатацию.

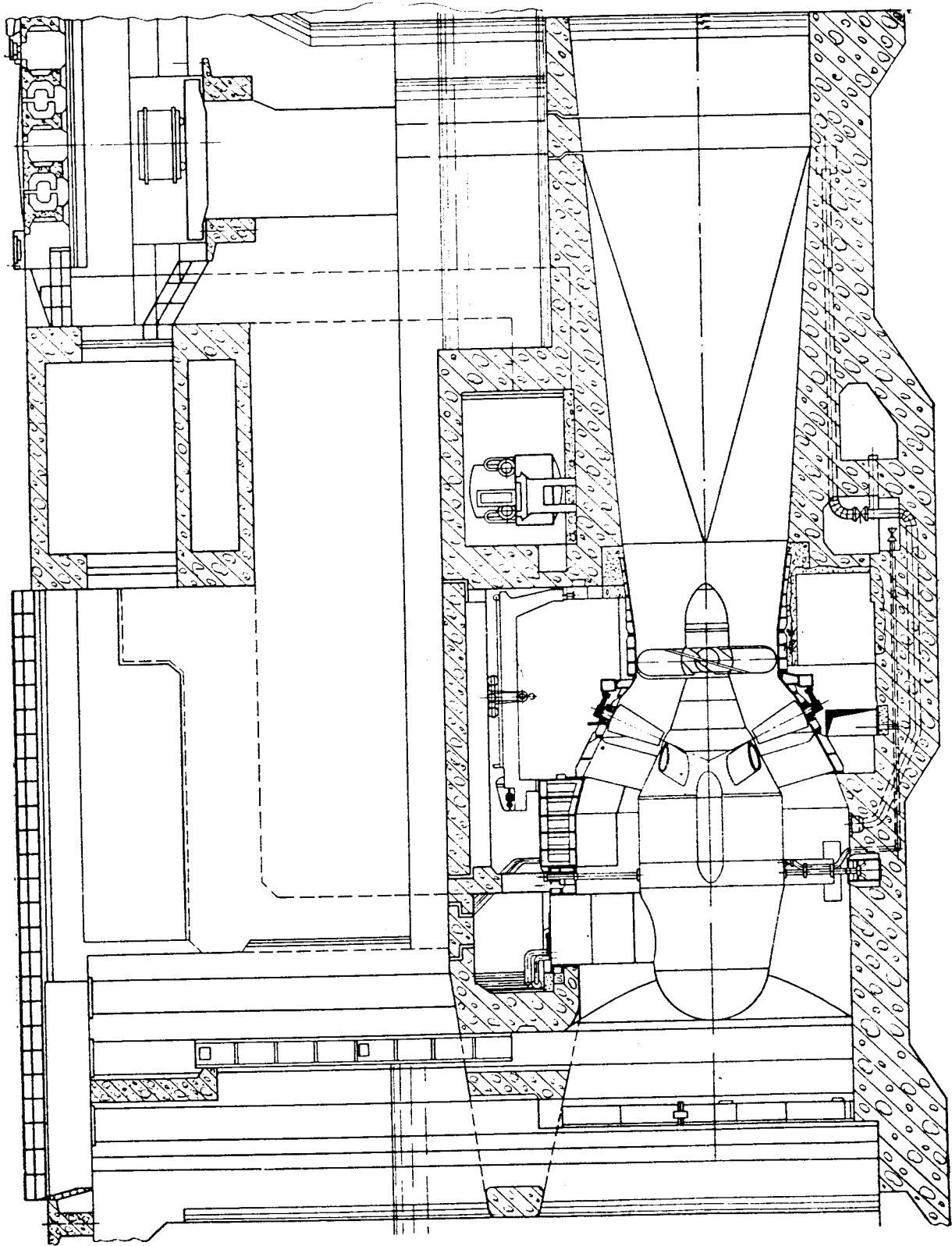


Рис. III.2. Установка горизонтального капсульного агрегата Киевской ГЭС

На рис. III.6 показан поперечный разрез низконапорной русловой Саратовской ГЭС с уникальными по габаритам (диаметр рабочего колеса 10,3 м) вертикальными поворотнлопастными гидротурбинами мощностью 59 300 квт, соединенными с зонтичными гидрогенераторами. Опора подпятника генератора установлена на развитой вверх крышке турбины. Гидроагрегат оснащен двумя подшип-

принята компоновка агрегата с опиранием подпятника на крышку турбины. Число подшипников агрегата равно двум. Здание совмещено с донными водосбросами, расположенными под спиральными камерами турбин (на рис. III.7 штриховая линия). По соображениям симметрии водосброса относительно вертикальной оси агрегата угол охвата спиральной камеры в плане принят необычно

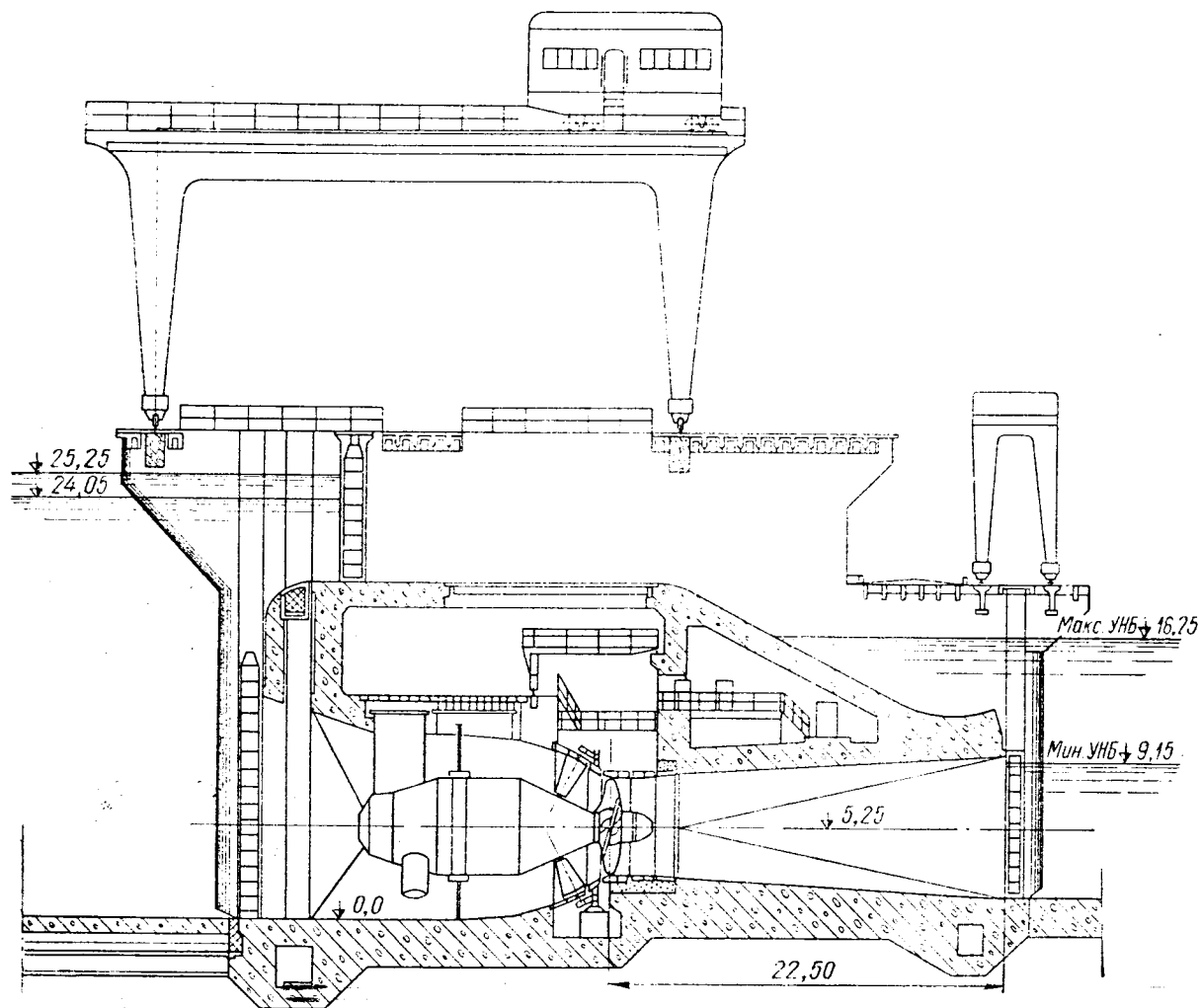


Рис. III.3. Установка капсульного гидроагрегата Череповецкой ГЭС

никами. Торвые сервомоторы направляющего аппарата установлены непосредственно на регулирующем кольце. Регулятор скорости и МНУ установлены в машинном зале станции. Подвод воды к турбине производится бетонной спиральной камерой.

На рис. III.7 и III.8 показана установка вертикального агрегата в русловом здании Волжской ГЭС им. В. И. Ленина с напорами 15—30 м. Установленная мощность ГЭС, составляющая 2400 тыс. квт, обеспечивается двадцатью агрегатами. Турбина поворотнлопастного типа мощностью 126 тыс. квт с диаметром рабочего колеса 9,3 м и скоростью вращения 68,2 об/мин соединяется при помощи единого вала с зонтичным генератором. С целью снижения высотных размеров

малым — 135°. При этом несколько снижается к. п. д. турбины при больших расходах воды. В настоящее время такие малые углы охвата не применяются. И в случае низконапорных ГЭС этот угол рекомендуется принимать не менее 180°.

На рис. III.9 показана установка гидроагрегата с высоконапорной поворотнлопастной турбиной мощностью 58 700 квт с диаметром рабочего колеса 4,2 м и скоростью вращения 187,5 об/мин в подземном здании Верхне-Тулумской ГЭС с напорами 52—62 м. При столь высокой скорости вращения обычно применяется генератор подвесного типа с опиранием подпятника на верхнюю крестовину. В данном случае на агрегате применены три подшипника.

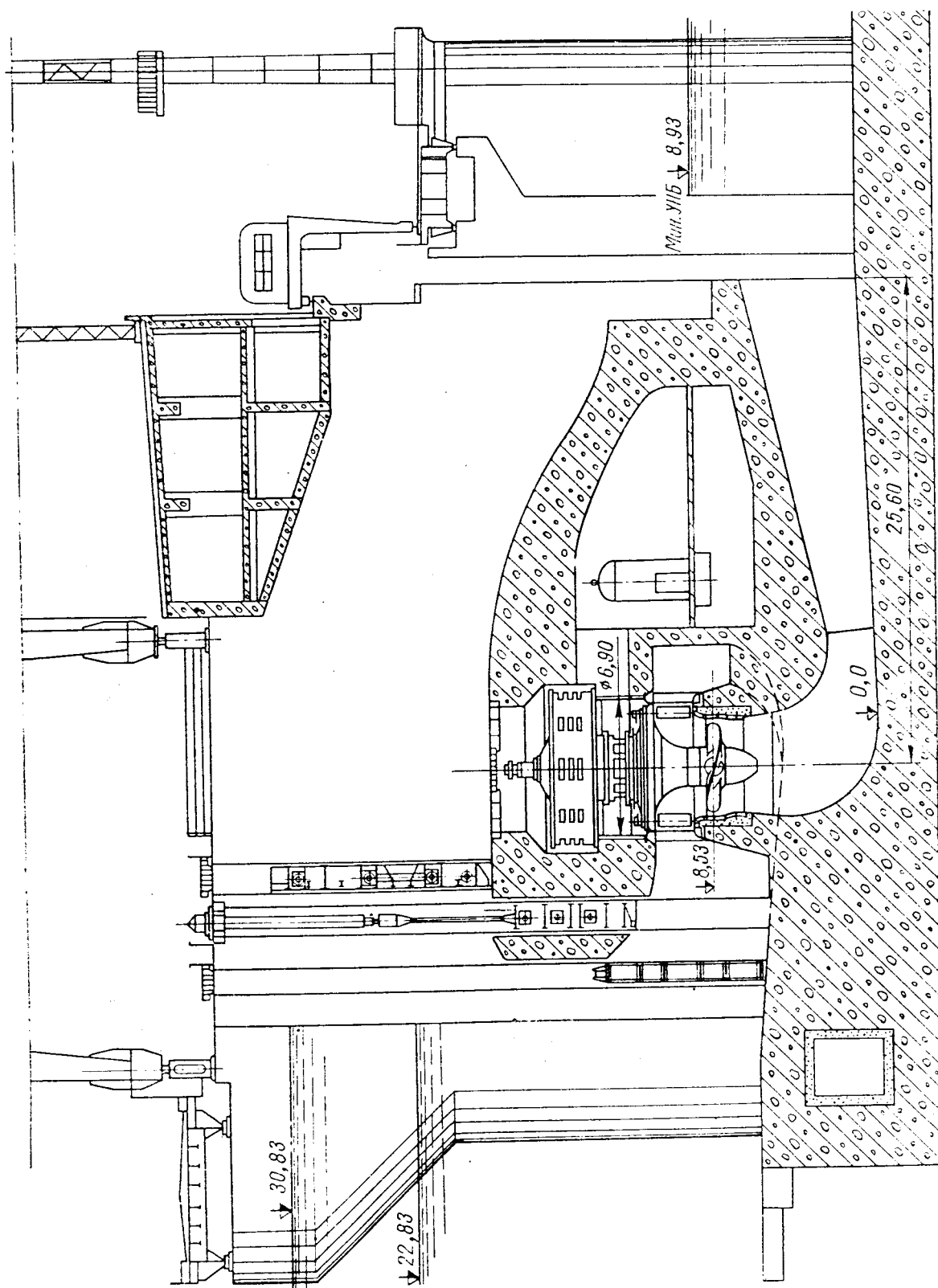
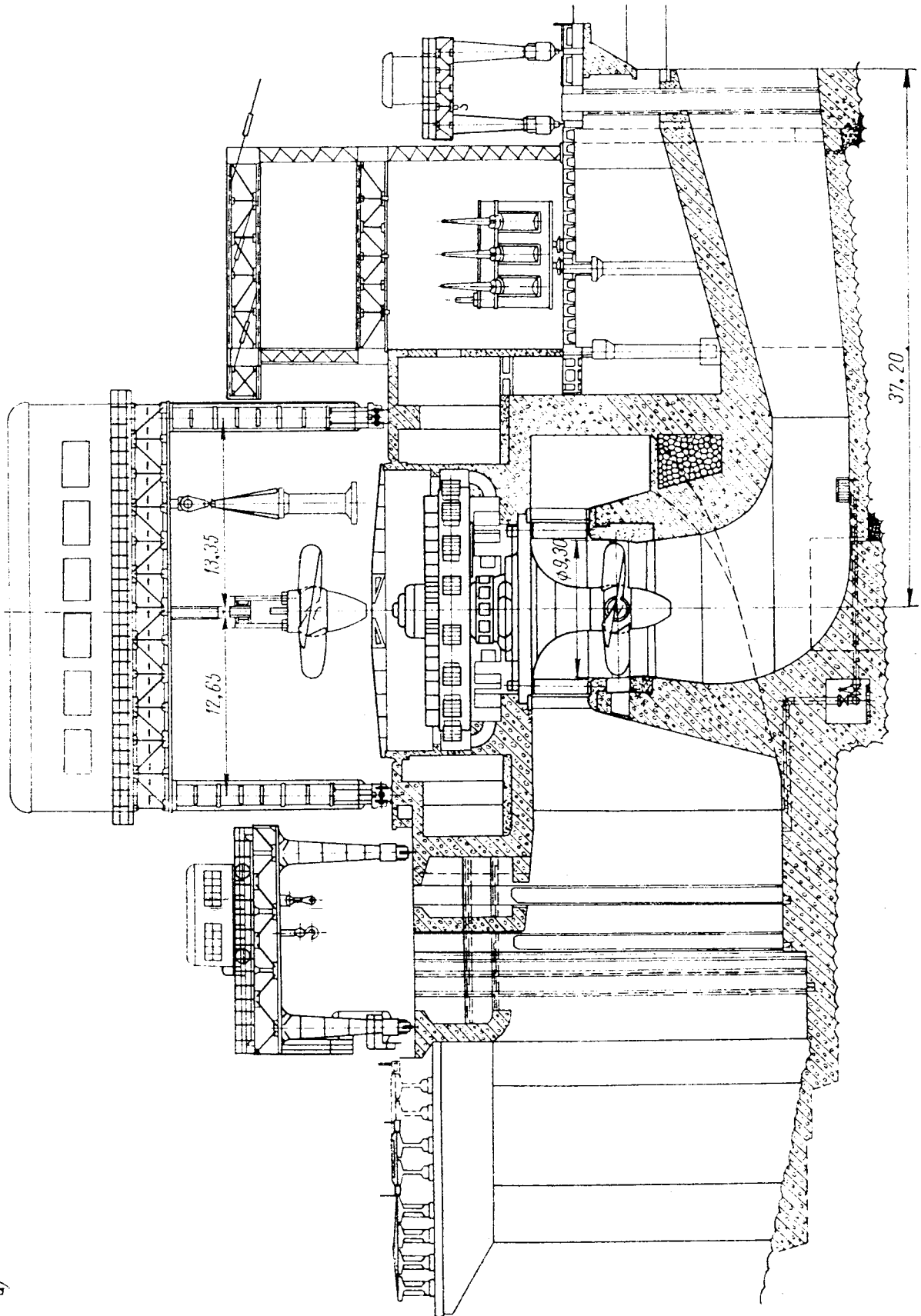
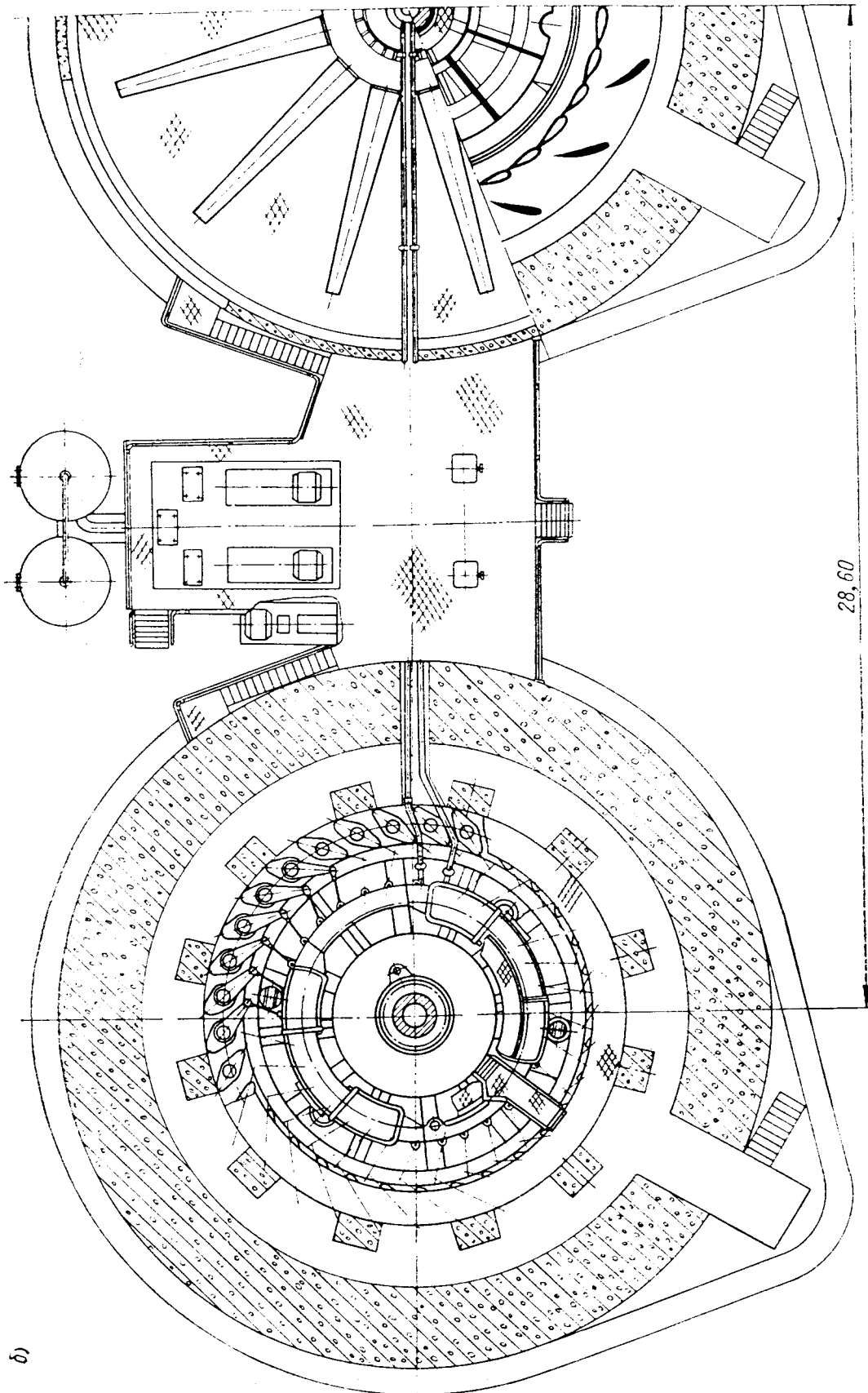


Рис. 111.4. Устпюнка агрегата Камекой ГЭС (поперечный разрез)



a)



28,60

Рис. 111.5. Установка агрегата Днепродзержинской ГЭС

б)

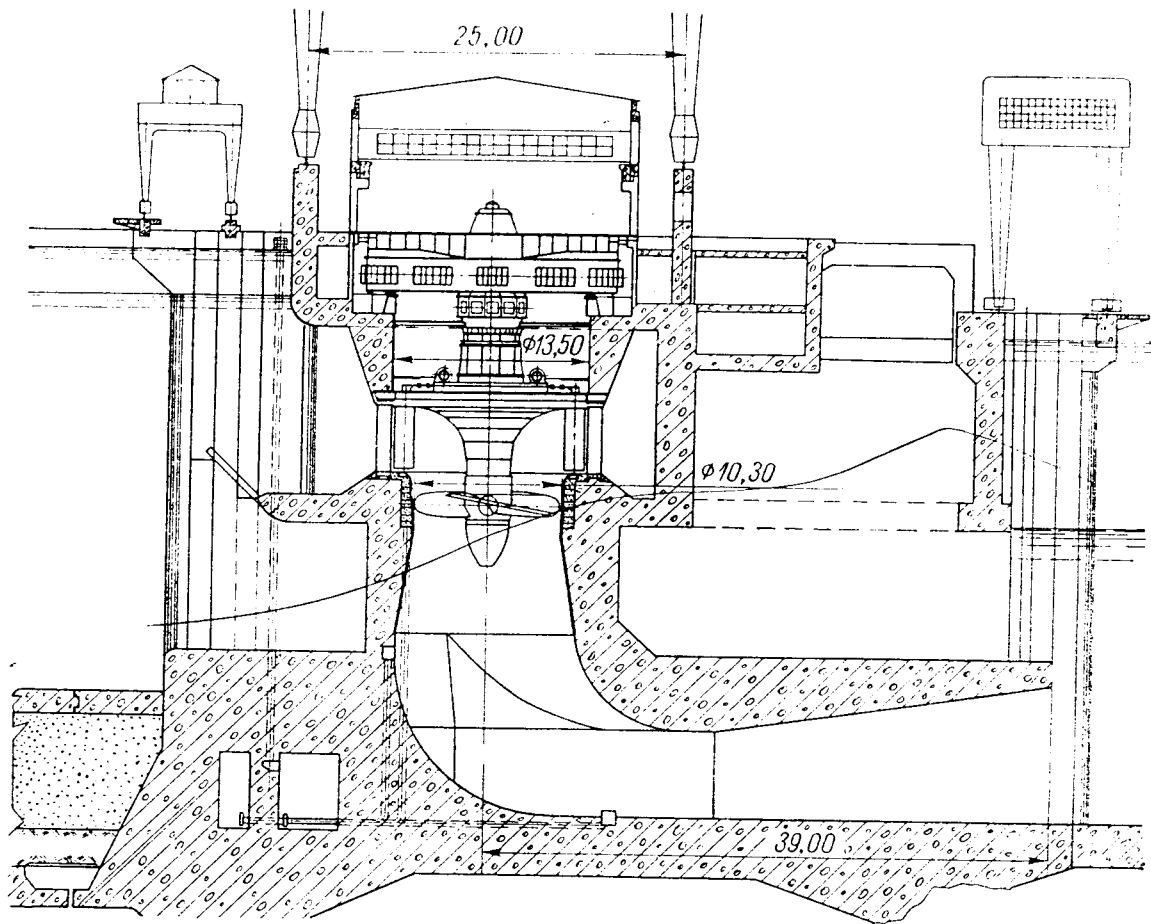


Рис. III.6. Установка агрегата Саратовской ГЭС

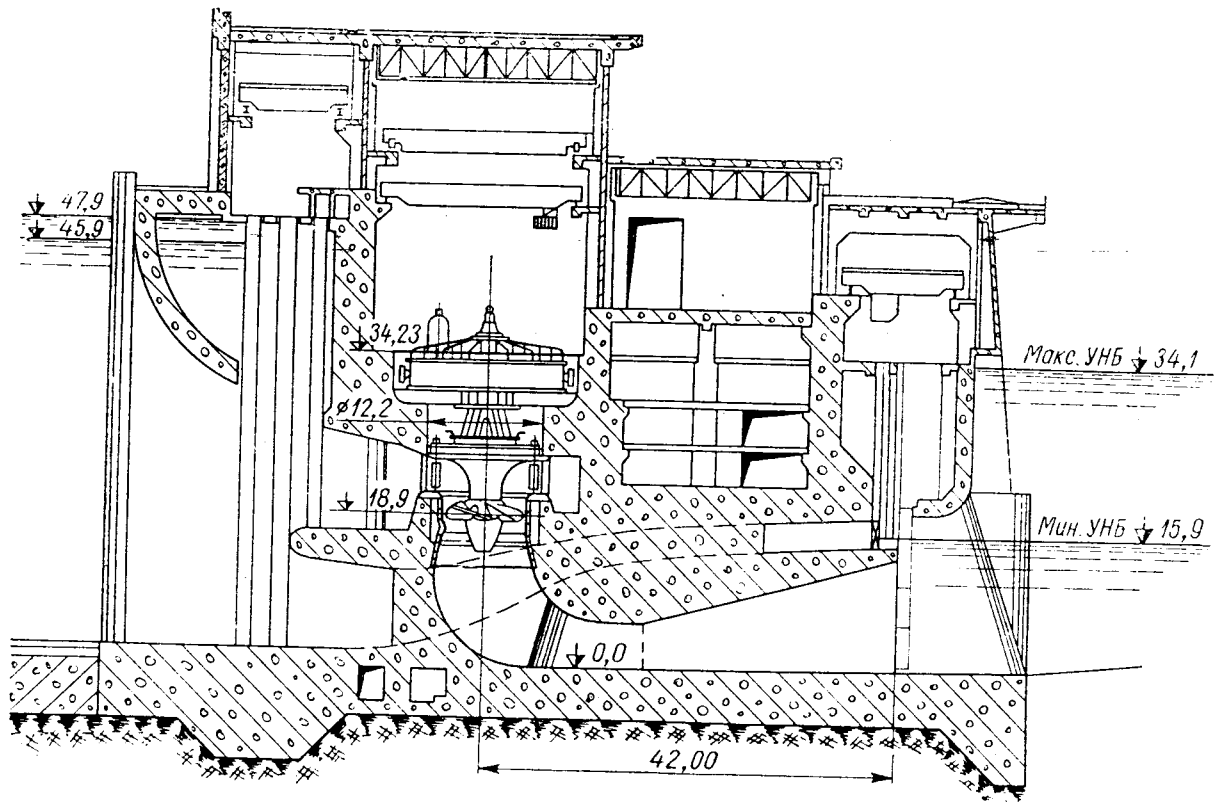


Рис. III.7. Установка агрегата Волжской ГЭС им. В. И. Ленина (поперечный разрез)

На рис. III.10 приведен поперечный разрез подземного здания Вилюйской ГЭС с вертикальными поворотлопастными гидротурбинами мощностью 79 500 *квт* при напоре 55 м. Подпятник ротора агрегата расположен на верхней крестовине подвесного генератора. Ротор агрегата вращается в двух подшипниках. Прямоосные сервомоторы установлены в специальных нишах шахты турбины. Регуляторы скорости и МНУ установлены в машинном зале станции. Вода к турбине под-

объясняется малым колебанием напоров и относительно большим числом агрегатов, что позволяет турбинам работать при маломеняющихся режимах. Однако, если бы станция строилась в более позднее время, то был бы рассмотрен также вариант установки поворотлопастных турбин. Одна такая турбина — диагонального типа — установлена в 1964 г. в качестве опытной на седьмом агрегате Бухтарминской ГЭС (рис. III.13). Турбина характеризуется наклонным (под

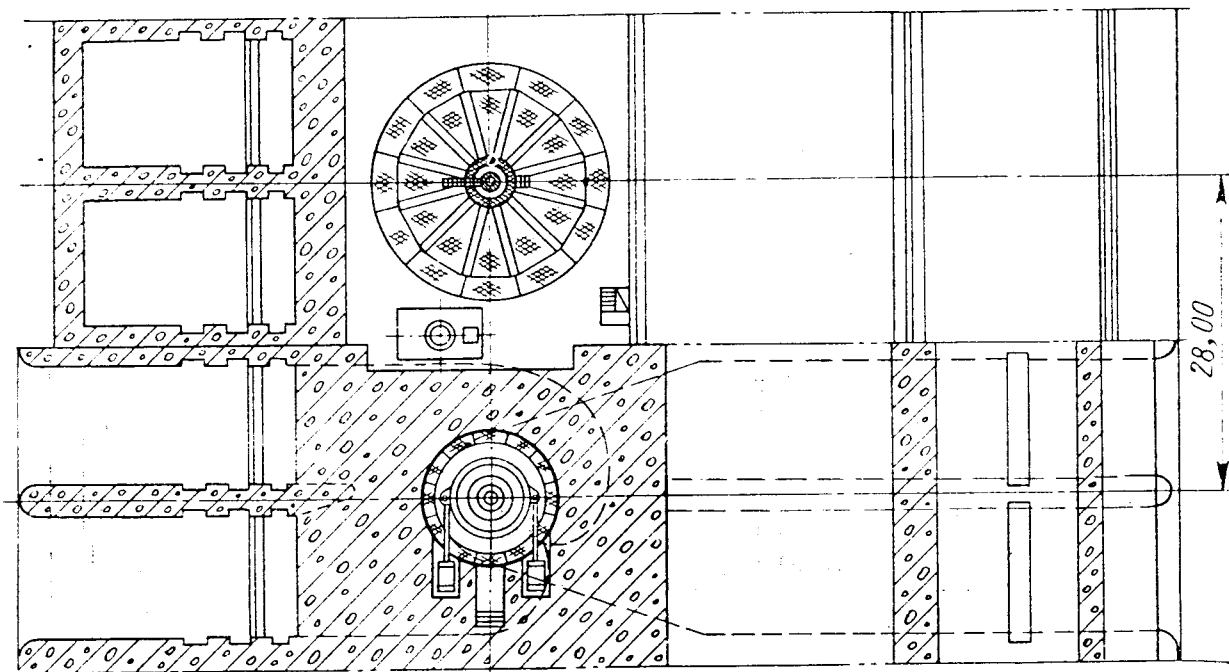


Рис. III.8. Установка агрегата Волжской ГЭС им. В. И. Ленина (план)

водится металлической спиральной камерой. На этой гидроэлектростанции впервые в нашей стране установлены поворотлопастные гидротурбины на максимальный напор 68 м.

3. Установки гидроагрегатов с радиально-осевыми и опытной диагональной турбинами

На рис. III.11 и III.12 показана установка гидроагрегата с турбиной радиально-осевого типа мощностью 77 тыс. *квт* с диаметром рабочего колеса 4,1 м в приплотинном здании на Бухтарминской ГЭС с напором 58,5—66 м. Турбина соединена с генератором подвесного типа. Приведенный на рисунке агрегат является на Бухтарминской ГЭС восьмым по счету. Характерной особенностью его является двухподводная спиральная камера, установленная впервые в мире. Применение такой камеры целесообразно для гидротурбин, подвод воды к которым осуществляется двумя нитками напорного трубопровода.

Часто (рис. III.9) на аналогичные напоры (порядка 60 м) устанавливают поворотлопастные турбины. Применение радиально-осевой турбины на Бухтарминской ГЭС

углом 45° к оси турбины) расположением поворотных лопаток рабочего колеса. В данном случае лопатки направляющего аппарата, статор и спиральная камера также расположены наклонно; в последнее время эти узлы выполняют без наклона, как у обычных поворотлопастных турбин.

Заглубление опытной диагональной турбины по кавитационным условиям несколько больше, чем у радиально-осевых турбин, установленных на той же ГЭС. Поэтому при расположении генератора на той же отметке машинного зала, что и остальные генераторы, вал агрегата с диагональной турбиной получился необычно длинным. Диагональные турбины являются перспективными для установки на высоких напорах (60—150 м).

На рис. III.14 изображен поперечный разрез высоконапорной Нурекской гидроэлектростанции приплотинного типа с вертикальными радиально-осевыми турбинами мощностью 310 тыс. *квт* при напоре 223 м. Подпятник ротора расположен на верхней крестовине генератора. Ротор агрегата имеет три подшипника на жидкой масляной смазке. Прямоосные сервомоторы вынесены из шахты в специальное помещение, через которое

обеспечивается доступ в шахту турбины. Регуляторы скорости и маслonaпорные установки расположены в машинном зале гидроэлектростанции. Вода к турбине подводится спиральной камерой смешанной конструк-

электростанции приплотинного типа с вертикальными радиально-осевыми турбинами мощностью 256 тыс. квт при напоре 170 м, соединенными с подвесными генераторами. Гидроагрегаты на станции расположены в два ряда.

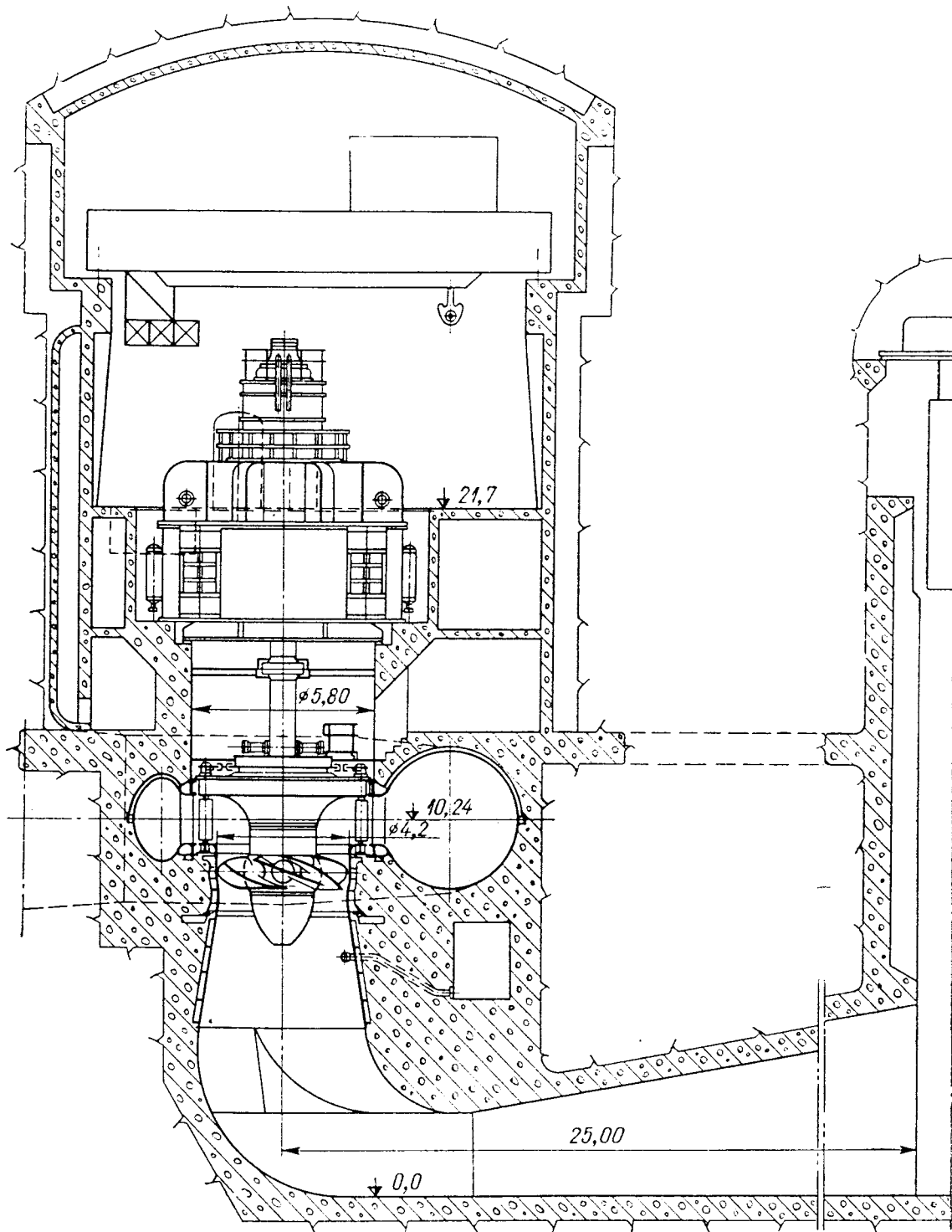


Рис. III.9. Установка агрегата Верхне-Туломской ГЭС (поперечный разрез)

ции, в которой часть давления воды воспринимается бетонным массивом здания ГЭС.

На рис. III.15 показаны поперечный разрез (рис. III.15, а) и план (рис. III.15, б) здания высоконапорной Чиркейской гидро-

Такая схема компоновки гидроагрегатов позволила значительно уменьшить объем бетонных работ и снизить расходы на строительство. Подпятник агрегата расположен на верхней крестовине генератора. Ротор агрегата вра-

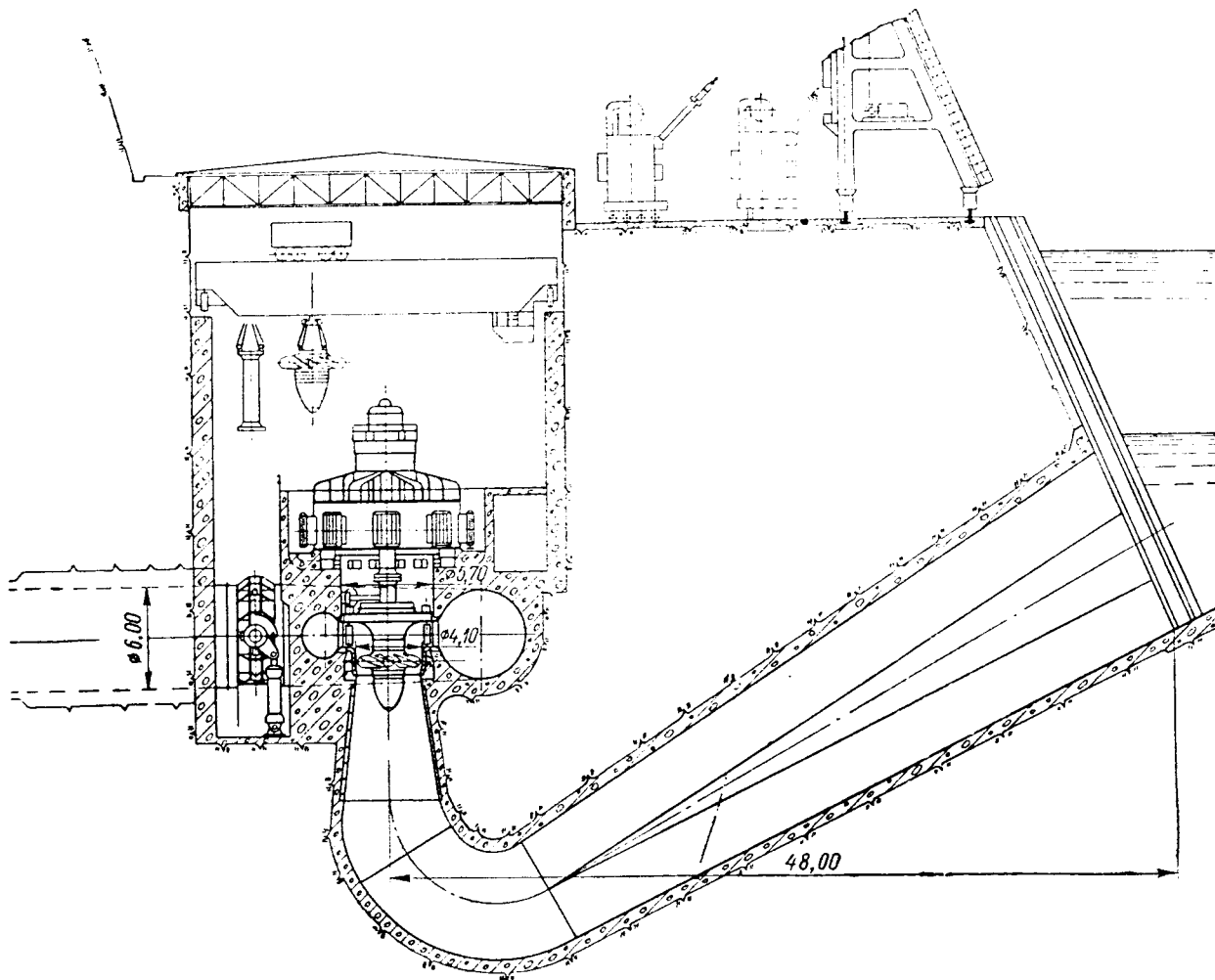


Рис. III.10. Установка агрегата Вилюйской ГЭС

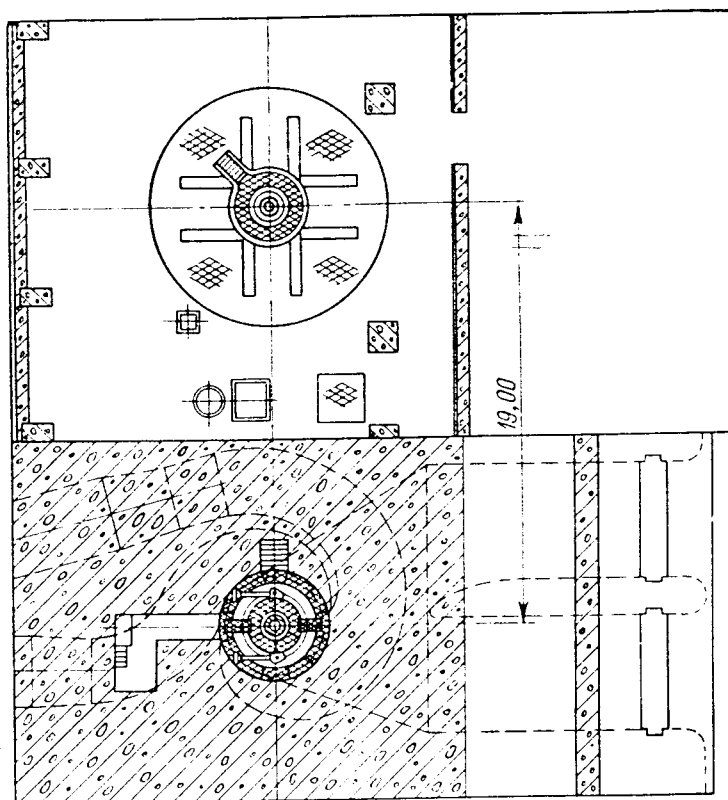


Рис. III.11. Установка агрегата Бухтарминской ГЭС (план)

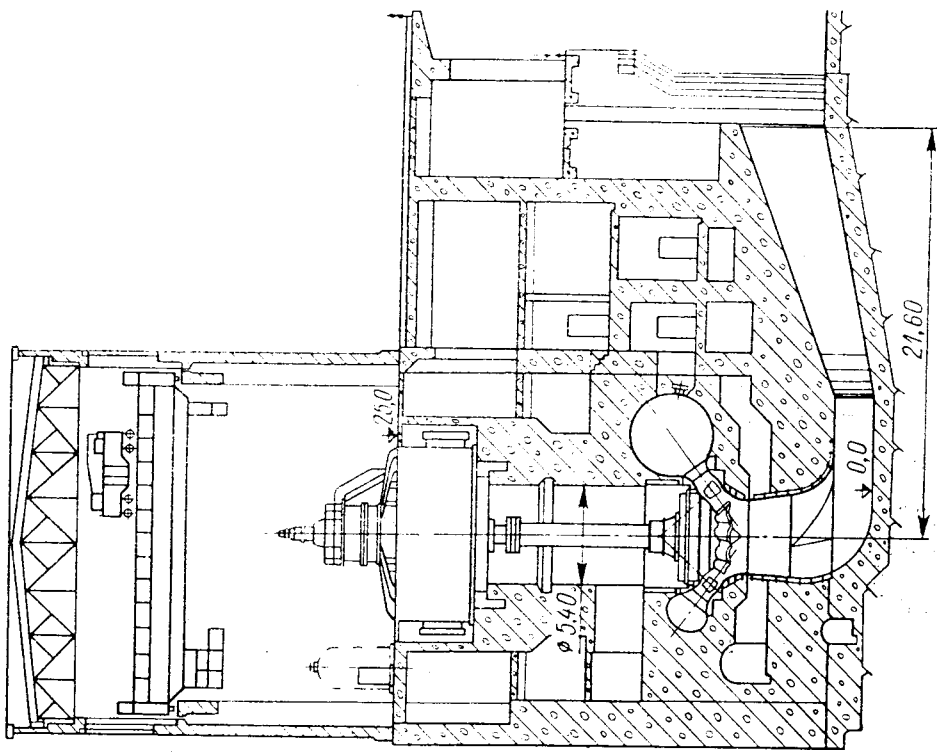


Рис. III.13. Установка опытного агрегата Бухтарминской ГЭС с диагональной турбиной

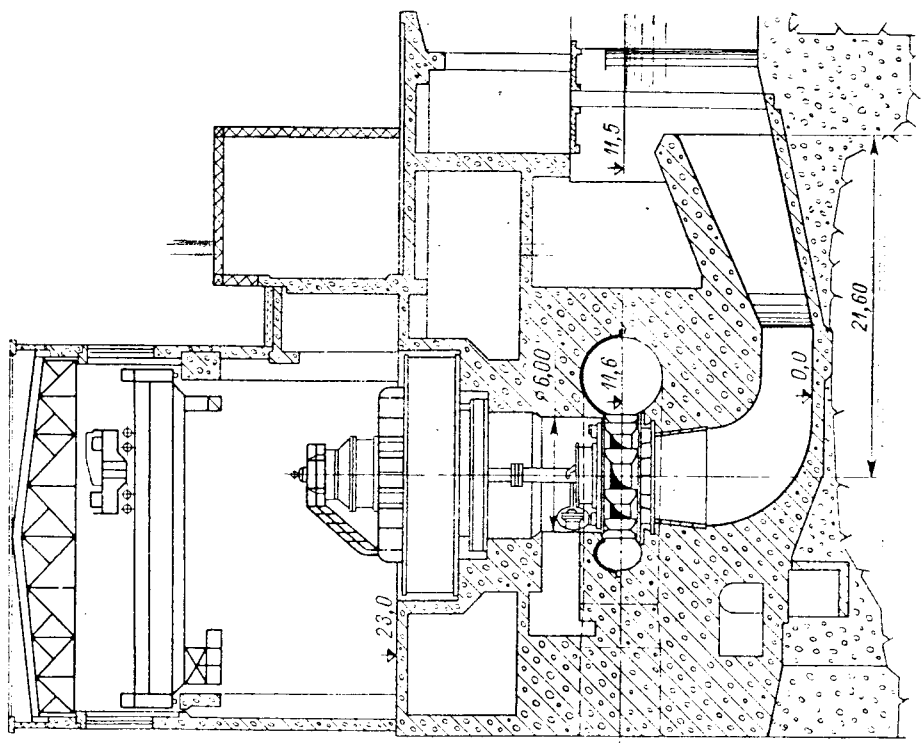


Рис. III.12. Установка агрегата Бухтарминской ГЭС (поперечный разрез)

щается в трех подшипниках. Все подшипники на жидкой масляной смазке. Прямоосные сервомоторы направляющего аппарата установлены в специальном помещении под генератором. Доступ в шахту турбины осуществляется через проход в бетонном массиве и через помещение для сервомоторов направ-

(рис. III.7 и III.8), применено здание ГЭС совмещенного типа с донными водосбросами, расположенными между спиральной камерой и отсасывающей трубой.

Особенностью установки является подвод воды к двум турбинам одним напорным трубопроводом, разветвляющимся в непосред-

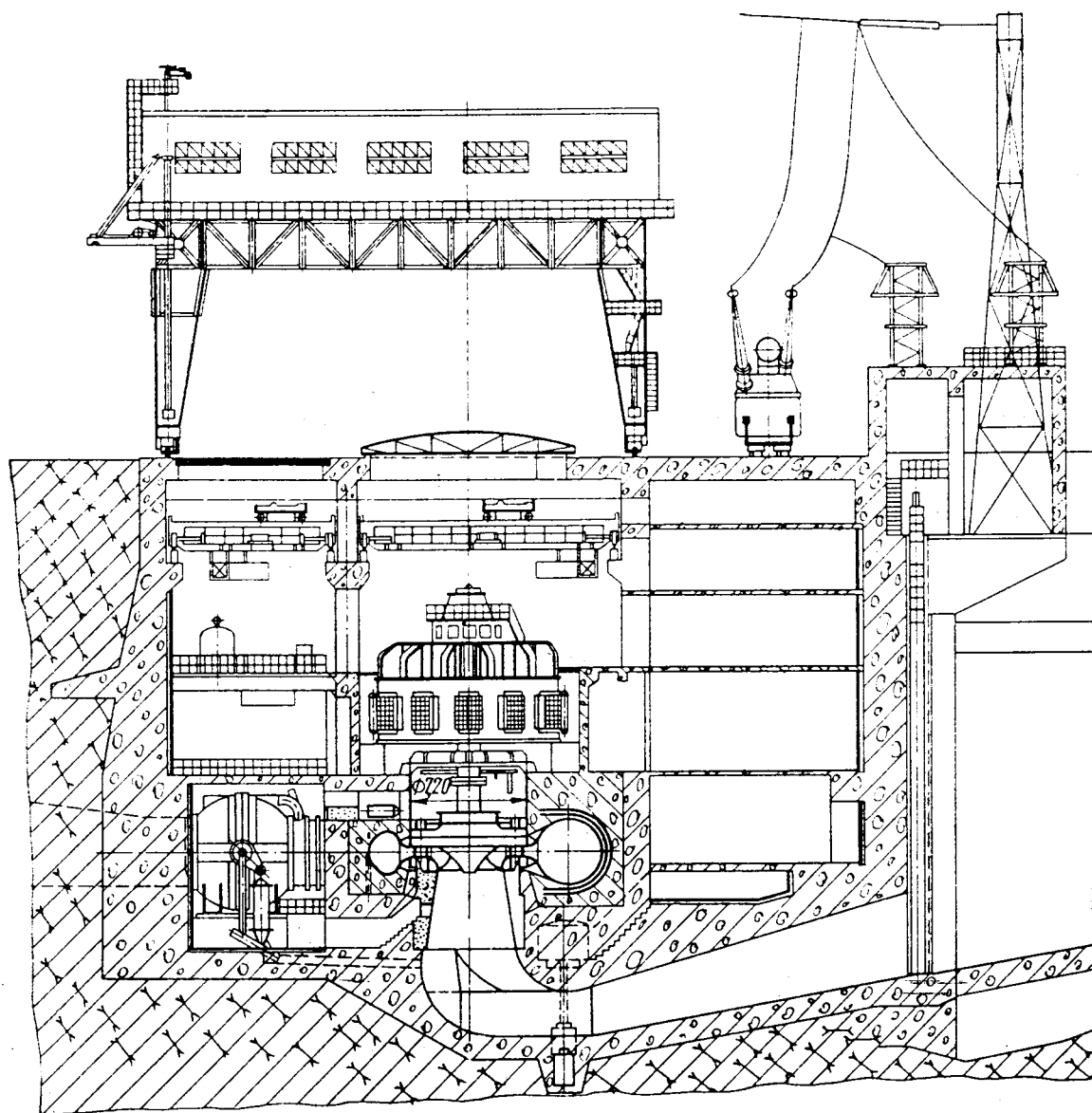
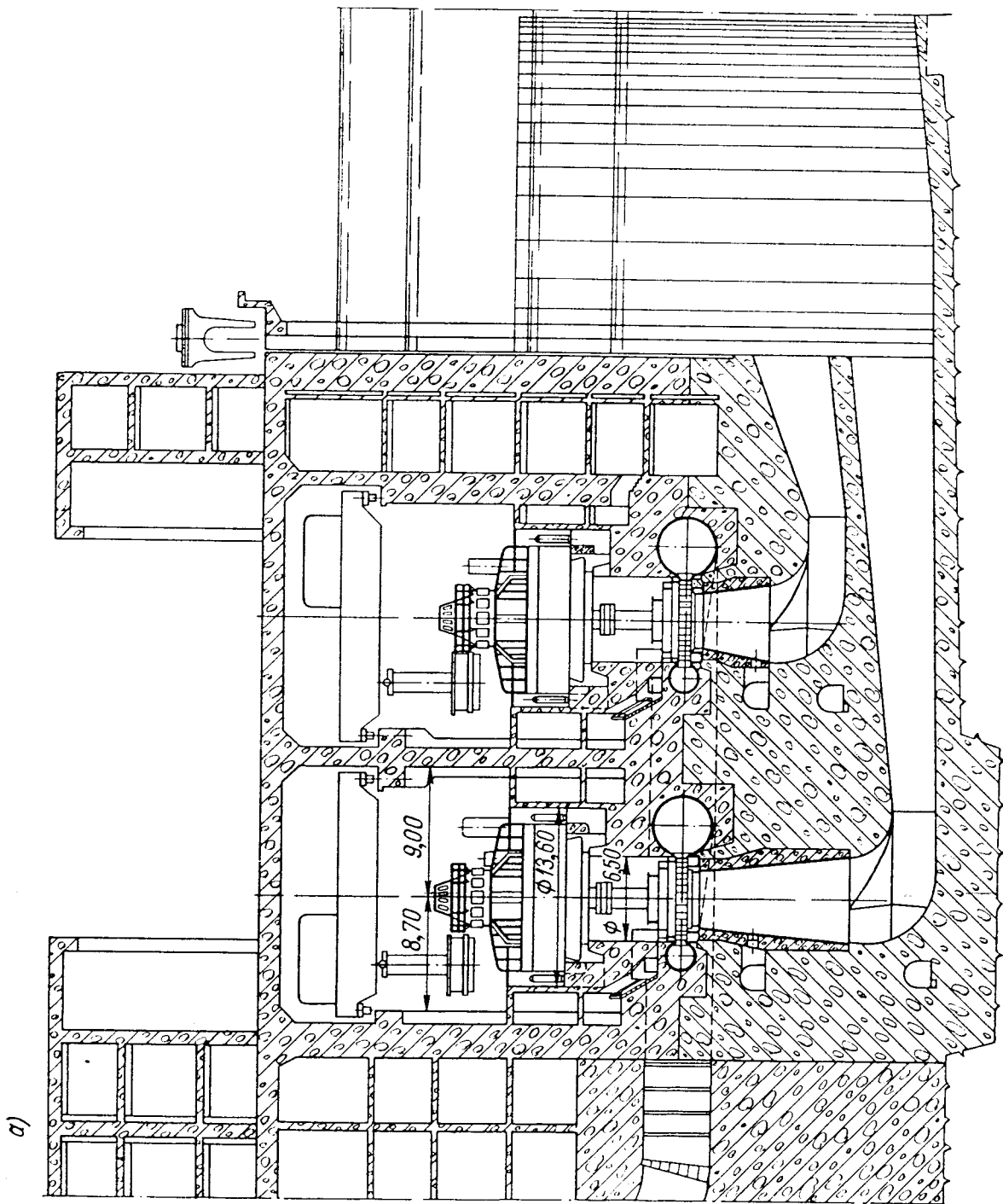


Рис. III.14. Установка агрегата Нурекской ГЭС

ляющего аппарата. Регулятор скорости и МНУ установлены в машинном зале гидроэлектростанции. Вода к турбине подводится металлической спиральной камерой.

На рис. III.16 показана установка гидроагрегата с радиально-осевой турбиной мощностью 180 тыс. квт, диаметром рабочего колеса 6,3 м и скоростью вращения 100 об/мин в приплотинном здании Асуанской ГЭС (ОАР). Напоры на станции 35—74 м, установленная мощность станции 2100 Мвт. Как и на Волжской ГЭС им. В. И. Ленина

ственной близости от турбины на два отдельных трубопровода. Каждый из них вследствие наличия донных водосбросов делится, в свою очередь, на два отсека по высоте: верхний — для подвода воды к спиральной камере турбины, нижний — для сброса воды. Спиральная камера впервые для столь высоких напоров выполнена железобетонной. Угол охвата спиральной камеры в плане принят равным 285°. Генератор зонтичного типа позволяет осуществить компоновку гидроагрегата с опорой подпятника на крышку



б)

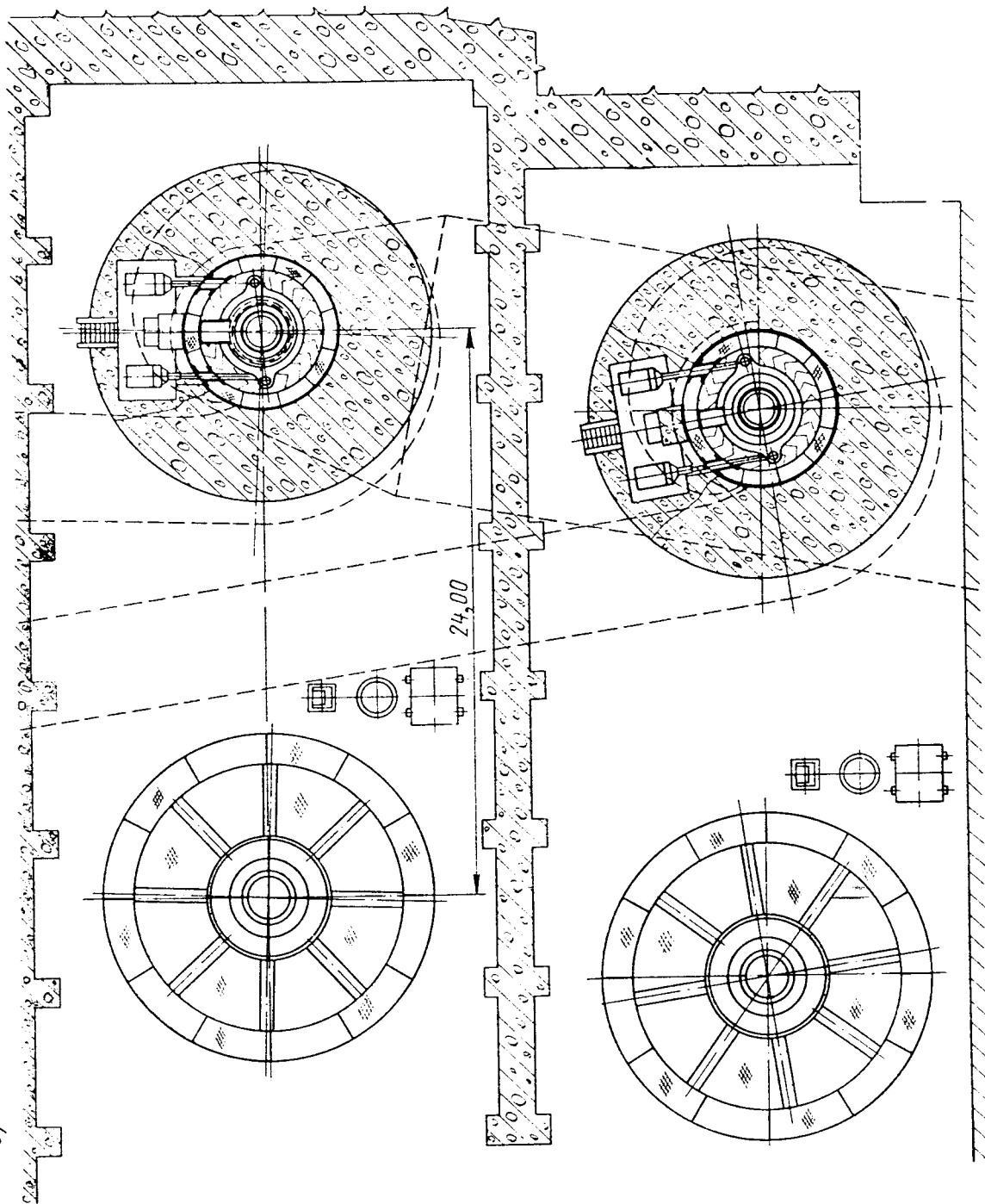
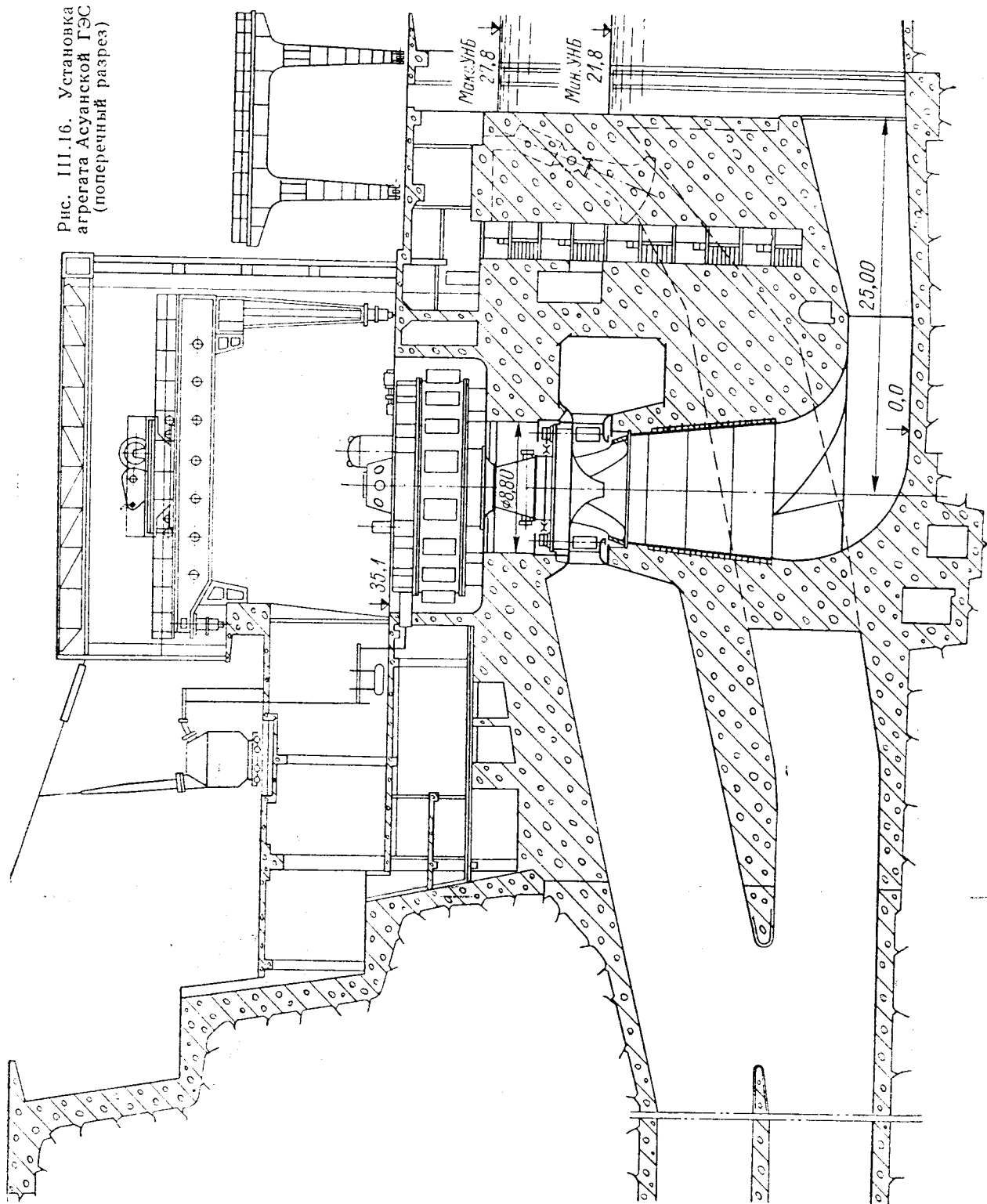


Рис. III.15. Установка агрегата Чиркейской ГЭС

Рис. 111.16. Установка агрегата Асуанской ГЭС (поперечный разрез)



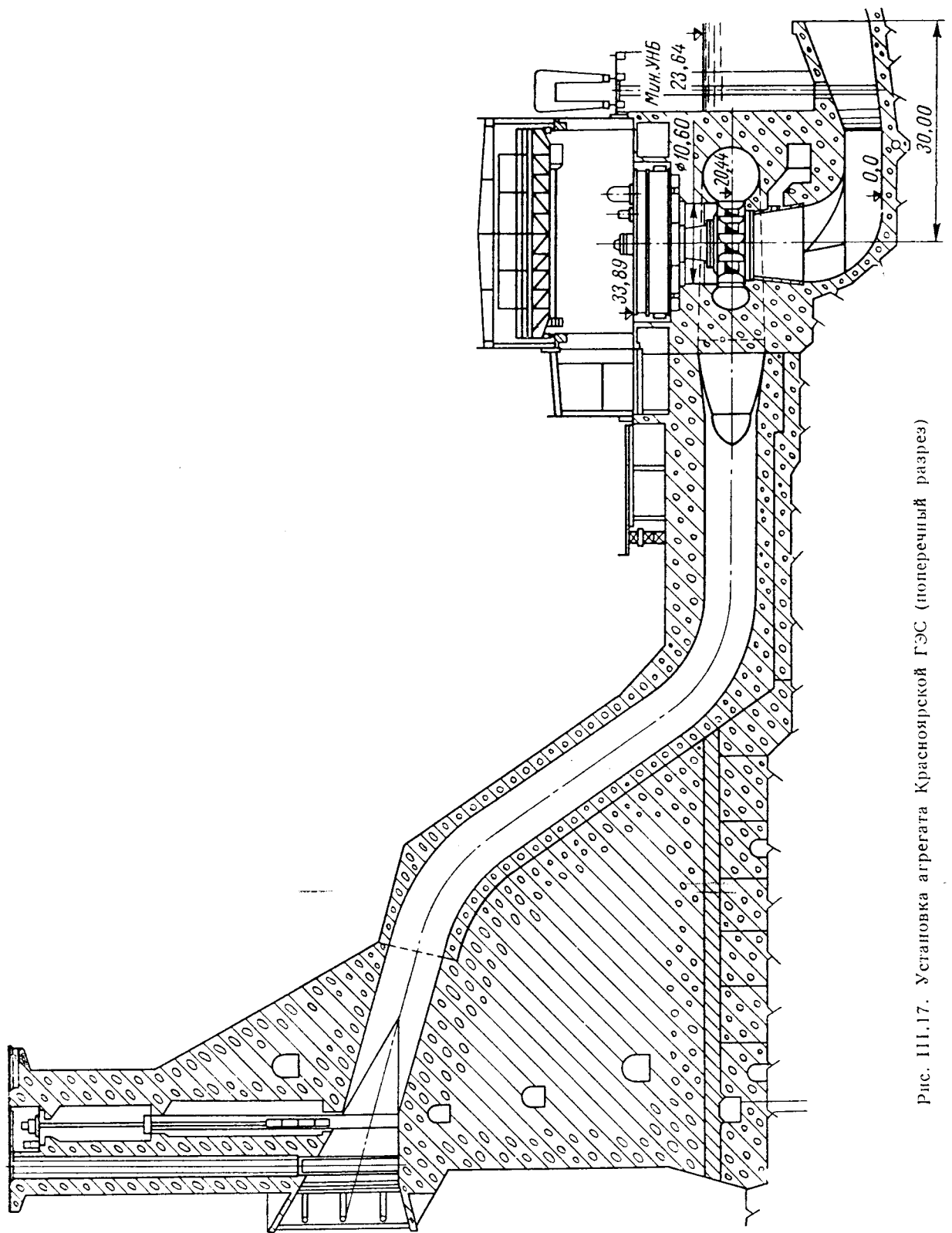


Рис. III.17. Установка агрегата Красноярской ГЭС (поперечный разрез)

турбины и благодаря этому получить минимальные высотные размеры агрегата.

На рис. III.17 и III.18 изображена установка уникального гидроагрегата мощностью 500 тыс. *квт* в приплотинном здании Красноярской ГЭС с напорами 79—100,5 м. Установленная мощность ГЭС 6000 *Мвт*. Гидроагрегат состоит из зонтичного генератора, соединенного при помощи единого вала с радиально-осевой турбиной мощностью 508 тыс. *квт* с диаметром рабочего колеса 7,5 м.

Подпятник через легкую опору передает осевую нагрузку на крышку турбины. Агрегат имеет два подшипника. Подвод воды

4. Установка гидроагрегата с ковшовой турбиной

На рис. III.21 и III.22 представлена установка вертикальной ковшовой турбины мощностью 54,6 тыс. *квт* и скоростью вращения 500 *об/мин* в здании высоконапорной деривационной Татевской ГЭС с напорами 538,3—575,8 м. Турбина соединяется с генератором подвесного типа, имеющим два подшипника. Общее число подшипников агрегата равно трем. Перед турбиной установлен шаровой затвор. Регуляторное оборудование, как и в предыдущем примере, установлено на полу турбинного помещения.

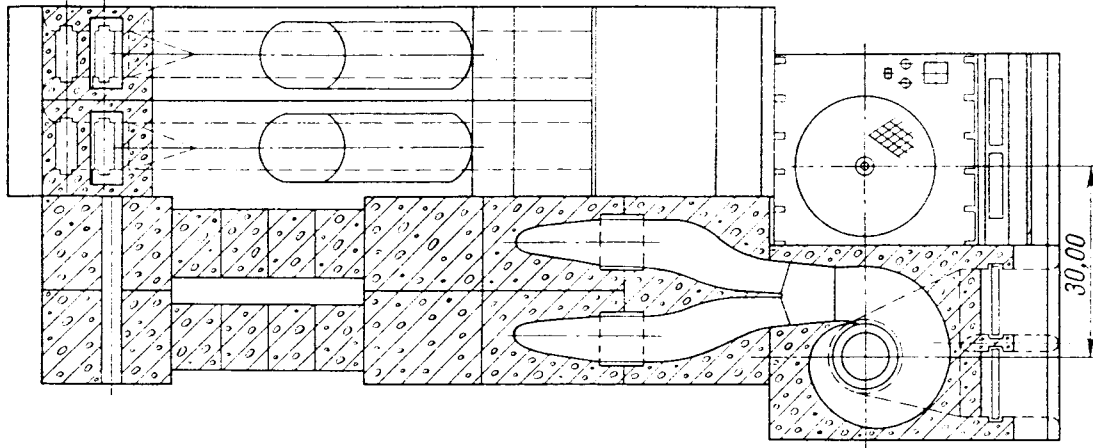


Рис. III.18. Установка агрегата Красноярской ГЭС (план)

к турбине осуществляется двумя нитками напорного трубопровода. Ввиду отсутствия во время проектирования и производства красноярских турбин опыта эксплуатации двухподводных спиральных камер обе нитки напорного трубопровода соединены в тройник, переходящий в обычную одноподводную металлическую спиральную камеру.

На рис. III.19 и III.20 показана установка гидроагрегата в здании высоконапорной деривационной гидростанции «Храм» II с напорами 292,3—324,3 м. Радиально-осевая турбина в металлической спиральной камере мощностью 56500 *квт* (со скоростью вращения 428,6 *об/мин*) соединена с генератором подвесного типа, имеющим два подшипника. Всего агрегат имеет три подшипника. На некотором расстоянии от спиральной камеры установлен шаровой затвор, служащий в качестве аварийного запорного органа, а также на случай ревизии или ремонта турбины. Вследствие большой длины напорного трубопровода и возможности чрезмерного повышения давления при закрытии направляющего аппарата турбина снабжена холостым выпуском.

Регуляторное оборудование расположено на полу турбинного помещения, что позволяет сократить длину масляных трубопроводов к сервомоторам турбины.

5. Установка гидроагрегата с обратной гидромашинной

На Киевской гидроаккумулирующей электростанции (ГАЭС) приняты к установке обратимые радиально-осевые гидромашинны, соединенные непосредственно с подвесными реверсивными мотор-генераторами. Подпятник ротора агрегата расположен в верхней крестовине мотор-генератора. Ротор агрегата вращается в двух подшипниках. В шахте насос-турбины расположен механизм поворота лопаток направляющего аппарата с прямыми сервомоторами, установленными в специальных нишах. Вода к рабочему колесу гидромашин при работе ее в турбинном режиме подводится металлической спиральной камерой. При работе гидромашин в насосном режиме подвод воды осуществляется изогнутой всасывающей (отсасывающей) трубой, а отвод воды от рабочего колеса — спиральной камерой. Регулятор скорости и МНУ установлены в машинном зале.

Параметры гидротурбин, габаритные размеры спиральных камер и отсасывающих труб, а также других элементов проточного тракта, конструктивные и весовые данные гидротурбин и их основных узлов и т. д. приведены в сводных табл. III.1, III.2 и III.3.

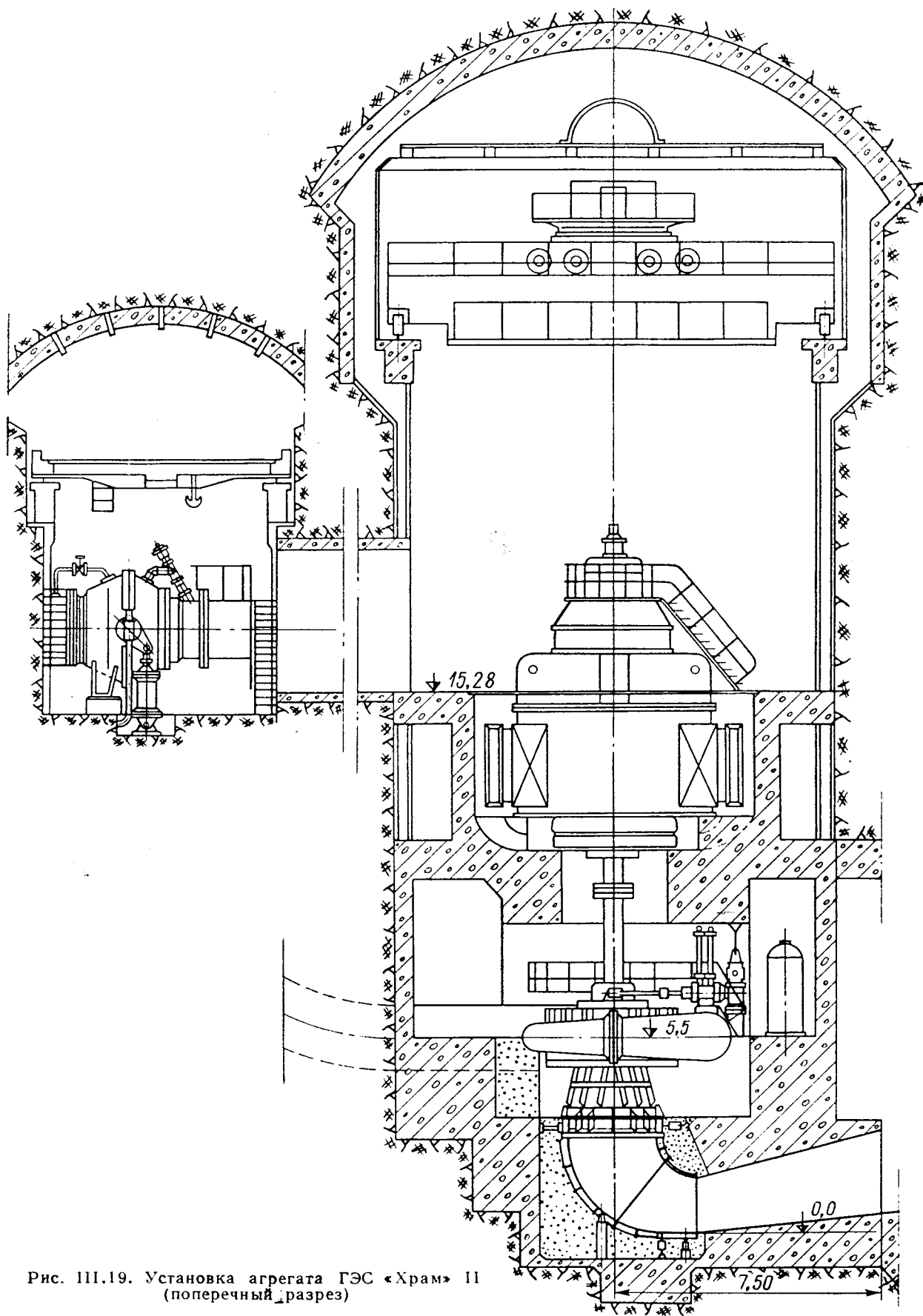


Рис. III.19. Установка агрегата ГЭС «Храм» II
(поперечный разрез)

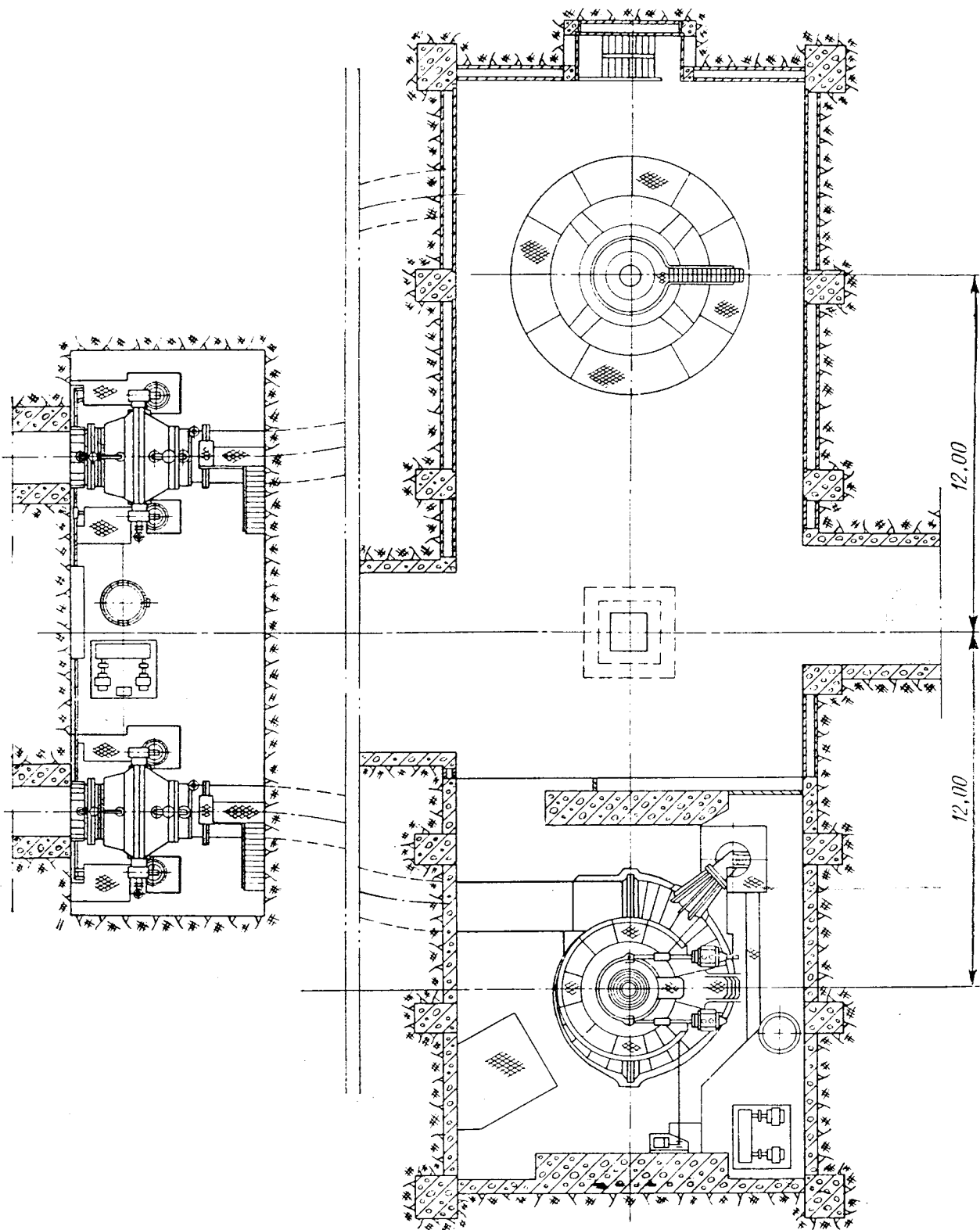


Рис. III.20. Установка агрегата ГЭС «Храм» II (план)

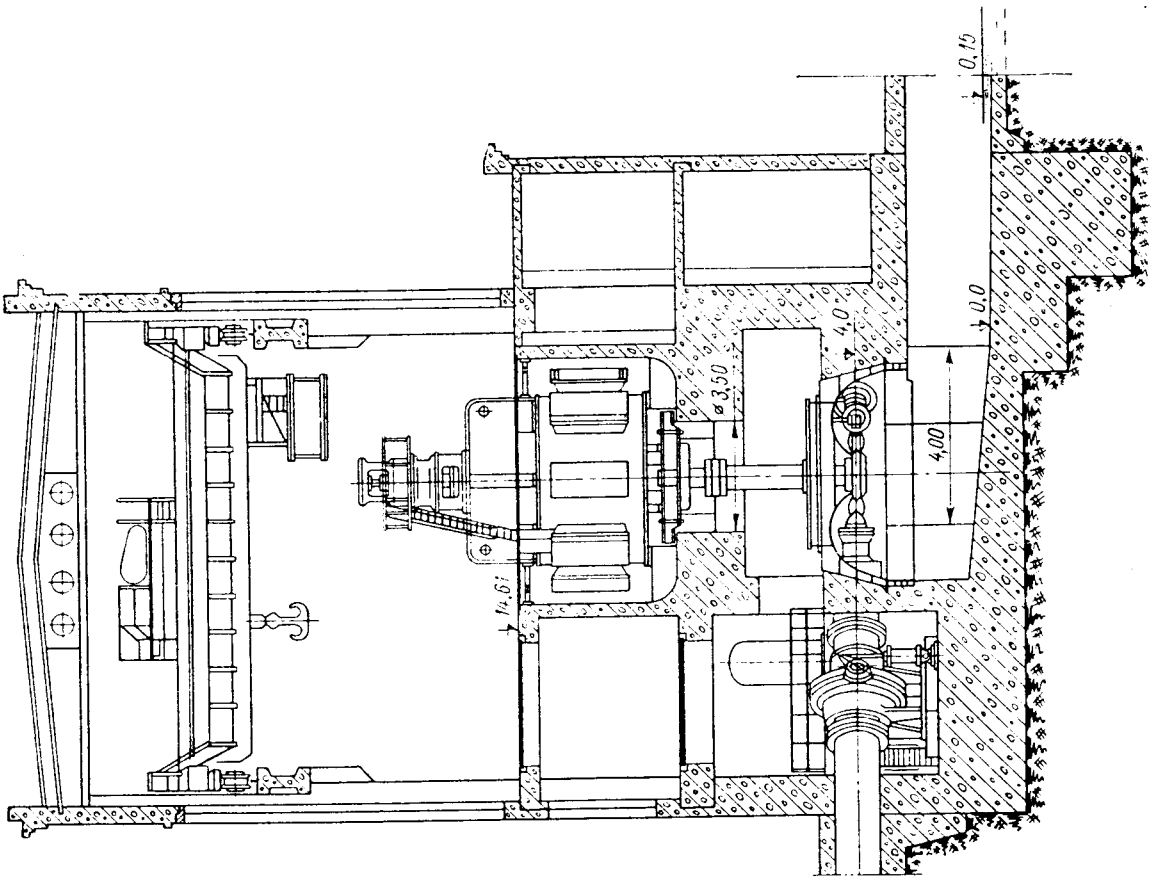


Рис. 111.21. Установка агрегата Татевской ГЭС (поперечный разрез)

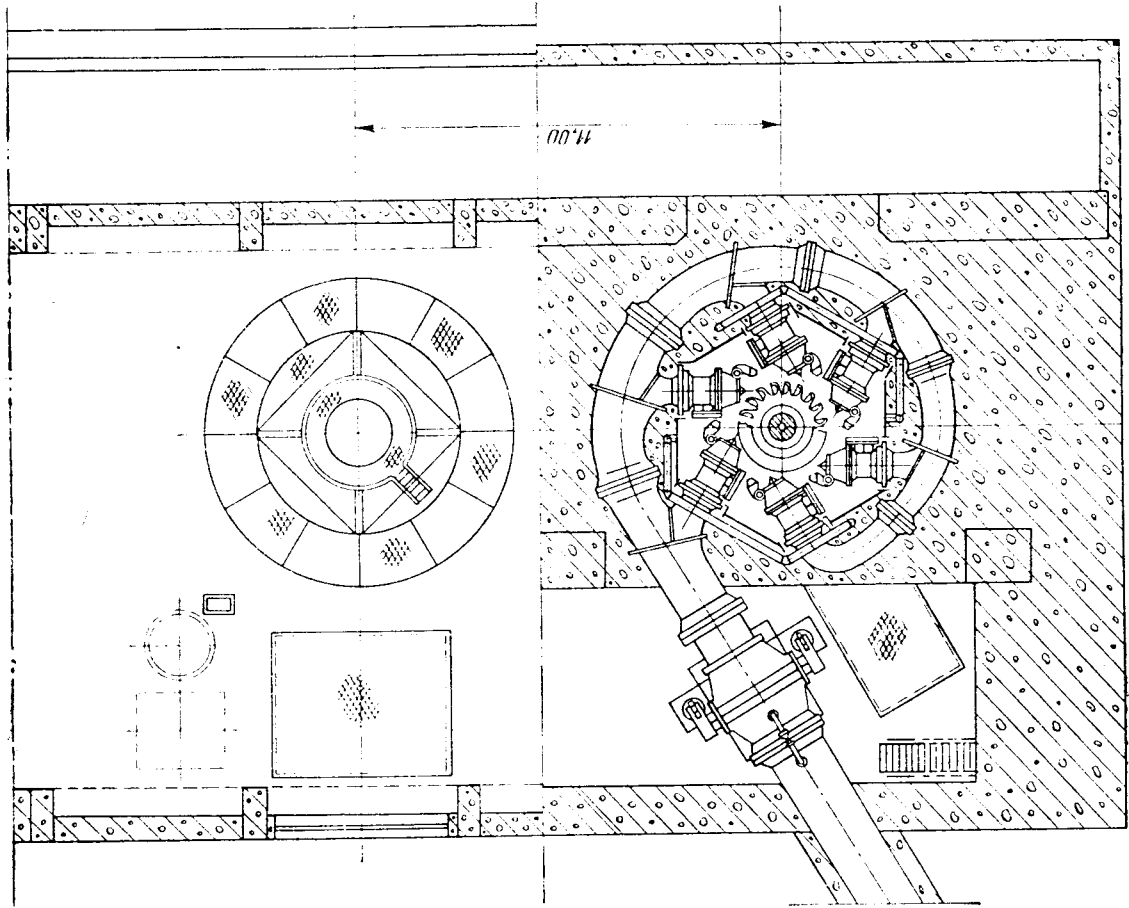


Рис. 111.22. Установка агрегата Татевской ГЭС (план)

Таблица III. 1. Поворотно-

Наименование ГЭС, место установки	Основные данные						
	Тип установки	Типоразмер турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска первой турбины	Напор расчетный по мощности H_p , м	Колебание напоров $H_{\max} - H_{\min}$, м	Номинальная (максимальная) мощность N одной турбины при H_p , Мвт
«Чир-Юрт» II, р. Сулак	Русловая	ПЛ103-В-500	ХТГЗ	1963	7,0	8,96—6,7	9
Беломорская, р. Выг		ПЛ661-В-550	ЛМЗ	1962	7,15	9,3—6,1	8,2 (9,2)
Киевская, р. Днепр	Русловая, горизонтальная капсульная	ПЛ984-Г-600	ХТГЗ	1963	7,7	11,8—5,6	19,2 (23)
Палакоргская, р. Выг	Русловая	ПЛ661-В-550	ЛМЗ	1965	8,0	11,8—7,4	10,2
Рыбоподъемный агрегат Саратовской ГЭС		ПЛ661-В-500		1968	9,3	15—5,0	8,5 (9,3)
Саратовская, р. Волга	Русловая, совмещенная	ПЛ661-В-1030	ХТГЗ	1965	9,7	14,7—6,5	59,3
		ПЛ661-В-1030		1964	9,7	14,7—6,5	59,3
Днепродзержинская, р. Днепр		ПЛ661-В-930		1961	9,85	12,5—8,5	45,4
Ортачалская, р. Кура	Русловая	ПЛ661-В-370	ЛМЗ	1958	10	11,25—7,0	6,3
Череповецкая, р. Шексна	Горизонтальная капсульная	ПЛ548-Г-550		1963	10,5	15—8,7	21 (25)
Краснооскольская, р. Оскол	Русловая	ПЛ661-В-200	ХТГЗ	1958	11,6	12,5—7	2,0
Выгостровская, р. Выг		ПЛ661-В-550	ЛМЗ	1961	12,0	14,4—10,8	20,8 (22,8)
Горьковская, р. Волга		ПЛ510-В-900		1953	12,2	18,0—7,8	59 (70)
«Свирь» II, р. Свирь		ПЛ91-В-800		1950	13	17,0—10,6	46

лопастные гидротурбины

гидротурбинного оборудования

Расход воды при H_p		Скорость вращения, об/мин			Высота отсыпания H_s при H_p , м	Осевое усилие от турбины, Т		Расстояние между осями агрегатов, мм	Диаметр турбинной шахты, мм	Вес турбины (с складными частями), кг
Q , м ³ /сек	Q' , л/сек	Номинальная n	Разгонная n_p	Приведенная n_1		Полное	Гидравлическое			
158	2385	83.3	180	154	-1.0	185	147	—	6700	330
208	2570	68.2	150	140	+5.4	250	200	16 750	8300	220.5
290	2920	85.7	200	185	-9.8	300	300	13 800	—	743
147	1720	68.2	160	129	+4.0	310	250	17 700	8300	224,1
100	1310	83.3	200	110	-4.0	320	270	—	6600	193,57
705	2150	50	110	160	-0,4	1400	1040	45 000	13 500	1133,6
705	2150	50	110	160	-0,4	1349	1040	45 000	13 500	1228,9
552	2039	51,7	108	148	+1,0	1050	845	28 600	12 000	883
78	1790	125	270	143	+1,5	140	120	27 000	5900	102
220	2400	93,75	210	160	-6,0	300	100	13 000	—	467,5
20	1890	214,3	500	126	+2,7	45	40	10 000	3100	39
203	1940	93,75	195	142,5	+0,5	350	296	16 000	8300	224,6
585	2070	62,5	135	156	+0,7	1350	970	25 000	12 300	1136,3
408	1770	68,2	150	146	+0,25	1100	817	22 000	10 900	910

Наименование ГЭС, место установки	Основные данные						
	Тип установки	Типоразмер турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска пер- вой турбины	Напор расчетный по мощности H_p , м	Колебание напоров $H_{max} - H_{min}$, м	Номинальная (максимальная) мощность N одной турбины при H_p , Мвт
Кременчугская, р. Днепр	Русловая	ПЛ661-В-800	ХТГЗ	1958	14,2	16,9—9,55	5%
Камская, р. Кама	Встроенная водосливная русловая	ПЛ510-В-500	СЗТМ (проект ЛМЗ)	1953	15,0	21—11	21,8 (26,5)
	Встроенная водосливная	ПЛ548-Г-450 (полупрямо- точная)	ЛМЗ	1957	16	21—11	21,8 (26,5)
Цимлянская, р. Дон	Русловая	ПЛ495-В-660		1951	17,5	23,5—17,5	41,5 (50)
Воткинская, р. Кама		ПЛ661-В-930		1961	17,5	23,5—12,5	107
Борисоглеб- ская, р. Паз		Деривацион- ная	ПЛ661-В-500	1962	19	20,1—16,75	29
Волжская им. В. И. Ленина, р. Волга	Русловая, совмещенная	ПЛ587-В-930	ЛМЗ	1954	19	30—14	115 (126)
Волжская им. XXII съезда КПСС, р. Волга	Русловая	ПЛ587-В-930		1957	19	27—14	115 (126)
		ПЛ587-В-930		1961	19	27—14	118 (132)
Путкинская, р. Кемь	Русловая (с деривацией)	ПЛ661-В-500		1964	20,1	23,2—19	29
Нарвская, р. Нарова		ПЛ495-В-660		1952	20,6	25—20,6	48
«Хиракуд» II, р. Маханади (Индия)	Приплотин- ная	ПЛ587-В-430*		1960	23,2	24,4—19,2	25,4
Головная, р. Вахш	Русловая	ПЛ642-В-550	ХТГЗ	1961	23,3	31,2—23,3	36,5
Уч-Курган- ская, р. Нарын		ПЛ577-В-500	ЛМЗ	1961	25,75	36—18,5	41,75 (52,1)

гидротурбинного оборудования											
Расход воды при H_p		Скорость вращения, об/мин			Высота отсасывания H_s при H_p , м	Осевое усилие от турбины, Т		Расстояние между осями агрегатов, мм	Диаметр турбинной шахты, мм	Вес турбины (с закладными частями), т	
Q , м ³ /сек	Q_1 , л/сек	Номинальная n	Разгонная n_p	Приведенная n_1		Полное	Гидравлическое				
490	2020	62,5	135	129	—3,0	950	740	26 500	10 400	722	
172	1780	125	280	161	—0,3	500	436	16 000	6904	295,4	
162	2000	125	280	140	—6,6	334	290	16 000	—	233,2	
276	1520	88,3	180	134	+0,5	820	645	19 700	8700	634,5	
710	2000	62,5	145	140	—5,2	1800	1466	26 000	12 200	1170	
174	1590	115,4	260	131	—2,3	410	350	27 000	6600	184,2	
713	2000	68,2	140	140	—4,5	2350	1864	28 000	12 200	1401	
713	1880	68,2	132	140	—4,5	2150	1855	28 000	12 200	1320,0	
690	1840	68,2	140	140	—4,5	2200	1833	28 000	12 200	1120,0	
165	1470	115,4	260	128,5	—2,5	470	410	17 700	6600	182,02	
268	1360	88,3	180	118	+0,1	820	645	20 200	8700	634,5	
126	1415	150	310	131	—3,5	375	318	20 000	5900	212,5	
180	1210	107	215	119	—1,0	720	606	24 000	7500	370	
186,5	1470	115,4	255	111	—4,5	750	540	20 000	7000	326	

Наименование ГЭС, место установки	Основные данные						
	Тип установки	Типоразмер турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска пер- вой турбины	Напор расчетный по мощности H_p , м	Колебание напоров $H_{max} - H_{min}$, м	Номинальная (максимальная) мощность N одной турбины при H_p , Мвт
Уч-Курганская, р. Нарын	Руслловая	ПЛ ₂ 707-В-500 (двухперовая)	ЛМЗ	1962	25,75	36—18,5	45,5 (52,1)
Дыховская (Польша)	Приплотинная	ПЛ1495-В-400 *		1950	25,8	29,8—23,5	24,1 (27,3)
Иркутская, р. Ангара	Руслловая	ПЛ1577-В-720	ХТГЗ	1955	26,0	32—25	90
Джердап—Железные Ворота (Югославия, Румыния)		ПЛ587а-В-950	ЛМЗ	1969	27,16	35,46—17,5	178
Фархадская, р. Сыр-Дарья		Деривационная		ПЛ587-В-400 *	1959	30,3	35—29,6
Ивайлоградская (Болгария)	Руслловая	ПЛ642-В-370	ХТГЗ	1963	43,0	48,14—37,94	34,5
«Меттур-Таннел», р. Кавери (Индия)	Приплотинная	ПЛ646-В-450	ЛМЗ	1963	47,0	48,8—24,4	56,7
Верхне-Туломская, р. Тулома		ПЛ646-В-420		1963	55	62—51,6	58,7
Вилюйская, р. Вилюй	Подземная	ПЛ5А-В-410	ХТГЗ	1963	55	68—48	79,5
Серебрянская № 1, р. Воронья		ПЛ ₂ 642-В-360 (двухперовая)	ЛМЗ	1969	75,7	82,7—71	68,3

Примечание. * Турбины, отмеченные звездочкой, имеют левое направление вращения. ЛМЗ — Ленинградский Металлический завод им. XII съезда КПСС, ХТГЗ — Харьковский

гидротурбинного оборудования											
Расход воды при H_p		Скорость вращения, об/мин			Высота отссыва- ния H_s при H_p	Осевое усилие от турбины, Т		Расстояние между осями агрегатов, мм	Диаметр турбинной шахты, мм	Вес турбины (с закладными частями), т	
Q , м ³ /сек	Q_1 , л/сек	Номиналь- ная n	Разгонная n_p	Приведенная n_1		Полное	Гидравли- ческое				
207	1630	115,4	255	110	—1,9	750	656	20 000	7000	311	
108	1320	187,5	380	142	—3,73	410	357	16 000	5604	122,7	
410	1550	83,3	167	118	—5,0	1500	1175	21 800	9600	1088	
725	1550	71,5	180	130	—4,5	2700	2200	29 000	12 500	1347,5	
115	1310	187,5	380	136	—4,8	440	395	18 300	5604	118,0 (без заклад- ных частей)	
89,5	998	187,5	400	106	—4,5	565	522,4	15 000	Турбинный зал	194	
130	968	136,4	310	90	—4,5	830	750	18 288	6200	357,8	
118	900	187,5	415	106	—5,0	870	806	18 000	5800	277	
164	1318	187,5	390	103,5	—16	910	835	18 000	5700	536	
100	885	250	525	104	—8 (при $H_{cp} =$ $= 77,7)$	750	675	14 000	5100	272,2	

остальные — правое.
турбинный завод им. С. М. Кирова, СЗТМ — Сызранский завод тяжелого машиностроения.

Наименование ГЭС, место установки	Рабочее колесо						
	Тип	Номинальный диаметр, мм	Относительный диаметр втулки $d_{am} = \frac{d_{am}}{D_1}$		Число лопастей	Конструкция механизма поворота	Вес, т
			цилиндрической	сферической			
«Чир-Юрт» II, р. Сулак	ПЛ103	5000	0,34	—	4	Без крестовины	28,8
Беломорская, р. Выг	ПЛ661	5500	0,355	—	4	Без крестовины, полость сервомотора совмещена с полостью механизма поворота	42,07
Киевская, р. Днепр	ПЛ984	6000	0,35	—	4	Без крестовины	54,8
Палакоргская, р. Выг	ПЛ661	5500	0,355	—	4	Без крестовины, полость сервомотора совмещена с полостью механизма поворота	42,07
Рыбоподъемный агрегат Саратовской ГЭС	ПЛ661	5000	0,3	0,36	4		29,0
Саратовская, р. Волга	ПЛ661	10 300	0,3	0,35	4		253,4
	ПЛ661	10 300	0,3	0,35	4	Без крестовины	255,5
Днепродзержинская, р. Днепр	ПЛ661	9300	0,35	—	4	187,3	
Ортачалская, р. Кура	ПЛ661	3700	0,33	0,38	4	Без крестовины, лопасть заодно с цапфой	13,0
Череповецкая, р. Шексна	ПЛ548	5500	0,3	0,35	4	Без крестовины	41,82
Краснооскольская, р. Оскол	ПЛ661	2000	0,4	—	4	Дифференциальный поршень	2,7
Выгостровская, р. Выг	ПЛ661	5500	0,355	—	4	Без крестовины, полость сервомотора совмещена с полостью механизма поворота	42,07
Горьковская, р. Волга	ПЛ510	9000	0,41	—	4	С крестовиной	301,37

Исполнение	Вал турбины						Направляющий подшипник				
	Диаметр, мм		Длина, мм	Фланец, мм		Вес основного вала, т	Смазка	Материал вкладыша	Диаметр в свету, мм	Высота рабочей части, мм	Вес, т
	наружный	внутренний		Диаметр со стороны рабочего колеса	Толщина со стороны рабочего колеса						
Сварно-кованый	540	390	5955	$\frac{1500}{970}$	$\frac{140}{140}$	7,9	Водяная	Резина	550	400	1,4
Кованый с приварным нижним фланцем	700	500	4500	$\frac{1100}{1950}$	$\frac{190}{160}$	10,99			720	490	7,6
Сварно-кованый	1000	600	8380	$\frac{1800}{1800}$	$\frac{240}{240}$	37,5	Жидкая масляная	Баббит	1010	900	6,8
Кованый с приварным нижним фланцем	700	500	4500	$\frac{1100}{1950}$	$\frac{190}{160}$	10,99	Водяная	Резина	720	490	7,6
	750	600	9585	$\frac{970}{1480}$	$\frac{100}{125}$	13,72			770	520	7,3
	1300	1000	6860	$\frac{2000}{3100}$	$\frac{285}{310}$	51,98			1330	1260	6,4
Сварно-кованый	1300	1000	6860	$\frac{2000}{3100}$	$\frac{300}{300}$	53,5			1330	930	7,8
	1300	1100	5140	$\frac{2000}{2790}$	$\frac{250}{250}$	33,4			1330	930	6,5
Цельнокованый	450	230	5839	$\frac{1225}{1225}$	$\frac{125}{125}$	6,6	Густая масляная	Баббит	465	350	3,95
	850	400	4710	$\frac{1330}{1330}$	$\frac{230}{200}$	21,17	Жидкая масляная		850	600	12,23
Сварно-кованый	360	240	3245	$\frac{705}{635}$	$\frac{70}{70}$	1,8	Водяная	Резина	370	300	3,9
Кованый с приварным нижним фланцем	700	500	5010	$\frac{1100}{1950}$	$\frac{190}{160}$	11,74			720	490	7,8
Цельнокованый	1250	550	4800	$\frac{1980}{1980}$	$\frac{300}{280}$	44,19			1270	786	33,51

Наименование ГЭС место установки	Рабочее колесо						
	Тип	Номинальный диаметр, мм	Относительный диаметр втулки $\frac{d_{вт}}{D_1} =$		Число лопастей	Конструкция механизма поворота	Вес, т
			цилиндрической	сферической			
«Свирь» II, р. Свирь	ПЛ191	8000	0,41	—	4	С крестовиной	227,8
Кременчугская, р. Днепр	ПЛ661	8000	0,4	—	4	Без крестовины	248
Камская, р. Кама	ПЛ510	5000	0,39	0,45	4	С крестовиной	43,57
Камская, р. Кама	ПЛ548	4500	0,42	—	4	Без крестовины	167,33
Цимлянская, р. Дон	ПЛ495	6600	0,45	0,5	6	С крестовиной	152,58
Воткинская, р. Кама	ПЛ661	9300	0,4	—	4	Без крестовины	285,0
Борисоглебская, р. Паз	ПЛ661	5000	0,3	0,36	4	Без крестовины, полость сервомотора совмещена с полостью механизма поворота	28,99
Волжская им. В. И. Ленина, р. Волга	ПЛ587	9300	0,45	0,5	6	С крестовиной	426,5
Волжская им. XXII съезда КПСС, р. Волга	ПЛ587	9300	0,45	0,5	6		417,62
	ПЛ587	9300	0,4	0,45	6	С крестовиной, цапфа на опорах качения	229,39
Путкинская, р. Кемь	ПЛ661	5000	0,3	0,36	4	Без крестовины, полость сервомотора совмещена с полостью механизма поворота	29,0
Нарвская, р. Нарова	ПЛ1495	6600	0,45	0,5	6	С крестовиной	152,6

Вал турбины							Направляющий подшипник				
Исполнение	Диаметр, мм		Длина, мм	Фланец, мм		Вес основного вала, т	Смазка	Материал вкладыша	Диаметр в свету, мм	Высота рабочей части, мм	Вес, т
	наружный	внутренний		Диаметр со стороны рабочего колеса	Толщина со стороны рабочего колеса						
Цельнокованный	1100	550	7440	$\frac{1800}{1800}$	$\frac{275}{250}$	55,0	Водяная	Резина	1120	1200	9,82
	1200	750	7100	$\frac{1980}{1980}$	$\frac{290}{290}$	56,2			1230	1000	8,8
	700	305	6780	$\frac{1950}{1950}$	$\frac{180}{180}$	20,44 (с генераторным)			715	580	7,23
	800	510	3750	$\frac{1370}{1900}$	$\frac{220}{150}$	14,65			820	600 (длина)	9,18
	900	450	3900	$\frac{1510}{1510}$	$\frac{220}{220}$	22,0			920	720	20,18
	1500	1100	5840	$\frac{2180}{2180}$	$\frac{300}{300}$	49,25			1520	1000	50,48
Кованный с приварным нижним фланцем	750	570	5640	$\frac{1150}{1480}$	$\frac{190}{125}$	10,71			770	520	7,25
Цельнокованный	1400	850	5195	$\frac{2150}{2150}$	$\frac{330}{330}$	59,73			1420	1150	56,6
	1500	1100	5195	$\frac{2180}{2180}$	$\frac{300}{300}$	49,9			1520	1000	50,48
Сварной	1500	1200	10470	$\frac{2180}{2180}$	$\frac{300}{270}$	65,7			1502	840	40,17
Кованный с приварным нижним фланцем	750	570	5640	$\frac{1150}{1480}$	$\frac{190}{125}$	10,7	770	520	7,23		
Цельнокованный	900	450	3900	$\frac{1510}{1510}$	$\frac{220}{220}$	22,0	920	720	20,18		

Наименование ГЭС, место установки	Рабочее колесо						
	Тип	Номинальный диаметр, мм	Относительный диаметр втулки $\bar{d}_{вм} = \frac{d_{вм}}{D_1}$		Число лопастей	Конструкция механизма поворота	Вес, т
			цилиндрической	сферической			
«Хиракуд» II, р. Маханади (Индия)	ПЛ587	4300	0,45	0,5	6	Без крестовины	43,5
Головная, р. Вахш	ПЛ642	5500	0,5	—	8	С крестовиной	90
Уч-Курганская, р. Нарын	ПЛ577	5000	0,5	—	7	Без крестовины, наклонная серьга	81,66
	ПЛ ₂ 707	5000	0,45	—	4×2	С крестовиной	66,79
Дыховская (Польша)	ПЛ495	4000	0,45	0,5	6	С крестовиной, лопасть заодно с цапфой	32,8
Иркутская, р. Ангара	ПЛ577	7200	0,5	0,55	7	Без крестовины	248
Джердап—Железные Ворота (Югославия, Румыния)	ПЛ587а	9500	0,39	0,45	6		361,04
Фархадская, р. Сыр-Дарья	ПЛ587	4000	0,4	0,46	6	С крестовиной, лопасть заодно с цапфой	27,6
Ивайлоградская (Болгария)	ПЛ642	3700	0,52	—	8	Дифференциальный поршень	31,5
«Меттур-Таннел», р. Кавери (Индия)	ПЛ646	4500	0,46	0,51	8	Без крестовины, наклонная серьга	48,96
Верхне-Туломская, р. Тулома	ПЛ646	4200	0,49	0,55	8		46,0
Вилюйская, р. Вилюй	ПЛ5А	4100	0,55	—	8	Дифференциальный поршень	52,5
Серебрянская № 1, р. Воронья	ПЛ ₂ 642	3600	0,475	0,525	4×2	Без крестовины	41,3

Вал турбины							Направляющий подшипник				
Исполнение	Диаметр, мм		Длина, мм	Фланец, мм		Вес основного вала, т	Смазка	Материал вкладыша	Диаметр в свету, мм	Высота рабочей части, мм	Вес, т
	наружный	внутренний		Диаметр со стороны рабочего колеса	Толщина со стороны рабочего колеса						
Сварной	650	450	6255	$\frac{1050}{1950}$	$\frac{180}{180}$	13,76	Густая масляная	Баббит	670	500	2,45
Сварно-кованый	900	700	7305	$\frac{1820}{1820}$	$\frac{240}{240}$	22,8	Жидкая масляная		1300	225	1,7
Сварной	900	650	7090	$\frac{1340}{2540}$	$\frac{210}{215}$	29,39			1200	350	11,41
	900	650	7330	$\frac{1340}{2250}$	$\frac{210}{215}$	27,52		1200	350	12,93	
Кованый	650	270	7215	$\frac{1135}{1800}$	$\frac{185}{170}$	20,1	Водяная	Резина	665	600	7,98
	1200	750	7100	$\frac{1980}{1980}$	$\frac{320}{290}$	56,2			1230	1000	8,8
Сварно-кованый	650	400	6275	$\frac{1135}{1600}$	$\frac{185}{160}$	12,8	Водяная	Резина	665	460	1,87
	640	400	5515	$\frac{920}{920}$	$\frac{175}{175}$	11,9			650	500	2,0
Сварной	850	590	4880	$\frac{1300}{2070}$	$\frac{200}{200}$	17,87	Густая масляная	Баббит	870	600	3,55
Кованый с приварным нижним фланцем	800	600	5170	$\frac{1230}{2070}$	$\frac{200}{180}$	18,15	Водяная	Резина	820	540	2,4
Сварно-кованый	1000	800	4350	$\frac{1530}{1530}$	$\frac{220}{220}$	14,2			1020	600	4,2
Кованый	850	600	5550	$\frac{1300}{1710}$	$\frac{200}{160}$	18,11	Жидкая масляная	Баббит	1150	300	2,64

Наименование ГЭС, место установки	Направляющий							
	Высота		Диаметр расположе- ния осей лопаток		Число лопаток	Втулки цапф направляю- щих лопаток		Предохранительное приспособление
	$\frac{b_0}{D_1}$	b_0 , мм	$\frac{D_0}{D_1}$	D_0 , мм		Материал	Смазка	
«Чир-Юрт» II, р. Сулак	0,45	2250	1,16	5800	24	Древпластик	Водяная	Срезной палец
Беломорская, р. Выг	0,4	2200	1,16	6400	24			
Киевская, р. Днепр	0,4	2400	—	—	24			
Палакоргская, р. Выг	0,4	2200	1,16	6400	24			
Рыбоподъемный агрегат Саратов- ской ГЭС	0,4	2000	1,16	5800	24			
Саратовская, р. Волга	0,415	4275	1,16	11 950	32			
	0,415	4275	1,16	11 950	32			
Днепродзержин- ская, р. Днепр	0,4	3720	1,16	10 800	32			
Ортачальская, р. Кура	0,4	1477	1,16	4300	24			
Череповецкая, р. Шексна	0,4	2440	—	—	16			
Красносколь- ская, р. Оскол	0,4	800	1,175	2350	16			
Выгостровская, р. Выг	0,4	2200	1,16	6400	24			
Горьковская, р. Волга	0,4	3700	1,2	10 800	32	Верхние — бронза, нижняя — древпластик	Водяная густая масляная	Разрывной болт
«Свирь» II, р. Свирь	0,41	3300	1,2	9600	32			
Кременчугская, р. Днепр	0,4	3200	1,16	9300	32	Древпластик	Водяная	Срезной палец

аппарат				Сервомоторы направляющего аппарата				
Профиль лопатки	Выем лопатки	Максимальное открытие, мм	Вес, т	Тип и расположение (давление масла см. ниже — система регулирования)	Количество	Диаметр, мм	Максимальный ход, мм	Вес, т
Асимметричный	Есть	570	115,5	Торовый, на крышке турбины	2	500	710	3,9
Симметричный		570	61,02	Прямоосный, в крышке турбины	2	350	710	0,751
Асимметричный		740	157,2	Прямоосный, под направляющим аппаратом на фундаменте ГЭС	2	450	1070	3,8
Симметричный		570	62,05	Прямоосный, в крышке турбины	2	350	710	0,751
Асимметричный	Нет	480	64,96	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	250	605	0,81
Симметричный	Есть	860	414,98	Прямоосный, на крышке турбины	2	650	1210	4,43
Симметричный		860	414,2	Торовый, на крышке турбины	2	500	530	3,5
		775	365,4		2	600	1240	30,0
Симметричный	Нет	380	34,04	Прямоосный, в шахте турбины, крепление торцом	2	300	590	0,67
Асимметричный конический	Есть	75°	136,63	Прямоосный вертикальный, на бетонных тумбах	2	500	900	2,33
Симметричный	Нет	325	10,1	Кольцевой с прямоугольными сечениями	2	170×225	225	2,02
		570	62,05	Прямоосный, в крышке турбины	2	350	710	0,751
Асимметричный	Есть	740	402,11	Прямоосный, в шахте турбины	2	800	1050	10,34
		692,5	302,25		2	700	1200	7,46
Симметричный		650	216,4		2	600	1230	3,9

Наименование ГЭС, место установки	Направляющий							
	Высота		Диаметр расположе- ния осей лопаток		Число лопаток	Втулки цапф направляю- щих лопаток		Предохранительное приспособление
	$\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	$b_0, \text{ мм}$	$\frac{D_0}{D_1}$	$D_0, \text{ мм}$		Материал	Смазка	
Камская, р. Ка- ма	0,4	2000	1,16	5800	24	Древпластик	Водяная	Разрывной болт
	—	Расстояние от лопасти рабочего колеса до оси цапф 2100			12			Срезной палец
Цимлянская, р. Дон	0,4	2640	1,16	7700	24	Верхние — бронза, нижняя — древпластик	Водяная густая масляная	Разрывной болт
Воткинская, р. Кама	0,39	3650	1,16	10 800	32	Верхние — древпластик, нижняя — бронза		Срезной палец
Борисоглебская, р. Паз	0,4	2000	1,16	5800	24	Древпластик	Водяная	
Волжская им. В. И. Ленина, р. Волга	0,375	3500	1,16	10 800	32	Древпластик	Водяная	Срезной палец
Волжская им. XXII съезда КПСС, р. Волга	0,375	3500	1,16	10 800	32			
	0,375	3500	1,16	10 800	32			
Путкинская, р. Кемь	0,4	2000	1,16	5800	24			
Нарвская, р. На- рова	0,4	2640	1,16	7700	24	Верхние — бронза, нижняя — древпластик	Густая масляная и водяная	Разрывной болт
«Хиракуд» II, р. Маханади (Ин- дия)	0,4	1720	1,16	4990	24	Бронза	Густая масляная	Срезной палец

аппарат				Сервомоторы направляющего аппарата					
Профиль лопатки	Выем лопатки	Максимальное открытие, мм	Вес, т	Тип и расположение (давление масла см. ниже — система регулирования)	Количество	Диаметр, мм	Максимальный ход, мм	Вес, т	
Симметричный	Есть	530	93,75	Прямоосный в шахте турбины	2	500	740	2,23	
Асимметричный (винтовой)		75°	55,03	Прямоосный вертикальный, в турбинном помещении	2	350	830	1,12	
Асимметричный	Нет	600	171,98	Прямоосный, в шахте турбины	2	700	850	5,84	
Симметричный	Есть	730	405,01		2	700	1326	8,66	
Асимметричный	Нет	480	64,96	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	250	605	0,81	
Симметричный	Есть	700	Литой 411,9, сварной 384,6	Прямоосный, в шахте турбины	2	800	1250	11,11	
		700	353,3		2	800	1256	11,1	
		700	360,05	Торовый, 4 плунжера, на крышке турбины	1	425	1100	29,16	
Асимметричный	Нет	480	64,96	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	250	605	0,81	
		600	171,98	Прямоосный, в шахте турбины	2	700	850	5,84	
	Есть	460	44,43	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	300	565	1,02	

Наименование ГЭС, место установки	Направляющий							
	Высота		Диаметр расположе- ния осей лопаток		Число лопаток	Втулка цапф направляю- щих лопаток		Предохранительное приспособление
	$\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	$b_0, \text{ мм}$	$\frac{D_0}{D_1}$	$D_0, \text{ мм}$		Материал	Смазка	
Головная, р. Вахш	0,35	1925	1,16	6350	24	Верхние — древпластик, нижняя — капрон	Водяная	
Уч-Курганская, р. Нарын	0,35	1750	1,16	5800	24	Верхняя — древпластик, нижняя и средняя — бронза	Густая масляная	
	0,35	1750	1,16	5800	24			
Дыховская (Поль- ша)	0,34	1370	1,24	4960	24	Бронза		Разрывной болт
Иркутская, р. Ангара	0,35	2500	1,165	8400	32	Древпластик	Водяная	Срезной палец
Джердап—Желез- ные Ворота (Юго- славия, Румыния)	0,375	3560	1,16	11 000	32	Бронза	Густая масляная	
Фархадская, р. Сыр-Дарья	0,33	1328	1,22	4960	24			
Ивайлоградская (Болгария)	0,35	1300	1,16	4300	24	Древпластик	Водяная	
«Меттур-Таннел», р. Кавери (Индия)	0,35	1570	1,16	5250	24	Бронза	Густая масляная	
Верхне-Тулом- ская, р. Тулома	0,35	1470	1,16	4900	24	Древпластик	Водяная	
Вилюйская, р. Вилюй	0,35	1440	1,16	4750	24			
Серебрянская № 1, р. Воронья	0,35	1260	1,16	4200	24			

аппарат				Сервомоторы направляющего аппарата				
Профиль лопатки	Выем лопатки	Максимальное открытие, мм	Вес, т	Тип и расположение (давление масла см. ниже -- система регулирования)	Количество	Диаметр, мм	Максимальный ход, мм	Вес, т
Симметричный	Есть	450	170	Крыльчатый в крышке турбины	4	Ø 450 высота 425	219°	0,85
		430	90,6		2	500	640	2,47
		430	90,6		2	500	640	2,47
Асимметричный	Нет	440	40,3	Прямоосный, в шахте турбины	2	500	460	1,76
Симметричный	Есть	500	225,5		2	700	850	5,3
	Нет	700	512,50	Прямоосный сдвоенный	2	600	1200	9,51
Асимметричный		Нет	370	49,7	Прямоосный, в шахте турбины	2	500	470
	Есть		295	57,5	Прямоосный, на спиральной камере	2	500	470
	Нет	375	80,47	Прямоосный сдвоенный, на крышке турбины	2	300	520	0,96
		300	72,01	Прямоосный сдвоенный	2	300	450	0,96
		400	96,5	Прямоосный, в шахте турбины	2	500	590	3,5
		250	71,8		2	450	370	1,45

Наименование ГЭС, место установки	Исполнение	Число колонн с зу- бом	Полная высота статора мм	Ста	
				Диаметр,	
				макси- мальный	входной по колоннам
«Чир-Юрт» II, р. Сулак	Сварно-литой	12	3065	7820	7740
Беломорская, р. Выг	Сварной, с верхним кольцом направляющего аппарата	12	3160	8650	8550
Киевская, р. Днепр	Сварно-литой	8	2530	11 280	—
Палакоргская, р. Выг	Сварной, с верхним кольцом направляющего аппарата	12	3160	8650	8550
Рыбоподъемный агрегат Са- ратовской ГЭС		12	2690	7750	7675
Саратовская, р. Волга	Сварно-литой	16	5645	15 700	15 560
Саратовская, р. Волга	Сварно-литой, с верх- ним кольцом направля- ющего аппарата	16	5645	15 700	15 560
Днепродзержинская, р. Днепр		17	5250	13 950	13 850
Ортачальская, р. Кура	Сварной	12	2100	5850	5750
Череповецкая, р. Шексна	Сварно-литой	8	2000	10 600	—
Краснооскольская, р. Оскол		10	1320	3557	3420
Выгостровская, р. Выг	Сварной, с верхним кольцом направляющего аппарата	12	3160	8650	8550
Горьковская, р. Волга	Колонны	18	5000	14 356	14 300
«Свирь» II, р. Свирь		18	4550	12 850	12 700
Кременчугская, р. Днепр	Сварной, с верхним кольцом направляющего аппарата	17	4425	11 990	11 990
Камская, р. Кама	Сварно-литой	12	2455	7350	7738
Камская, р. Кама	Сварной	—	—	—	—
Цимлянская, р. Дон		14	3750	10 670	10 200
Воткинская, р. Кама	Сварно-литой	16	4520	14 000	13 850
Борисоглебская, р. Паз	Сварной	12	2695	7750	7675

тор		Спиральная камера				
мм	Вес, т	Исполнение	Угол охвата в плане град	Площадь входного сечения, м ² (для круглого сечения указан диаметр в мм)	Средняя скорость во входном сечении м/сек	Максимальная ширина В в плане мм
выходной по колоннам						
6740	34,8	Бетонная, таврового сечения	91	50,8	1,8	24 000
7450	48,69	Бетонная, с плоским потолком	180	38,8	2,68	14 700
—	131,7	Подвод прямоточный	—	—	—	—
7450	51,25	Бетонная, с плоским потолком	180	26,0	2,83	14 700
6750	25,76	Бетонная, таврового сечения	225	26,0	2,4	14 800
13 520	237,62		136	132,0	2,01	40 000
13 520	237,0		135	132,0	2,0	40 000
12 100	192,6	Бетонная, с плоским потолком	180	98,6	2,8	23 500
5000	13,64		180	11,15	3,5	8600
—	120,5	Подвод прямоточный	—	—	—	—
2900	5,5	Бетонная, таврового сечения	192	3,8	2,8	5500
7450	51,25	Бетонная, пол плоский	180	24,7	4,1	14 000
12 500	103,32	Бетонная, с плоским потолком	192	86,5	2,94	23 000
10 900	85,56		192	62,2	3,14	19 600
10 400	137,2	Бетонная, таврового сечения	180	81,6	3,0	21 500
6000	42,7	Бетонная, с плоским потолком	190	21,8	4,2	12 000
—	33,48 и 23,85 (два статора)	Два подводящих водовода по обе стороны специального бычка, в котором расположен генератор	—	—	—	—
8800	115,0	Бетонная, с плоским потолком	192	39,42	3,73	16 700
12 100	48,0		180	95,5	3,71	23 500
6750	25,76	Бетонная, таврового сечения	270	47,5	2,75	15 500

Наименование ГЭС, место установки	Исполнение	Число колонн с зу- бом	Полная высота статора мм	Диаметр,	
				макси- мальный	входной по колоннам
Волжская им. В. И. Ленина, р. Волга	Литой	17	4500	14 000	13 850
Волжская им. XXII съезда КПСС, р. Волга		17	4500	14 000	13 850
		17	4500	14 000	13 850
Путкинская, р. Кемь	Сварной	12	2695	7750	7650
Нарвская, р. Нарова		14	3750	10 670	10 200
«Хиракуд» II, р. Маханади (Индия)		12	2620	6750	—
Головная, р. Вахш	Сварно-литой	14	2640	8730	8850
Уч-Курганская, р. Нарын	Сварной	12	2540	7800	7700
Уч-Курганская, р. Нарын		12	2540	7800	7700
Дыховская (Польша)	Завод не изготавлил				
Иркутская, р. Ангара	Сварно-литой	18	3630	11 450	11 200
Джердап—Железные Ворота (Югославия, Румыния)	Сварной	12	4490	14 170	14 150
Фархадская, р. Сыр-Дарья	Завод не изготавлил				
Ивайлоградская (Болгария)	Сварно-литой	12	2050	6050	5750
«Меттур-Таннел», р. Кавери (Индия)		12	2455	7350	7000
Верхне-Туломская, р. Тулома		12	2390	6800	6450
Вилюйская, р. Вилюй		12	2200	6650	6300
Серебрянская № 1, р. Воронья	Сварной	12	2090	6000	5700

тор		Спиральная камера					
мм	Вес, т	Тип и исполнение	Угол охвата в плане град	Площадь входного сечения, м ² (для круглого сечения указан диаметр в мм)	Средняя скорость во входном сечении м/сек	Максимальная ширина В в плане мм	
выходной по колоннам							
12 200	166,0	Бетонная, таврового сечения	135	63,0	4,23	25 000	
12 200	166,0		135	63,0	4,24	25 000	
12 200	166,0		135	61,0	4,24	25 000	
6750	51,6		270	33,8	3,66	15 000	
8800	115,0	Бетонная, с плоским толчком	192	39,16	3,62	16 700	
5670	35,46	Бетонная, таврового сечения	345	29,6	4,1	14 600	
7480	39,8		192	25,74	4,3	20 400	
6750	36,65	Бетонная, с плоским толчком	225	25,6	4,56	17 000	
6750	36,65		225	28,4	4,56	17 000	
		Стальная сварная	347	∅ 4930	5,8	14 200	
9600	115	Бетонная, таврового сечения	192	50,8	4,3	20 400	
12 450	144,9		225	103,0	4,4	27 500	
Завод не изготовлял							
5000	16,1	Металлическая, круглого сечения	Вес 59,6 т	345	∅ 4400	5,8	12 830
6000	45,36		» 109,5 »	345	∅ 5960	4,1	16 200
5600	39,01		» 68,63 »	345	∅ 5200	5,6	14 600
5450	41,8		» 160,0 »	345	∅ 5700	6,2	15 830
4850	36,0		» 50,89 »	345	∅ 4280	6,45	12 400

Наименование ГЭС, место установки	Отсасывающая труба							
	Исполнение	Высота		Длина		Выходное сечение		
		$\frac{h_1}{D_1}$	$h_1, \text{мм}$	$\frac{L}{D_1}$	$L, \text{мм}$	Высота мм	Ширина мм	Скорость м/сек
«Чир-Юрт» II, р. Сулак	Раструбная с кондом	2,3	11 500	—	—	5000	24 000	1,8
Беломорская, р. Выг	Изогнутая	1,915	10 530	4,0	22 000	5500	13 500	1,96
Киевская, р. Днепр	Горизонтальная прямоосная	—	—	4,5	27 000	11 700	12 000	2,1
Палакоргская, р. Выг	Изогнутая	1,915	10 530	4,0	22 000	5500	13 500	2,5
Рыбодъемный агрегат Саратовской ГЭС	Коническая, по чертежу Гидропроекта	2,9	14,5	4,0	21 800	1100	По чертежам Гидропроекта	
Саратовская, р. Волга	Изогнутая	2,25	23 150	3,8	39 000	9500	40 000	2,12
		2,25	23 150	3,8	39 000	9500	40 000	2,1
Днепродзержинская, р. Днепр		1,915	17 800	4,0	37 200	9650	23 500	2,9
Ортачальская, р. Кура		1,727	6900	4,4	16 300	3700	9000	2,34
Череповецкая, р. Шексна	Прямая коническая	—	—	—	22 500	8500	11 500	2,2
Краснооскольская, р. Оскол	Изогнутая	2,1	4200	4,75	9500	2300	5000	1,7
Выгостровская, р. Выг		1,915	10 530	3,9	21 500	6000	12 500	3,0
Горьковская, р. Волга		1,915	17 210	3,61	32 500	900	22 000	2,96
«Свирь» II, р. Свирь		1,915	15 330	3,42	27 400	7650	18 500	4,9
Кременчугская, р. Днепр		1,915	15 300	4,1	32 800	8600	20 500	3,2
Камская, р. Кама		1,915	9570	4,85	24 200	6040	11 130	3,0

Система регулирования					Противоразгонная защита	Наличие режима синхронного компенсатора	Диаметр клапана срыва вакуума, мм
Регулятор		Маслонапорная установка		Давление масла в системе регулирования кг/см ²			
Тип	Вес, т	Тип	Вес, т				
РК-150	2,9	МНУ4-25	7,2	25	Золотник аварийного закрытия	Нет	200
РК-100	2,34	МНУ4	4,39	25	Щиты в отсасывающей трубе	Есть	250
ЭГРК-150	1,4	МНУ12,5-40	17,0	40	Золотник аварийного закрытия	Нет	—
РКМ-100	1,66	МНУ4	4,39	25	Щиты в отсасывающей трубе	Есть	250
ЭГРКМ-100-2	1,87	МНУ4М-1/25	6,14	25	Золотник аварийного закрытия	Нет	250
ЭГРК-150-2	3,07	МНУ25-2/40	30,5	40	Золотник аварийного закрытия (аварийная МНУ—МНУ соседнего агрегата)		400**
ЭГРКМ-150	2,5	МНУ25-40	30,1	40	Золотник аварийного закрытия	Есть	500
ЭГРК-150	2,65	МНУ36-40	44,4	40			400
РКМ-100	1,8	МНУ2,5-1/25	3,9	20		Нет	122
ЭГРК-100	1,86	МНУ12,5 на два агрегата	11,99	25			250
РК-100	2,3	МНУ1,7-25	4,8	25			140
РК-100	2,34	МНУ4	4,39	25		Есть	250
УК-250	6,6	МНУ27	27,0	20		Быстропадающие щиты в отсасывающей трубе	Нет
УК-250	6,6	МНУ20	28,1	20	Быстропадающие щиты в начале водовода	Есть	300 **
РК-200	3,5	МНУ20-25	28	25	Золотник аварийного закрытия		400
РК-150	2,75	МНУ20 на три агрегата	28,16	20	Щиты с водоприемным сооружением	Нет	200

Наименование ГЭС, место установки	Отсасывающая труба							
	Исполнение	Высота		Длина		Выходное сечение		
		$\frac{h_1}{D_1}$	$h_1, \text{ м}$	$\frac{L}{D_1}$	$L, \text{ м}$	Высота мм	Ширина мм	Скорость м/сек
Камская, р. Кама	Прямая коническая	—	—	4,2	1900	6400	11 600	2,18
Цимлянская, р. Дон	Изогнутая	1,915	12 630	3,6	23 800	7000	15 200	3,04
Воткинская, р. Кама		1,915	17 830	4,1	38 500	10 800	21 500	3,3
Борисоглебская, р. Паз		2,46	12 320	5,1	25 500	5400	15 600	3,94
Волжская им. В. И. Ленина, р. Волга		2,24	20 830	4,5	42 000	11 240	24 000	2,85
Волжская им. XXII съезда КПСС, р. Волга		2,24	20 830	4,75	45 150	12 006	24 000	2,84
		2,24	20 830	4,75	45 150	12 006	24 000	2,74
Путкинская, р. Кемь		1,915	9570	4,0	20 000	5000	12 500	3,0
Нарвская, р. Нарова		1,915	12 630	3,6	23 800	7000	15 200	2,63
«Хиракуд» II, р. Маханади (Индия)		2,3	10 160	4,95	21 300	5300	11 800	3,4
Головная, р. Вахш		1,915	13 800	3,82	27 500	7000	18 400	3,5

Система регулирования					Противоразгонная защита	Наличие режима синхронного ком-пенсатора	Диаметр клапана срыва вакуума, мм	
Регулятор		Маслонапорная установка		Давление масла в системе регу-лирования кг/см ²				
Тип	Вес, т	Тип	Вес, т					
РК-100	2,35	МНУ20-25 на три турбины	28,0	20—25	Торможение разворотом лопастей	Нет	200	
УК-150	2,87	МНУ14	19,16	20	Быстропадающие щиты в начале водовода	Есть	300	
ЭГРК-150	2,16	МНУ30А	20,9	25			Золотник аварийного закрытия	400
ЭГРК-100	1,71	МНУ4	4,39	25			Золотник аварийного закрытия; быстропадающие щиты в начале водовода	250
РКО-250	5,3	МНУ32	33,0	25—27—30	Золотник аварийного закрытия	Нет	400	
РКО-250	5,3	МНУ32-1	42,5	25—27			400	
ЭГРК-150	2,15	МНУ20А-40	22,38	40			400	
ЭГРК-100	1,87	МНУ4	4,39	25			Есть	250
УК-150	2,87	МНУ14	19,16	20	Быстропадающие щиты в начале водовода		300	
РК-100	2,35	МНУ5,6	4,7	25	Торможение разворотом лопастей	Нет	250	
ЭГРК-100	1,4	МНУ5,6-40	9,6	40	Золотник аварийного закрытия; быстропадающие щиты в начале водовода	Есть	300	

Наименование ГЭС, место установки	Отсасывающая труба							
	Исполнение	Высота		Длина		Выходное сечение		
		$\frac{h_1}{D_1}$	$h_1, \text{мм}$	$\frac{L}{D_1}$	$L, \text{мм}$	Высота мм	Ширина мм	Скорость м/сек
Уч-Курганская, р. Нарын	Изогнутая	2,36	11 790	4,3	21 500	5000	21 500	2,66
		2,36	11 790	4,3	21 500	5000	21 500	2,66
Дыховская (Польша)	Завод не изготовлял							
Иркутская, р. Ангара	Изогнутая	1,915	13 800	3,82	27 500	7000	18 400	3,5
Джердап—Железные Ворота (Югославия, Румыния)		2,7	25 650	4,42	42 000	11 826	25 000	2,7
Фархадская, р. Сыр-Дарья	Завод не изготовлял							
Ивайлоградская (Болгария)	Изогнутая	1,915	7100	4,0	14 800	4000	9000	2,5
«Меттур-Таннел», р. Кавери (Индия)		2,3	10 315	5,1	23 000	5200	15 000	1,96
Верхне-Тулумская, р. Тулома		2,65	11 115	5,95	25 000	6000	10 000	1,97
Вилюйская, р. Вилюй	Изогнутая с цилиндрическим коленом	4,7	19 305	11,7	48 000	11 730	6770	2,4
Серебрянская № 1, р. Воронья	Изогнутая	2,3	8280	4,0	14 400	3850	9000	2,9

** На этих турбинах установлено по четыре клапана срыва вакуума, на остальных — по два.

Система регулирования					Противоразгонная защита	Наличие режима синхронного коммутатора	Диаметр клапана срыва вакуума, мм
Регулятор		Маслонапорная установка		Давление масла в системе регулирования, кг/см ²			
Тип	Вес, т	Тип	Вес, т				
РК-150	2,75	МНУ10	5,8	25	Золотник аварийного закрытия; аварийный маслонасосный агрегат	Есть	250
РК-150	2,75	МНУ10	5,8	25	Аварийный маслонасосный агрегат		250
УК-150	2,87	МНУ4	7,75	20	Быстропадающие щиты в начале водовода		140
РК-200	3,5	МНУ20-25	28	25	Золотник аварийного закрытия; быстропадающие щиты на выходе из отсасывающей трубы		300
ЭГРКМ-250-3	3,63	МНУ36-2/40	49,6	40	Золотник аварийного закрытия и аварийная МНУ		400 **
РК-100	2,35	МНУ4	2,46	25	Быстропадающие щиты в начале водовода	Нет	200 **
РК-100	2,3	МНУ8-25	11,7	25	Золотник аварийного закрытия; дисковый затвор перед турбиной диаметром 4500 мм	Есть	250
РКМ-100	1,66	МНУ8	8,95	25	Золотник аварийного закрытия	Нет	250
ЭГРК-100	1,885	МНУ5,6	7,80	25	Золотник аварийного закрытия; быстропадающие щиты в начале водовода	Есть	250
ЭГРК-100	1,4	МНУ12,5-40	17,0	40	Золотник аварийного закрытия; дисковый затвор перед турбиной диаметром 6000 мм	Нет	200
ЭГРК-100-2	1,4	МНУ5,6-1/40	9,5	40	Золотник аварийного закрытия; быстропадающие щиты в начале водовода	Есть	200

Таблица III.2. Радиально-

Наименование ГЭС, место установки	Основные данные							
	Тип установки	Типоразмер турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска первой турбины	Напор расчетный по мощности H_p , м	Коллание напоров $H_{max} - H_{min}$, м	Номинальная (максимальная) мощность N одной турбины при H_p , Мвт	
Тавакская, р. Чирчик	Деривационная	PO123-B-305	ЛМЗ	1951—1955	30,0	34,5—28,3	18	
Князегубская, р. Ковда		PO211-B-410		1953	34,0	39,5—29	33 (37)	
Плявиньская, р. Даугава	Русловая	PO984-B-600	ХТГЗ	1964	34,0	40—29	85	
Комсомольская, р. Чирчик	Деривационная	PO123-B-300	ЛМЗ	1951—1955	35,5	40—35,3	21,2	
Днепровская, р. Днепр	Приплотинная	PO123-B-545		1946	36,3	39,4—26,7	75	
Усть-Каменогорская, р. Иртыш		PO123-B-545		1951	39,8	41,8—35,9	85	
Мингечаурская, р. Кура		PO211-B-410		1952	52,0	62—48	61,5	
Бухтарминская, р. Иртыш		PO211-B-410		1958	61,0	66—58,5	77	
		Д45-5а-435 (диагональная)		1964	61,0	66—58,5	77 (90)	
Асуанская, р. Нил (ОАР)		PO7286-B-630		1966	57,5	74—35	180 (200)	
Киевская ГАЭС, р. Днепр		Деривационная		РОНТ18-B-465	ХТГЗ	1969	Насос — 65,0; турбина — 69,5	Насос — 74 — 66,5; турбина — 70,5—63
«Нива» III, р. Нива		Подземная	PO82-B-295	ЛМЗ	1947	74,0	79—68,5	38,5
Красноярская, р. Енисей	Приплотинная	PO697-B-750	1964		93,0	100,5—76	508	
Братская, р. Ангара		PO662-B-550	1960		96,0	106—92	217 (230)	
Антон-Ивановская (Болгария)		PO662-B-225	ХТГЗ		1963	114,5	122,4—92,4	41,2
«Бхакра» (Индия)		PO6386-B-410	ЛМЗ		1964	121,92	158,5—79,9	127
Чиркейская, р. Сулак		PO9896-B-450	ХТГЗ		1970	170,0	207—156	256
Нурекская, р. Вахш		PO957-B-475			1971	223,0	275—207	310
«Балимела» (Индия)		Деривационная	PO683-B-280		ЛМЗ	1971	257,0	289,4—257
Гюмушская, р. Раздан (Загс)			PO246-B-265	1953		285,0	290,3—281	55,2 (57)
«Храм» II, р. Храми	Подземная	PO683-B-245	1960	307,3		324,3—292,3	56,5	
«Ингури», р. Кура		PO960а-II-B-450	ХТГЗ	1970	325,0	404—280	265	
Татевская, р. Воротан	Ковшовая	К461-B-186	ЛМЗ	1967	568,82	575,8—538,3	54,6	

осевые гидротурбины

гидротурбинного оборудования

Расход воды при H_p		Скорость вращения об/мин			Направление вращения	Высота отсасы-вания H_s при H_p м	Осевое усилие от турбины, Т		Диаметр шахты турбины, мм	Расстояние между осями агрегата, мм	Вес турбины (с складными частями), т
Q , м ³ /сек	Q'_1 , л/сек	Нормальная n	Разгонная n_p	Приведенная n'_1			Полное	Гидравлическое			
67,3	1320	150	300	84	Левое	+2,4	180	147	4250	16 000	152,5
112	1146	100	190	70	Правое	+3,0	220	147	6000	18 000	311
280	1330	88,3	165	91		+2,75	550	380	8600	18 600	535
68,5	1240	150	320	76	Левое	+2,0	220	187	4250	16 000	229,2
237	1340	83,3	167	75	Правое	+3,15	500	370	7320	22 000	623,6
236	1260	83,3	167	72		+2,2	500	352	7620	22 000	642,2
136	1100	125	240	66		+0,5	315	240	6000	18 000	338,5
142,5	1100	125	246	66		-0,3	324	250	6000	19 000	304,0
142	960	150	305	90		-5,0	1000	900	5420	19 000	426,0
350	1150	100	210	78,5		-0,5	1260	1070	8800	22 000	728,2
На-сос — 50; турбина — 63,5	365	166,7	215	94	Реверсивная машина	-4,3	257	200	6500	13 000	210
60	800	187,5	375	64	Левое	+2,5	250	215	4900	14 500	200,3
615	1130	93,75	180	73	Правое	-2,8	1600	1250	10 600	30 000	1350
254	860	125	250	70		0,0	700	555	7700	22 000	580
40	730	300	600	63		-2,15	135	122,5	Турбинный зал	12 000	115
116	625	187,5	393	68,5	Левое	0,0	630	575	5800	18 288	337,2
168	650	200	360	66		-6,0	844	750	6500	24 000	460
155	457	200	360	61	Правое	-8,3	1040	940	7200	19 500	590
28,5	227	375	620	65,5		-2,0	265	240	4100	12 000	194,0
22,5	182	375	600	59		+1,0	275	255	—	12 000	156,9
20,7	200	428,6	725	60		-0,6	245	230	2900	24 000	146,0
90	248	250	415	61	Левое	-7,8	790	670	6500	17 500	460
11	150	500	910	39	Правое	—	—	—	3500	11 000	132

Наименование ГЭС, место установки	Рабочее колесо				Вал тур			
	Тип	Номинальный диа- метр, мм	Число рабочих ло- пастей	Вес, т	Исполнение	Диаметр, мм		Длина, мм
						Наружный	Внутренний	
Тавакская, р. Чирчик	PO123	3050	14	19,96	Кованый	650	150	4200
Князегубская, р. Ковда	PO211	4100	14	46,43		900	200	4020
Плявиньская, р. Даугава	PO984	6000	15	122,7	Сварно- кованый	1300	1050	6305
Комсомольская, р. Чир- чик	PO123	3000	14	22,75	Кованый	650	150	4200
Днепровская, р. Днепр	PO123	5450	14	95,6		1100	300	4035
Усть-Каменогорская, р. Иртыш	PO123	5450	14	112,75		1100	300	4035
Мингечаурская, р. Кура	PO211	4100	14	46,4		900	200	5020
Бухтарминская, р. Ир- тыш	PO211	4100	14	44,72		900	300	5020
	Д45-5а	4350	10	93,0		Цельнокова- ный	1100	855
Асуанская, р. Нил (ОАР)	PO7286	6300	14	129,16	Сварной трубчатого сечения	1500	1100	6870
Киевская ГАЭС, р. Днепр	POHT18	4650	6	40,0	Сварно- кованый	800	640	2875
«Нива» III, р. Нива	PO82	2950	15	19,0	Кованый	748	150	4200
Красноярская, р. Енисей	PO697	7500	14	245,37	Сварной	2300	1900	7700
Братская, р. Ангара	PO662 *	5500	14	103,04		1500	1200	3890
Антон-Ивановская (Бол- гария)	PO662	2250	14	7,6	Кованый	600	425	4610
«Бхакра» (Индия)	PO6386	4100	15	37,5	Цельнокова- ный	995	700	3560
Чиркейская, р. Сулак	PO9896	4500	17	61,5		1400	1200	5580
Нурекская, р. Вахш	PO957	4750	17	67,1		1400	1100	4395
«Балимела» (Индия)	PO683	2800	19	10,9		650	400	4415

бны			Направляющий подшипник				
Фланец, мм		Вес, л	Смазка	Материал вкладыша	Диаметр в свету, мм	Высота рабочей части, мм	Вес, л
Диаметр со стороны генератора	Толщина со стороны генератора						
со стороны рабочего колеса	со стороны рабочего колеса						
$\frac{1350}{1350}$	$\frac{230}{230}$	12,65	Водяная	Резина	665	540	2,87
$\frac{1510}{1510}$	$\frac{245}{220}$	26,76			920	720	4,21
$\frac{2000}{2000}$	$\frac{270}{270}$	31,8			Графито-каучуковая масса	1330	400
$\frac{1350}{1350}$	$\frac{230}{230}$	12,65	Густая масляная	Баббит	665	575	3,87
$\frac{1850}{1850}$	$\frac{260}{260}$	35,1	Водяная	Резина	1120	1040	11,8
$\frac{1850}{1850}$	$\frac{260}{260}$	35,1			1120	1040	11,8
$\frac{1524}{1510}$	$\frac{245}{220}$	28,18			920	720	4,31
$\frac{1510}{1510}$	$\frac{245}{220}$	30,2			920	740	4,37
$\frac{1660}{2100}$	$\frac{260}{180}$	36,17			1120	650	4,37
$\frac{2160}{2160}$	$\frac{270}{270}$	60,66			Жидкая масляная	Баббит	1900
$\frac{1270}{1270}$	$\frac{175}{175}$	8,1	Водяная	Графито-каучуковая масса	820	500	2,2
$\frac{1350}{1350}$	$\frac{250}{250}$	16,3		Древпластик	760	1050	6,32
$\frac{3150}{3150}$	$\frac{350}{350}$	99,9		Резина	2390	1000	15,04
$\frac{2160}{2160}$	$\frac{270}{270}$	32,72			1520	840	8,45
$\frac{600}{820}$	$\frac{180}{180}$	6,2			610	400	1,5
$\frac{1540}{1540}$	$\frac{250}{210}$	17,5			Густая масляная	Баббит	1000
$\frac{2080}{2080}$	$\frac{280}{280}$	33,0	Жидкая масляная	Баббит	1800	400	18,9
$\frac{2080}{2080}$	$\frac{280}{280}$	30,4			1800	400	17,6
$\frac{1050}{1050}$	$\frac{180}{180}$	9,7			950	300	2,48

Наименование ГЭС, место установки	Рабочее колесо				Вал тур			
	Тип	Номинальный диаметр, мм	Число рабочих лопастей	Вес, т	Исполнение	Диаметр, мм		Длина, мм
						Наружный	Внутренний	
Гюмушская, р. Раздан (Занга)	PO246	2650	17	8,56	Кованый	600	150	4520
«Храм» II, р. Храми	PO683	2450	19	6,84	Литые фланцы, кованая труба	600	400	3880
Ингури, р. Кура	PO960a-II	4500	13	74,2	Кованый	1400	1220	4695
Татевская, р. Воротан	K461	1860	20 ковшей	56,55	Цельнокованный	700; 900; 600	300	4000

* Одна турбина имеет колесо типа PO669 весом 112,08 т.

Наименование ГЭС, место установки	Направляющий							
	Высота		Диаметр расположения осей лопаток		Число лопаток	Втулки цапф направляющих лопаток		
	$\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	b_0 , мм	$\frac{D_0}{D_1}$	D_0 , мм		Материал	Смазка	
Тавакская, р. Чирчик	0,34	1050	1,15	3500	24	Бронза	Густая масляная	
Князегубская, р. Ковда	0,3	1230	1,16	4750	24	Древпластик	Водяная	
Плявиньская, р. Даугава	0,35	2100	1,183	7100	24			
Комсомольская, р. Чирчик	0,35	1050	1,23	3500	24	Бронза	Густая масляная	
Днепроовская, р. Днепр	0,366	1990	1,15	6250	24			
Усть-Каменогорская, р. Иртыш	0,365	1985	1,15	6250	24	Верхняя — бронза, нижняя — древеспластик	Густая масляная и водяная	
Мингечаурская, р. Кура	0,3	1230	1,16	4750	24	Бронза	Густая масляная	

бины			Направляющий подшипник						
Фланец, мм		Вес, т	Смазка	Материал вкладыша	Диаметр в свету мм	Высота рабочей части, мм	Вес, т		
Диаметр со стороны генератора	Толщина со стороны генератора								
со стороны рабочего колеса	со стороны рабочего колеса								
1045 1098	170 170	11,24	Водяная	Резина	615	500	3,0		
1000 1000	180 200	6,79	Густая масляная	Баббит	605	440	2,16		
2080 2080	280 280	26,0	Жидкая масляная		1800	400	18,9		
1050 1140	150 150	9,35			900	—	6,98		
аппарат				Сервомоторы направляющего аппарата					
Предохранительное приспособление	Профиль лопатки	Наличие выема лопатки	Максимальное открытие, мм	Вес, т	Тип и расположение (давление масла см. «Система регулирования») в	Количество	Диаметр, мм	Максимальный ход, мм	Вес со ступором, т
Разрывной болт	Асимметричный	Нет	250	28,4	Прямоосный в шахте турбины	2	350	400	0,94
			350	67,86		2	600	550	3,5
Срезной палец	Симметричный	Есть	530	188,4	Торовый на крышке турбины	2	500	530	3,5
Разрывной болт		Асимметричный	Нет	300	28,5	Прямоосный в шахте турбины	2	350	400
	400			149,4	2		600	600	3,46
	410			144,76	2		600	600	3,46
	350			63,2	2		600	550	3,5

Наименование ГЭС, место установки	Направляющий						
	Высота		Диаметр расположения осей лопаток		Число лопаток	Втулки цапф направляющих лопаток	
	$\frac{b_0}{D_1}$	b_0 , мм	$\frac{D_0}{D_1}$	D_0 , мм		Материал	Смазка
Бухтарминская, р. Иртыш	0,3	1230	1,16	4750	24	Древпластик	Водяная
Бухтарминская **	0,25	1087	1,42	6200	24		
Асуанская, р. Нил (ОАР)	0,3	1890	1,16	7300	24	Бронза	Густая масляная
Киевская ГАЭС, р. Днепр	0,146	680	1,16	5400	16	Древпластик	Водяная
«Нива» III, р. Нива	0,203	600	1,25	3700	20	Бронза	Густая масляная
Красноярская, р. Енисей	0,25	1880	1,16	8700	24	Древпластик	Водяная
Братская, р. Ангара	0,2	1100	1,16	6400	24		
Антон-Ивановская (Болгария)	0,2	450	1,16	2650	16		
«Бхакра» (Индия)	0,2	820	1,16	4750	24	Бронза	Густая масляная
Чиркейская, р. Сулак	0,16	720	1,2	5400	24		
Нурекская, р. Вахш	0,12	570	1,22	5800	24		
«Балимела» (Индия)	0,102	286	1,18	3300	24		
Гюмушская, р. Раздан (Занга)	0,08	216	1,21	3200	24		
«Храм» II, р. Храми	0,102	250	1,22	3000	24		
Ингури, р. Кура	0,1	450	1,2	5400	24	Бронза	
Татевская, р. Воротан	Направляющий аппарат имеет шесть сопл. Выходной диаметр На всех соплах в непосредственной близости устанавливаются от						

** Турбина Бухтарминской ГЭС является диагональной с коническим направляющим аппаратом.

аппарат					Сервомоторы направляющего аппарата				
Предохранительное приспособление	Профиль лопатки	Наличие выема лопатки	Максимальное открытие, мм	Вес, т	Тип и расположение (давление масла см. «Система регулирования»)	Количество	Диаметр, мм	Максимальный ход, мм	Вес со стопором т
Срезной палец	Асимметричный	Есть	340	65,22	Прямоосный в шахте турбины	2	600	500	3,66
Разрывной болт			$\alpha = 40^\circ$	80,10	Торовый кольцевой	4 плунжера	380	380	7,35
Срезной палец	Симметричный	Нет	560	221,162	Прямоосный двойной, на опорах подпятника	2	500	780	5,38
			405	66,7	Прямоосный в шахте турбины	2	450	375	1,9
Разрывной болт	300		49,35	2		500	413	1,93	
Срезной палец	Асимметричный		600	387,0	Прямоосный двойной, на опоре подпятника	2	750; 650	730	8,84
			430	155,51	Прямоосный двойной, на крышке турбины	2	560	570	3,67
			260	19,0	Прямоосный, на спиральной камере	2	400	285	1,2
			305	85,8	Прямоосный двойной	2	400	415	2,2
	Симметричный		375	115	Прямоосный, в специальном помещении	2	700	540	5,1
			330	142,5		2	750	510	7,2
			155	37,41	Прямоосный, на спиральной камере	2	300	316	0,659
		Асимметричный	130	40,9	Прямоосный, в шахте турбины	2	450	230	1,63
			125	33,6	Прямоосный, на спиральной камере	2	450	212	1,37
			260	155,7	Прямоосный, в специальном помещении	2	700	440	6,6
сопла 200 мм. Максимальный ход иглы 125 мм. секатели, которые управляются сервомотором					Прямоосный, на верхней плоскости кожуха	1	300	295	0,57

Наименование ГЭС, место установки	Статор					
	Исполнение	Число колонн с зубом	Полная высота статора мм	Диаметр, мм		
				Макси- мальный	Входной по колон- нам	Выходной по колон- нам
Тавакская, р. Чирчик	Литой	12	1760	5126	4800	4050
Княжегубская, р. Ковда		12	2373	6974	6480	5400
Плявиньская, р. Даугава	Сварно-литой	12	3020	9800	9350	8150
Комсомольская, р. Чир- чик	Литой	12	1760	5120	4800	4050
Днепровская, р. Днепр		12	2927	8610	8230	7280
Усть-Каменогорская, р. Иртыш		12	2927	8610	8230	7280
Мингечаурская, р. Кура		12	2378	6973	6480	5400
Бухтарминская, р. Ир- тыш		12	2378	6974	6480	5400
Асуанская, р. Нил (ОАР)	Сварно-литой	12	2000	8500	—	—
Киевская ГАЭС, р. Днепр		12	3260	10 600	10 125	8550
		8	1560	7390	7040	6210
«Нива» III, р. Нива	Литой	10	1580	6230	5795	4720
Красноярская, р. Енисей	Сварно-литой	12	3440	12 200	~ 11 800	10 000
Братская, р. Ангара		12	2300	8800	~ 8400	7300
Антон-Ивановская (Бол- гария)		8	1160	4000	3750	3200
«Бхакра» (Индия)		12	2400	6850	~ 6760	5450
Чиркейская, р. Сулак		12	2080	7500	7350	6150
Нурекская, р. Вахш		12	2180	8670	8620	6750
«Балимела» (Индия)		Литой, с прива- ренной спираль- ной камерой	12	1465	4750	4344
Гюмушская, р. Раздан (Занга)	Литой, объединен со спиральной камерой	12	800	—	3990	3590
«Храм» II, р. Храми	Сварной, объеди- нен со спиралью	12	1131	4308	3870	3390
«Ингури», р. Кура	Сварно-литой	12	2850	7300	6940	6100
Татевская, р. Воротан	—	—	—	—	—	—

Спиральная камера						
Вес, т	Исполнение	Угол охвата в плане град	Диаметр входного сечения, мм (для камер таврового сечения дана площадь в м ²)	Средняя скорость во входном сечении м/сек	Максимальная ширина в плане мм	Вес, т
18,15	Металлическая, круглого сечения	360	∅ 4500	4,1	24 000	35,23
38,5		345	∅ 4964	5,35	14 500	68,24
57,2	Бетонная, таврового сечения	270	48,8	4,3	14 000	—
18,15	Металлическая, круглого сечения	360	∅ 4500	4,33	13 000	35,23
60,0		342	∅ 7620	5,26	20 500	147,8
60,0		342	∅ 7620	5,0	20 500	150,0
38,5		347	∅ 5300	6,83	14 500	84,33
37,0		347	∅ 4968	7,2	14 400	77,4
70,22		345	∅ 4965	8,0	14 500	82,8
109,00	Бетонная, таврового сечения	285	41,2	6,7	18 800	—
27,0	Металлическая, круглого сечения	345	∅ 2800	8,3 — насос; 9,4 — турбина	11 600	31,5
32,0		353	∅ 3750	5,75	12 000	40,94
180,13		345	∅ 8700	9,65	26 000	250,86
66,71		345	∅ 6200	6,6	18 000	135,9
10,1		345	∅ 2400	8,0	7700	23,1
31,12		345	∅ 4267	8,1	13 500	82,57
52,5		345	∅ 4500	10,2	14 800	190,0
107,9	Смешанной конструкции	360	∅ 4200	9,8	15 580	124,0
21,00	Металлическая, круглого сечения, совмещенная со статором	360	∅ 1800	11,0	7600	63,0 (со статором)
45,2	Литая, круглого сечения	360	∅ 1700	10,6	6700	45,2 (со статором)
12,90	Литая, круглого сечения, заодно со статором	360	∅ 1600	10,3	6900	36,0
72,6	Смешанной конструкции	360	∅ 3000	11,2	11 870	91,8
—	Распределитель (коллектор) — сварной, состоит из шести патрубков, соединенных между собой					43,08

Наименование ГЭС, место установки	Отсасывающая труба							
	Исполнение	Высота		Длина		Выходное сечение		
		$\frac{h_1}{D_1}$	h_1 , мм	$\frac{L}{D_1}$	L , мм	Высота мм	Ширина мм	Скорость м/сек
Тавакская, р. Чирчик	Изогнутая	2,32	7075	5,25	16 000	3500	9500	2,09
Княжегубская, р. Ковда		2,0	8205	4,65	19 000	5200	10 000	2,17
Плявиньская, р. Даугава		2,3	13 800	4,0	24 000	6800	15 250	3,2
Комсомольская, р. Чирчик		2,36	7075	4,5	13 500	3500	9500	2,06
Днепровская, р. Днепр		2,52	13 755	3,25	17 670	6118	19 200	2,38
Усть-Каменогорская, р. Иртыш		2,0	10 820	4,25	23 100	6270	16 800	2,25
Мингечаурская, р. Кура		2,44	9970	5,5	22 400	5000	14 000	2,1
Бухтарминская, р. Иртыш		2,83	9970	5,25	21 600	5050	14 000	2,34
		1,7	4450	5,0	21 600	4300	13 500	2,76
Асуанская, р. Нил (ОАР)		3,38	21 300	4,0	25 000	7250	19 000	2,84
Киевская ГАЭС, р. Днепр		1,73	8060	2,9	13 500	3700	8000	2,2
«Нива» III, р. Нива		2,78	8200	6,8	20 000	5500	6500	1,68
Красноярская, р. Енисей		2,6	19 500	4,0	30 000	9000	22 200	3,47
Братская, р. Ангара		2,6	14 300	4,0	22 000	6500	15 000	3,0
Антон-Ивановская (Болгария)		2,6	5850	4,5	10 100	2900	6000	2,3
«Бхакра» (Индия)	Изогнутая с коленом, расширенным в плане	2,44	9990	4,3	17 700	4800	13 500	2,10
Чиркейская, р. Сулак	Изогнутая	4,26	19 200	9,23	41 500	6200	12 000	2,3
		2,58	11 600	4,5	20 250	5700	12 000	2,5
Нурекская, р. Вахш		2,42	11 500	5,75	27 300	5000	13 000	3,1
«Балимела» (Индия)		2,2	6160	6,25	17 500	3500	4900	1,67
Гюмушская, р. Раздан (Занга)	Чугунная изогнутая	2,03	5390	2,83	7500	2400	4500	2,08
«Храм» II, р. Храми		2,24	5500	3,06	7500	2400	4500	1,92
«Ингури», р. Кура	Изогнутая с цилиндрическим коленом	3,21	14 458	4,89	22 000	Круглая, Ø 6000		2,9
Татевская, р. Воротан	Отводящий канал							

Система регулирования					Противоразгонная защита	Наличие режима синхронного ком-пенсатора	Клапан срыва вакуума	
Регулятор		Маслонапорная установка		Давление масла в системе регу-лирования кг/см ²			Количе-ство	Диаметр м.м
Тип	Вес, т	Тип	Вес, т					
Р-100	1,64	МНУ1,7	4,8	20	Быстропадающие щиты в начале напорного водовода	Есть	2	100
УК-150	2,33	МНУ7	10,8	20	Быстропадающие щиты перед турбиной	Нет	2	140
ЭГР-100	1,4	МНУ5,6-40	9,6	40	Золотник аварийного за-крытия	Есть	4	200
Р-100	1,64	МНУ1,7	4,8	25	Быстропадающие щиты в начале напорного водовода	Нет	1	300
УК-150	2,33	МНУ7	10,8	20		Есть	2	200
УК-150	2,33	МНУ7	10,8	20			2	200
УК-150	2,33	МНУ7	10,8	20	Дисковый затвор перед турбиной, \varnothing 5300		2	140
Р-150	1,7	МНУ4-25	8,22	25	Быстропадающие щиты в начале напорного водовода	Нет	2	140
РКМ-100	1,66	МНУ12,5-1/40	17,0	40	Дисковый затвор перед турбиной, \varnothing 5300		2	140
ЭГР-150-3	1,4	МНУ12,5-40Т	16,93	40	Золотник аварийного за-крытия		1	250
РМ-100	1,4	МНУ4-40	7,2	40	Золотник аварийного за-крытия; быстропадающие щиты в начале напорного водовода		2	250
УК-150	2,33	МНУ4	7,75	20	Быстропадающие щиты в начале напорного водовода		2	200
ЭГРМ-150-3	1,4	МНУ20-2/40	9,46	40	Быстропадающие пло-ские затворы	Есть	4	100
ЭРГ-150	1,4	МНУ12,5	5,89	25	Золотник аварийного за-крытия	Есть	4	250
Р-100	2,3	МНУ4-25	7,2	25	Золотник аварийного за-крытия; дисковый затвор перед турбиной, \varnothing 2600	Нет	2	250
ЭГР-100-3	1,38	МНУ5,6-40	9,6	40	Золотник аварийного за-крытия; быстропадающие щиты перед напорным во-доводом	Есть	2	140
ЭГРМ-100	1,4	МНУ8-40	11,7	40	Золотник аварийного за-крытия; быстропадающие щиты в начале напорного водовода	Нет	2	200
ЭГРМ-100	1,4	МНУ20-40	23,3	40	Золотник аварийного за-крытия; шаровой затвор перед турбиной	Есть	4	200
ЭГР-2М-100-4	1,44	МНУ1,6-1/40	4,43	40	Золотник аварийного за-крытия; шаровой затвор перед турбиной, \varnothing 4200	Нет	Нет	
УК-100	1,98	МНУ1,7	4,8	20	Шаровой затвор перед турбиной, \varnothing 1700	Есть	1	150
Р-100	1,64	МНУ2,5	2,46	25	Шаровой затвор, \varnothing 1700, дисковый затвор, \varnothing 2800	Нет	Нет	
ЭГРМ-100	1,4	МНУ20-40	23,3	40	Золотник аварийного за-крытия; шаровой затвор перед турбиной, \varnothing 3000	Есть	4	200
КЭГР-70	1,5	МНУ4-1/40	7,6	40	Отсекатели; шаровой за-твор перед турбиной, \varnothing 1300		Нет	

Т а б л и ц а III.3. Соединение турбины с генератором

Наименование ГЭС, место установки	Тип генератора	Расположение пяты	Вал агрегата	Наименование ГЭС, место установки	Тип генератора	Расположение пяты	Вал агрегата
П о в о р о т н о л о п а с т ы е г и д р о т у р б и н ы							
«Чир-Юрт» II, р. Сулак	Зонтичный	На крышке турбины	Единый	Борисоглебская, р. Паз	Зонтичный	На нижней крестовине генератора	Раздельный
Беломорская, р. Выг		На нижней крестовине генератора	Раздельный			На крышке турбины	
Киевская, р. Днепр	Горизонтальный	Перед генератором, если смотреть по потоку воды	Единый	Волжская им. В. И. Ленина, р. Волга	Зонтичный	На крышке турбины	Единый
Палакоргская, р. Выг	Зонтичный	На нижней крестовине генератора	Раздельный	Волжская им. XXII съезда КПСС, р. Волга			
Рыболодческий агрегат Саратовской ГЭС, р. Волга			Единый	Волжская им. XXII съезда КПСС			
Саратовская, р. Волга		Раздельный	Путкинская, р. Кемь				
Днепродзержинская, р. Днепр		Единый	Нарвская, р. Нарова				
Орточальская, р. Кура	Горизонтальный	На крышке турбины	Единый	«Хиракуд» II, р. Маханади (Индия)	Подвесной	На нижней крестовине генератора	Раздельный
Череповецкая, р. Шексна		Двухопорная пята в головной части капсулы	Раздельный	Головная, р. Вахш			
Краснооскольная, р. Оскол	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный	Уч-Курганская, р. Нарын	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный
Выгостровская, р. Выг	Зонтичный	На нижней крестовине генератора	Раздельный с промежуточным валом	Дыховская (Польша)			
Горьковская, р. Волга				Раздельный	Иркутская, р. Ангара		
«Свирь» II, р. Свирь	Зонтичный	На нижней крестовине генератора	Раздельный	Джердал—Железные Ворота (Югославия, Румыния)	Зонтичный	На крышке турбины	Единый
Кременчугская, р. Днепр				Раздельный		Фархадская, р. Сыр-Дарья	
Камская, р. Кама	Зонтичный	На крышке турбины	Единый	Ивайлоградская (Болгария)	Подвесной	На нижней крестовине генератора	Раздельный
				«Меттур-Таннел», р. Каверн (Индия)		На верхней крестовине генератора	

Наименование ГЭС, место установки	Тип генератора	Расположение пяты	Вал агрегата	Наименование ГЭС, место установки	Тип генератора	Расположение пяты	Вал агрегата
Камская, р. Кама	С горизонтальным валом	На бетонных опорах	Раздельный	Верхне-Туломская, р. Тулома	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный
Цимлянская, р. Дон Воткинская, р. Кама	Зонтичный	На крышке турбины		Вилейская, р. Виллой Серебрянская № 1, р. Воронья			
Радиально-осевые гидротурбины							
Тавакская, р. Чирчик Княжегубская, р. Ковда	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный	«Нива» III, р. Нива	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный
Плявиньская, р. Даугава	Зонтичный	На крышке турбины	Единый	Красноярская, р. Енисей	Зонтичный	На крышке турбины	Единый
Комсомольская, р. Чирчик	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный	Братская, р. Ангара	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный
Днепровская, р. Днепр			Раздельный с промежуточным валом	Антон-Ивановская (Болгария)			
Усть-Каменогорская, р. Иртыш	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный	«Бхакра» (Индия)	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный
Мингечаурская, р. Кура			Единый	Чиркейская, р. Сулак			
Бухтарминская, р. Иртыш	Зонтичный	На крышке турбины	Раздельный	Нурекская, р. Вахш	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный
Асуанская, р. Нил (ОАР)			Единый	«Балмела» (Индия)			
Киевская р. Днепр	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный	«Храм» II, р. Храми	Подвесной	На верхней крестовине генератора	Раздельный
Татевская, р. Вороган			Раздельный	Гюмушская, р. Раздан (Загс)			
				«Ингури», р. Кура			

ГЛАВА IV

КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ГИДРОТУРБИН

1. Общие сведения

Оборудование, составляющее собственно турбину, можно разделить на три группы:
1) закладные части;

Сюда относятся облицовка спиральной камеры, статор, фундаментные части (камера рабочего колеса, фундаментное кольцо и др.), облицовка шахты турбины с нишами для сервомоторов, облицовка отсасывающей трубы.

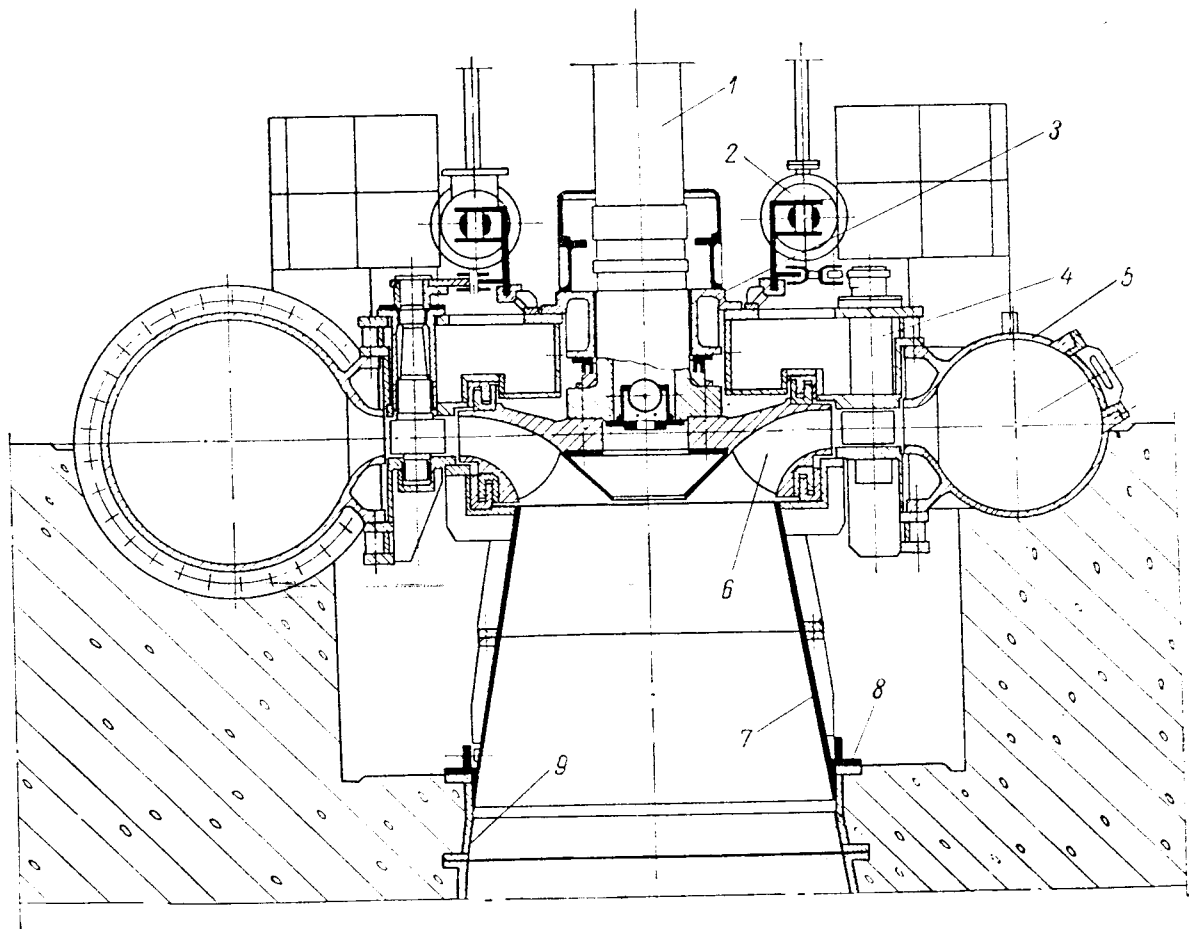


Рис. IV.1. Разрез турбины ГЭС «Храм» II:

1 — вал турбины; 2 — сервомоторы; 3 — направляющий подшипник; 4 — направляющий аппарат;
5 — спиральная камера и статор; 6 — рабочее колесо; 7 — съемный конус отсасывающей трубы;
8 — уплотнительное кольцо; 9 — фундаментное кольцо

2) рабочие механизмы;
3) вспомогательное оборудование.
Закладные части включают в себя узлы турбины, которые заливаются бетоном.

Рабочие механизмы включают в себя направляющий аппарат и сервомоторы, рабочее колесо, вал, направляющий подшипник, маслоприемник (у поворотнлопастных

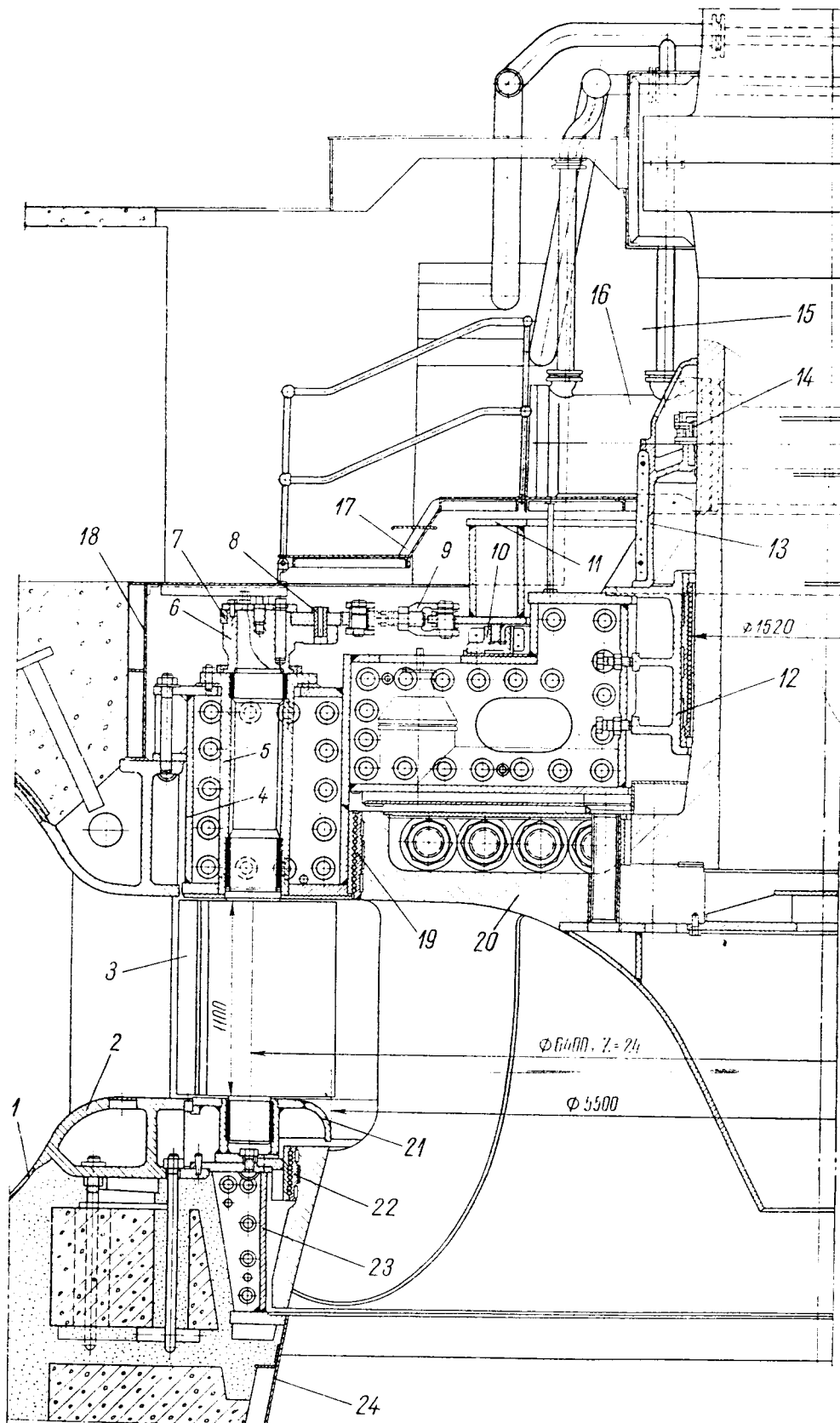


Рис. IV.2. Разрез турбины Братской ГЭС:

1 — спиральная камера; 2 — статор; 3 — направляющая лопатка; 4 — крышка турбины; 5 — подшипник направляющей лопатки; 6 — рычаг; 7 — накладка; 8 — срезной палец; 9 — серьга; 10 — опора регулирующего кольца; 11 — регулирующее кольцо; 12 — направляющий подшипник; 13 — ванна подшипника; 14 — уплотнение ванны; 15 — вал турбины; 16 — сервомотор; 17 — площадки и лестницы; 18 — облицовка шахты турбины; 19 — верхнее лабиринтное уплотнение; 20 — рабочее колесо; 21 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 22 — нижнее лабиринтное уплотнение; 23 — фундаментное кольцо; 24 — облицовка конуса отсасывающей трубы

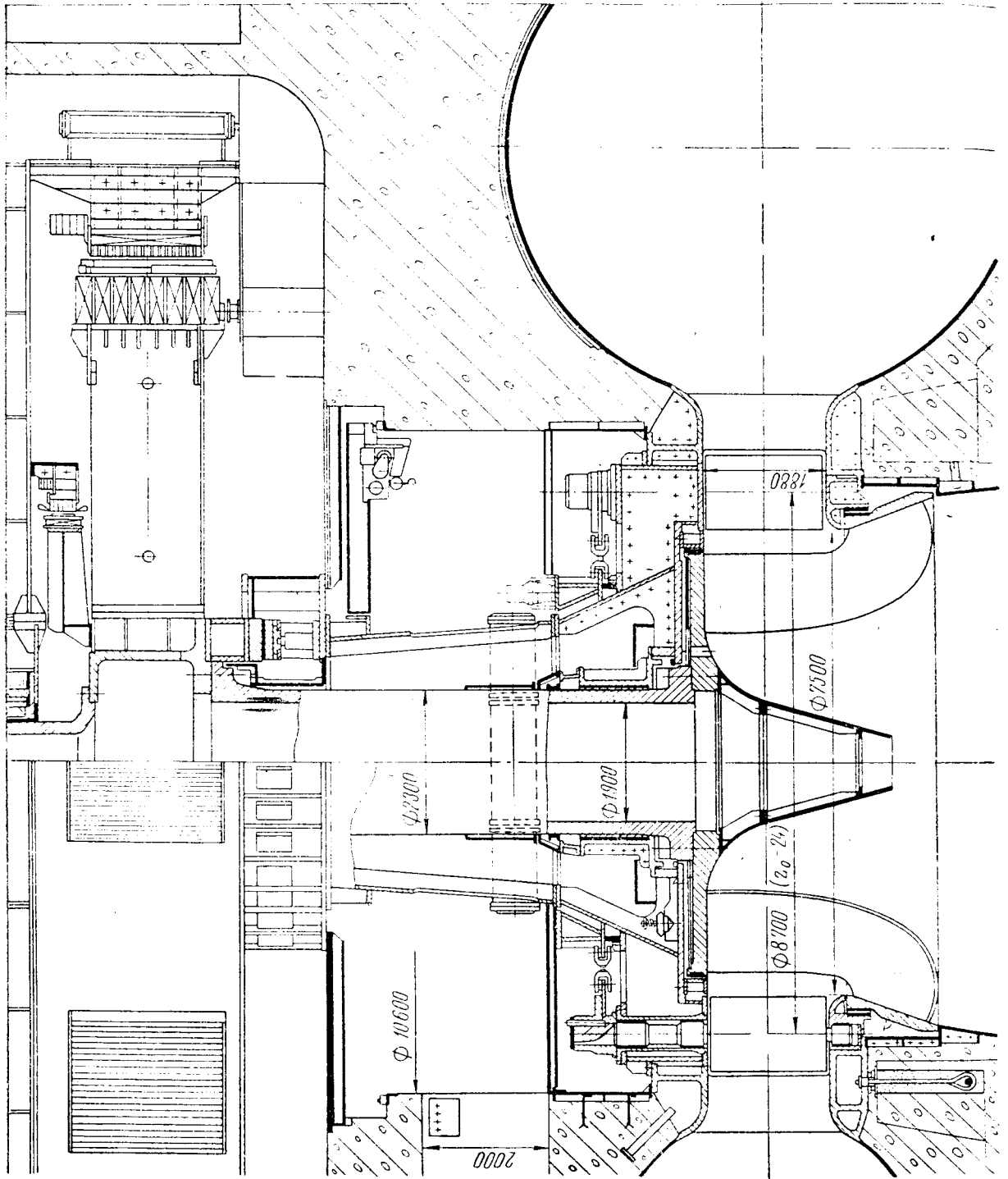


Рис. IV.3. Разрез агрегат
Красноярской ГЭС

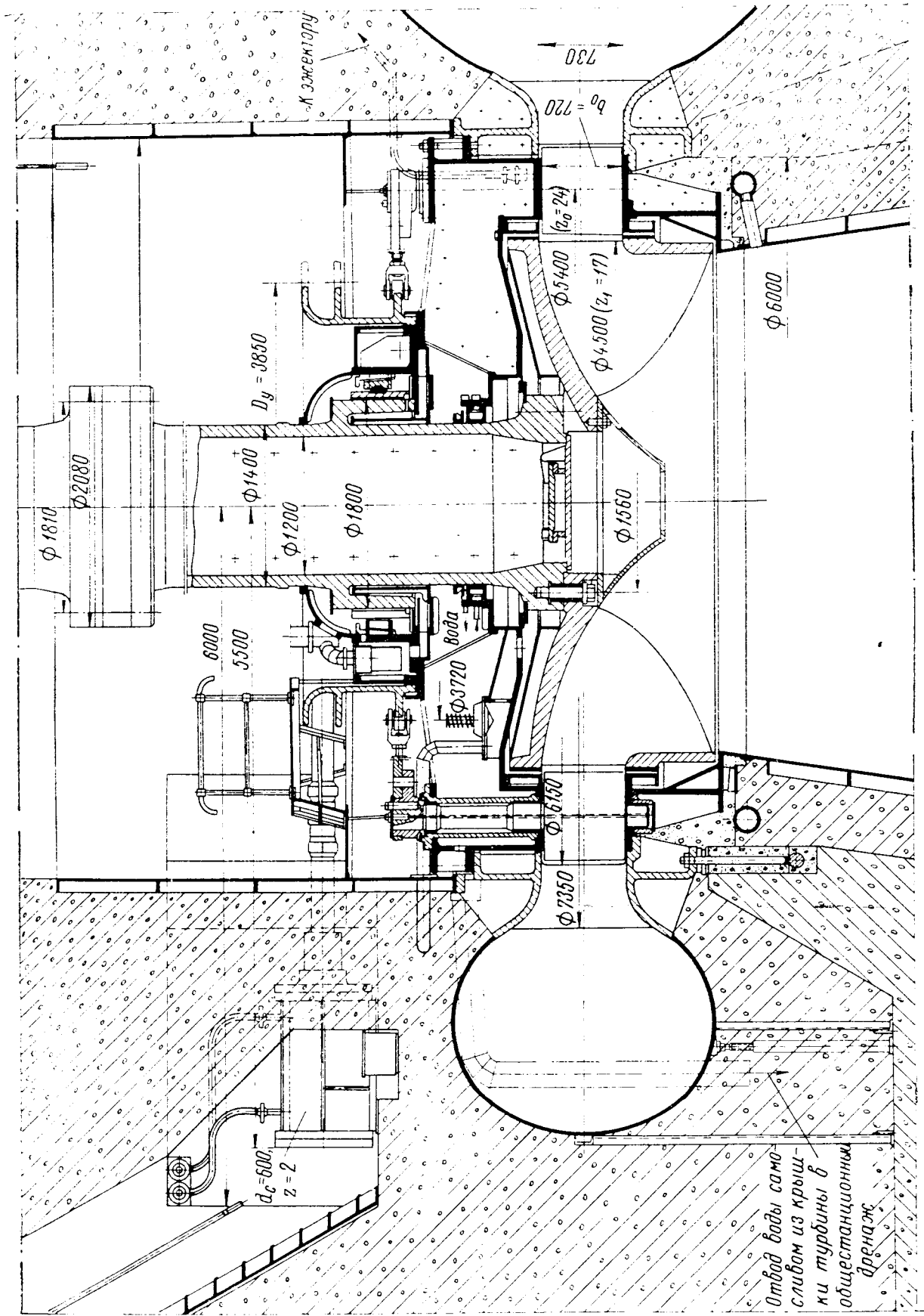


Рис. IV.4. Разрез турбины Туркешской ГЭС

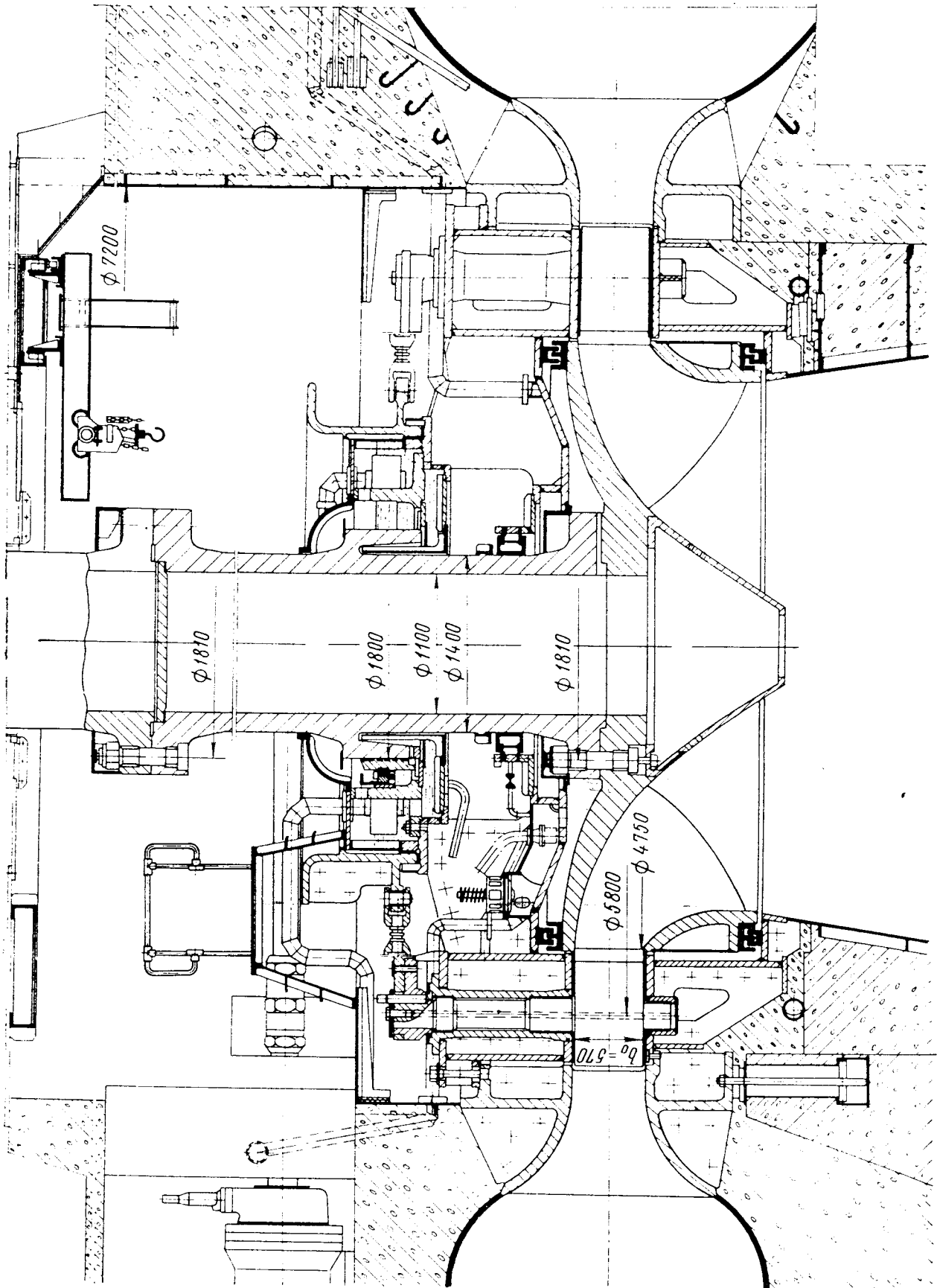


Рис. IV.5. Разрез турбины Нурекской ГЭС

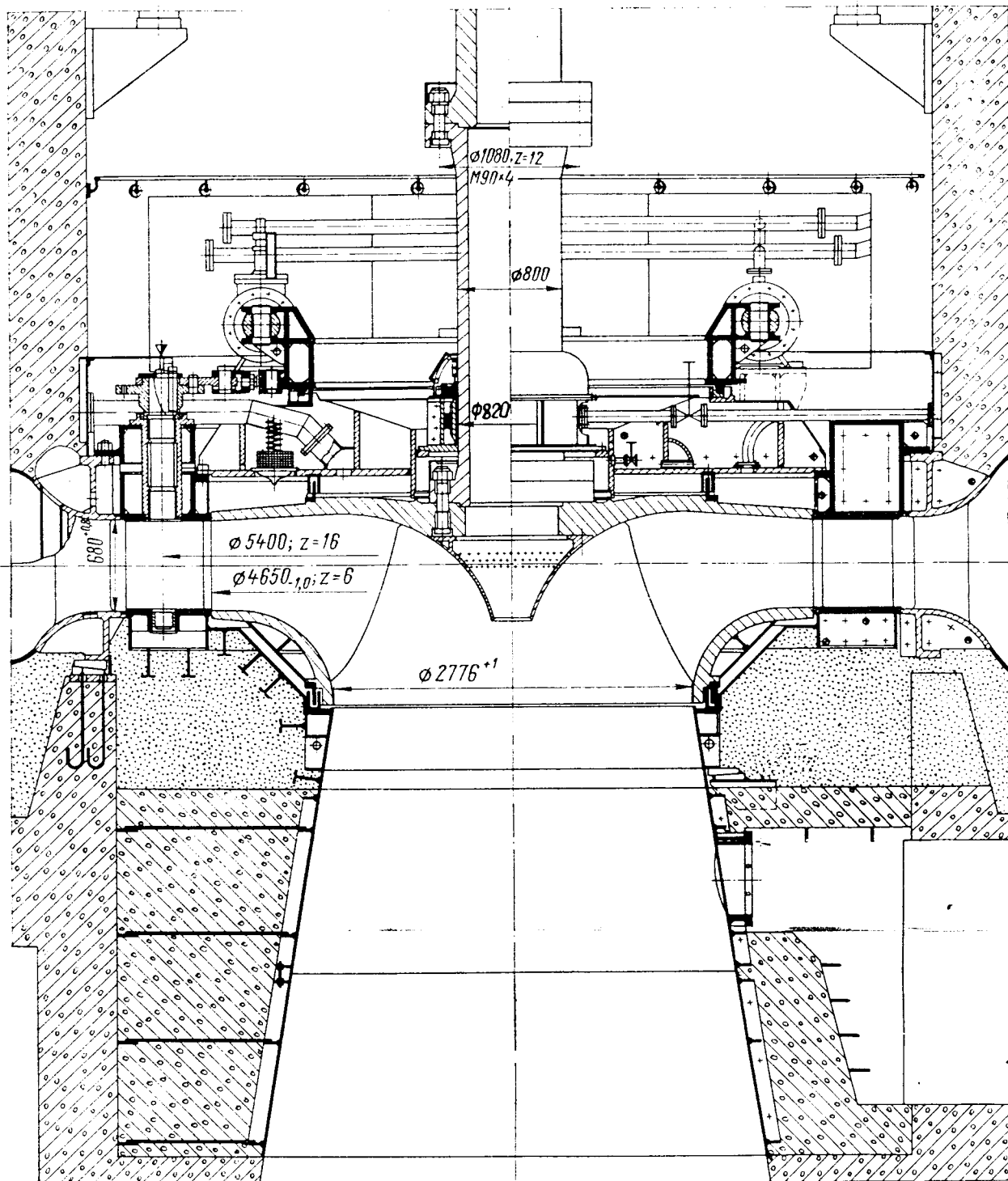


Рис. IV.6. Разрез обратной гидромашины Киевской ГАЭС

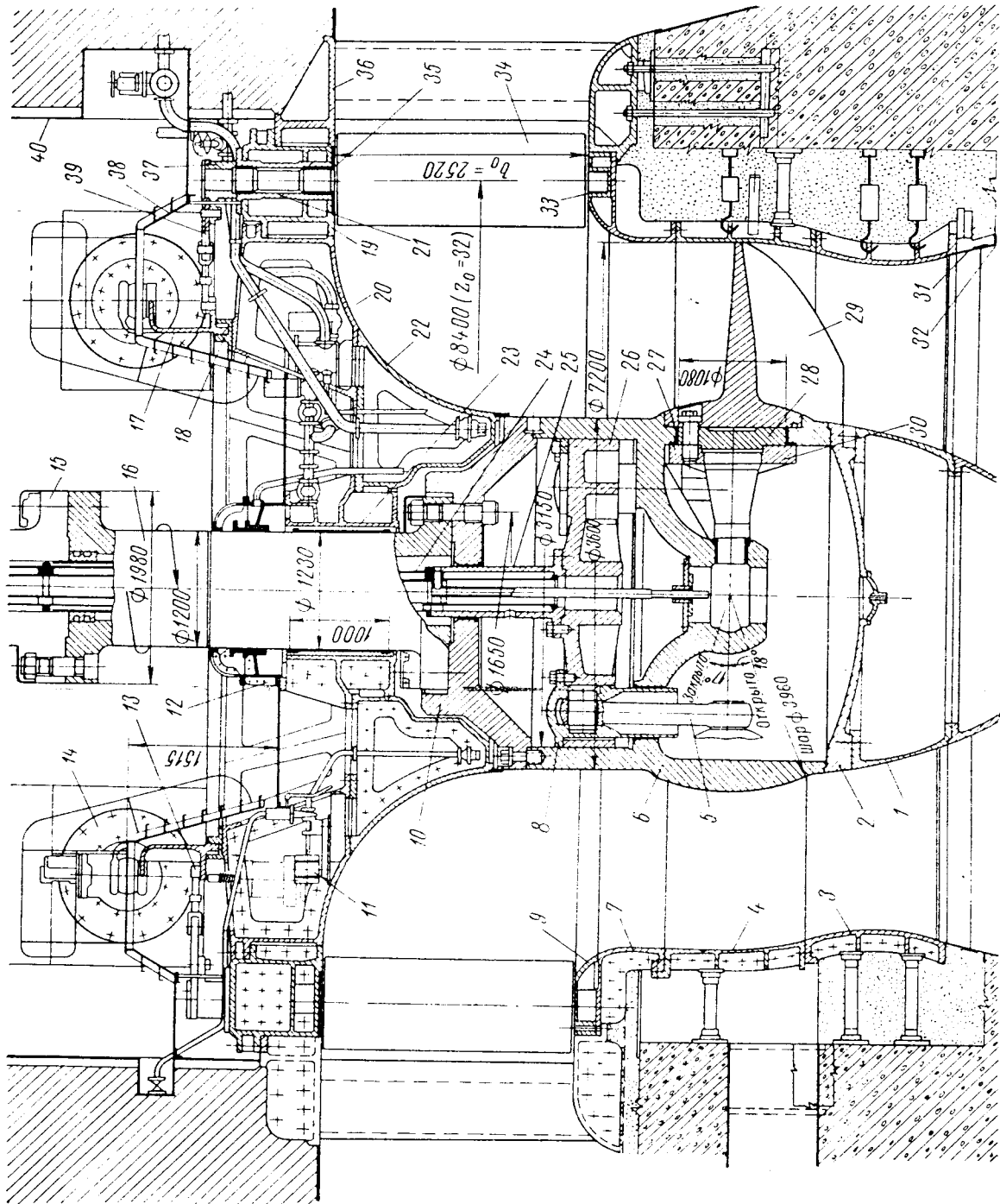


Рис. IV.7. Разрез турбины Иркутской ГЭС.

1 — обтекаемый конус рабочего колеса; 2 — днище; 3 — фундаментное кольцо; 4 — камера рабочего колеса; 5 — серья; 6 — корпус рабочего колеса; 7 — опорное кольцо; 8 — стакан; 9 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 10 — крышка колеса; 11 — дренажный насосный агрегат; 12 — верхняя ванна; 13 — серья; 14 — сервомотор; 15 — вал генератора; 16 — вал турбины; 17 — регулирующее кольцо; 18 — опора регулирующего кольца; 19 — верхнее кольцо; 20 — крышка турбины; 21 — корпус подшипника лопатки; 22 — нижний конус; 23 — корпус направляющего подшипника; 24 — штанги; 25 — шток; 26 — поршень; 27 — уплотнение лопатки; 28 — цапфа; 29 — лопасть; 30 — рычаг; 31 — сопрягающий пояс; 32 — облицовка отсасывающей трубы; 33 — нижняя втулка; 34 — лопатка; 35 — уплотнение; 36 — статор; 37 — рычаг; 38 — площадка и лестница; 39 — накладка; 40 — облицовка шахты

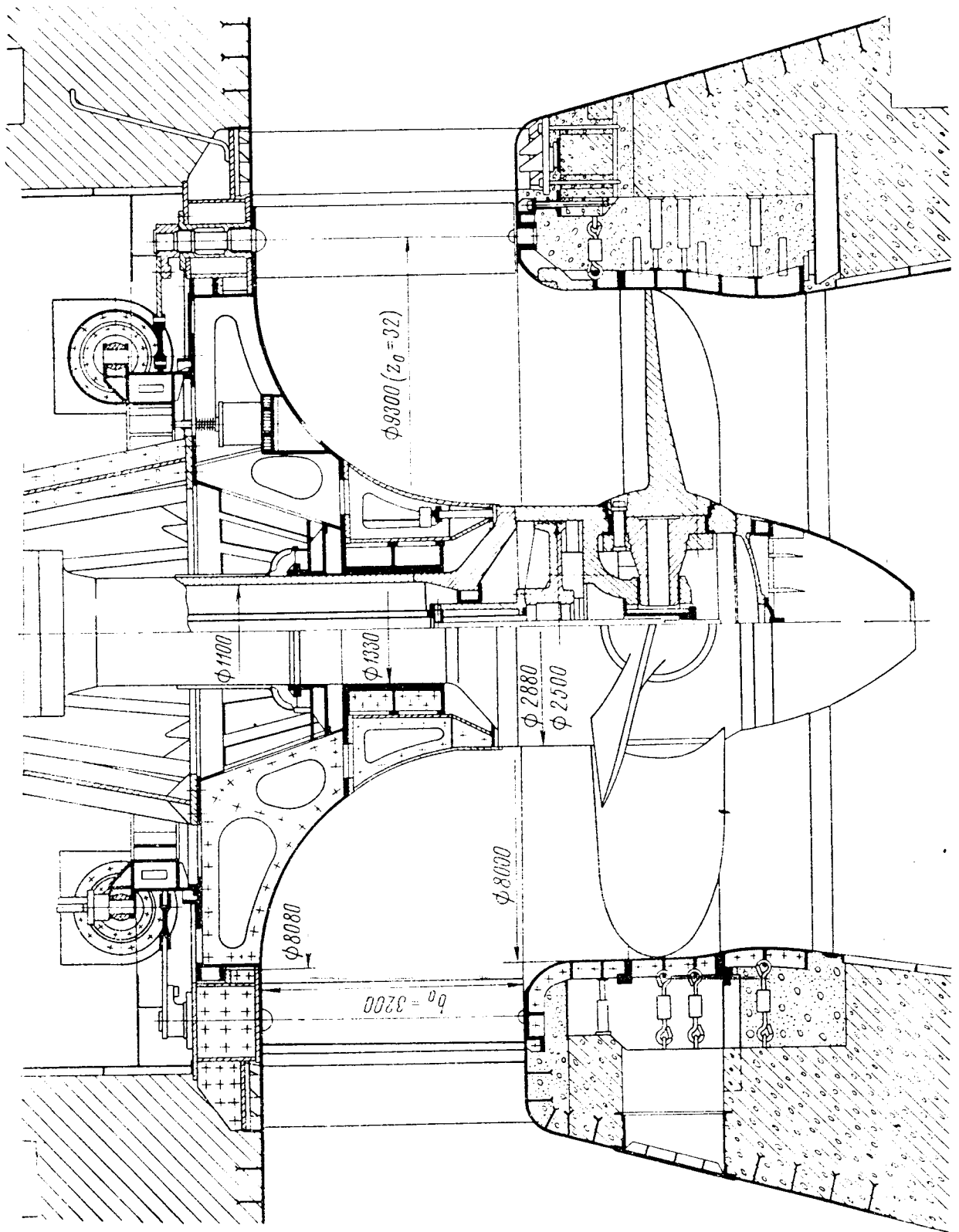


Рис. IV.8. Разрез турбины Кременчугской ГЭС

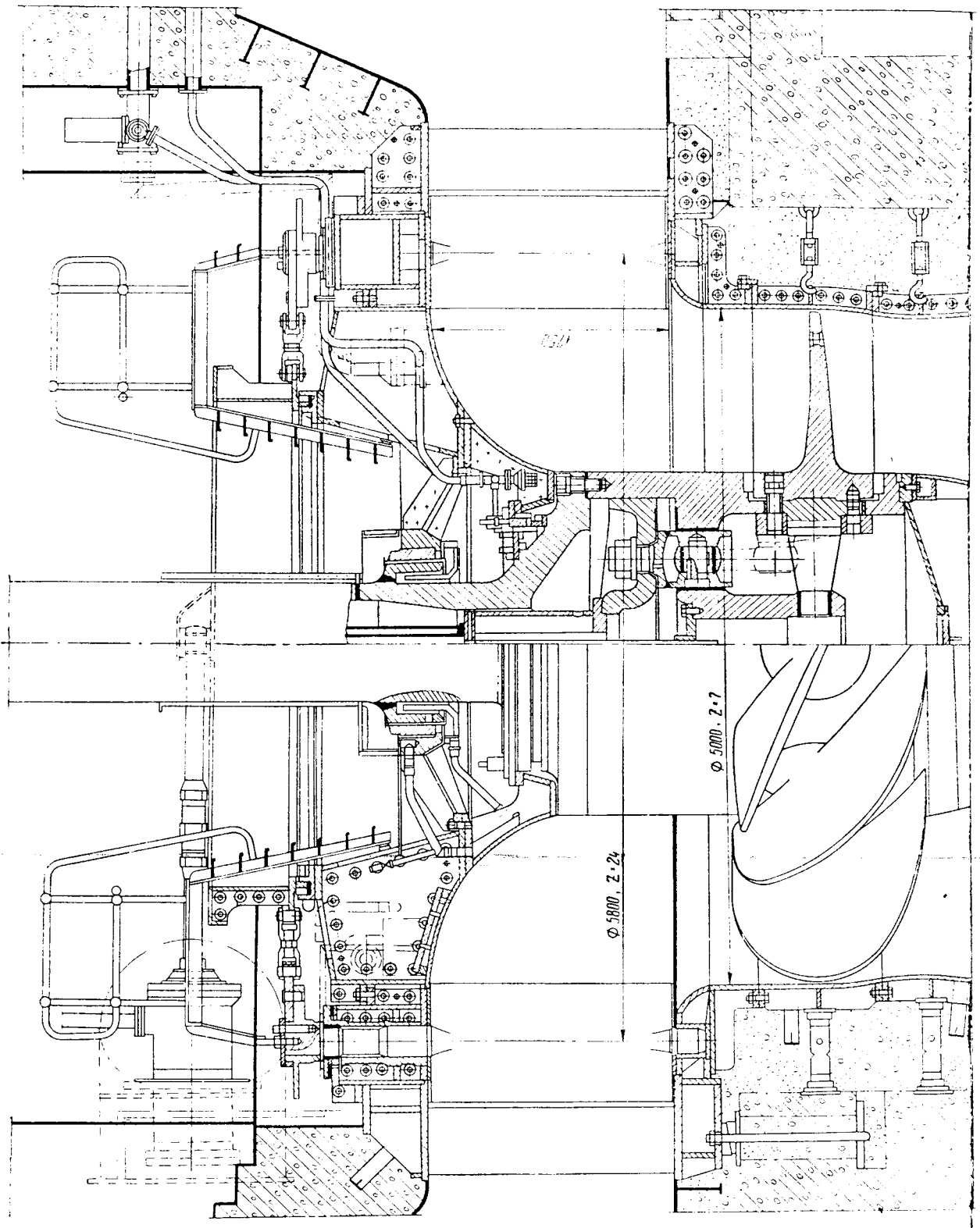


Рис. IV.9. Разрез турбины Уч-Курганской ГЭС

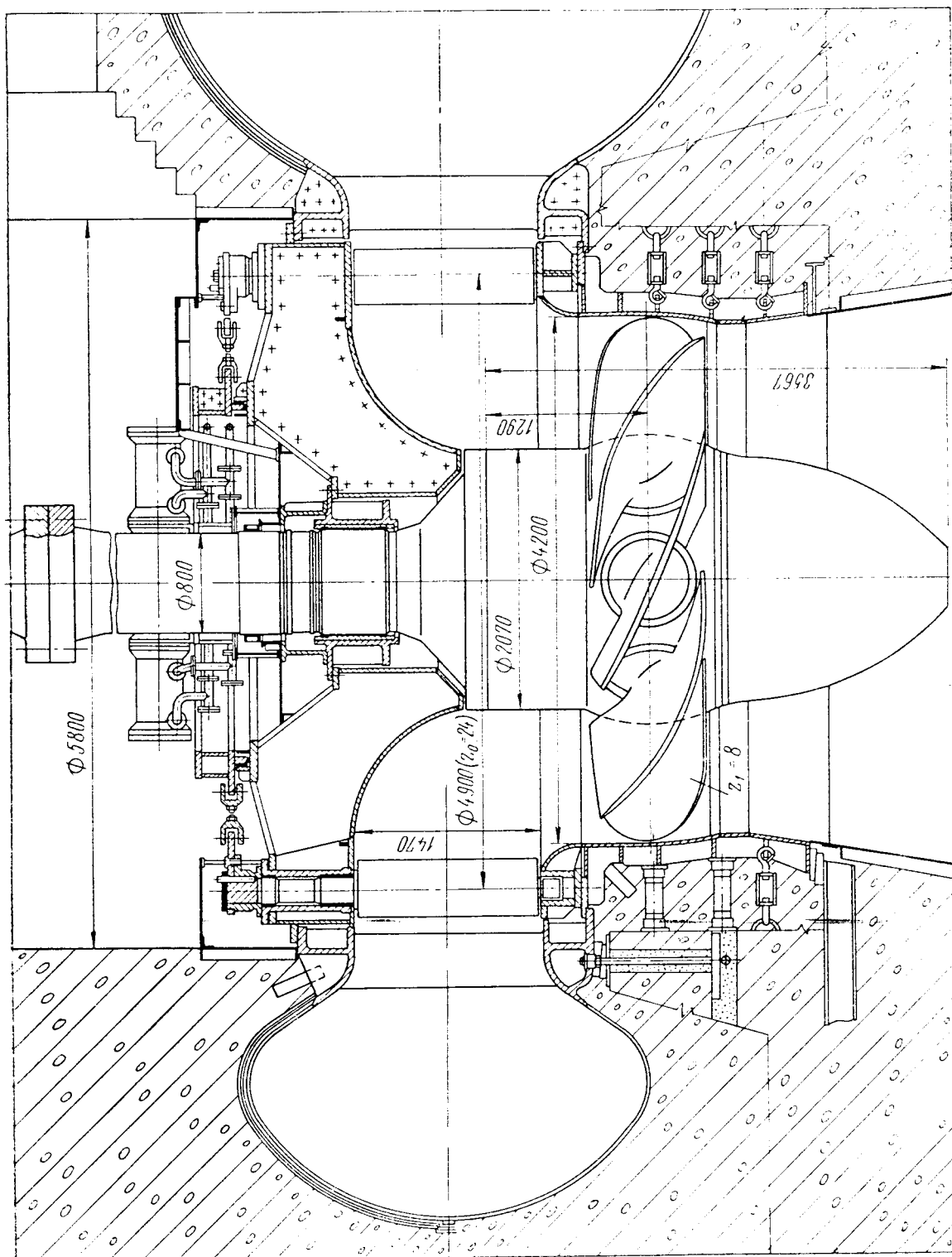


рис. IV.10. Разрез турбины Верхне-Тулдомской ГЭС

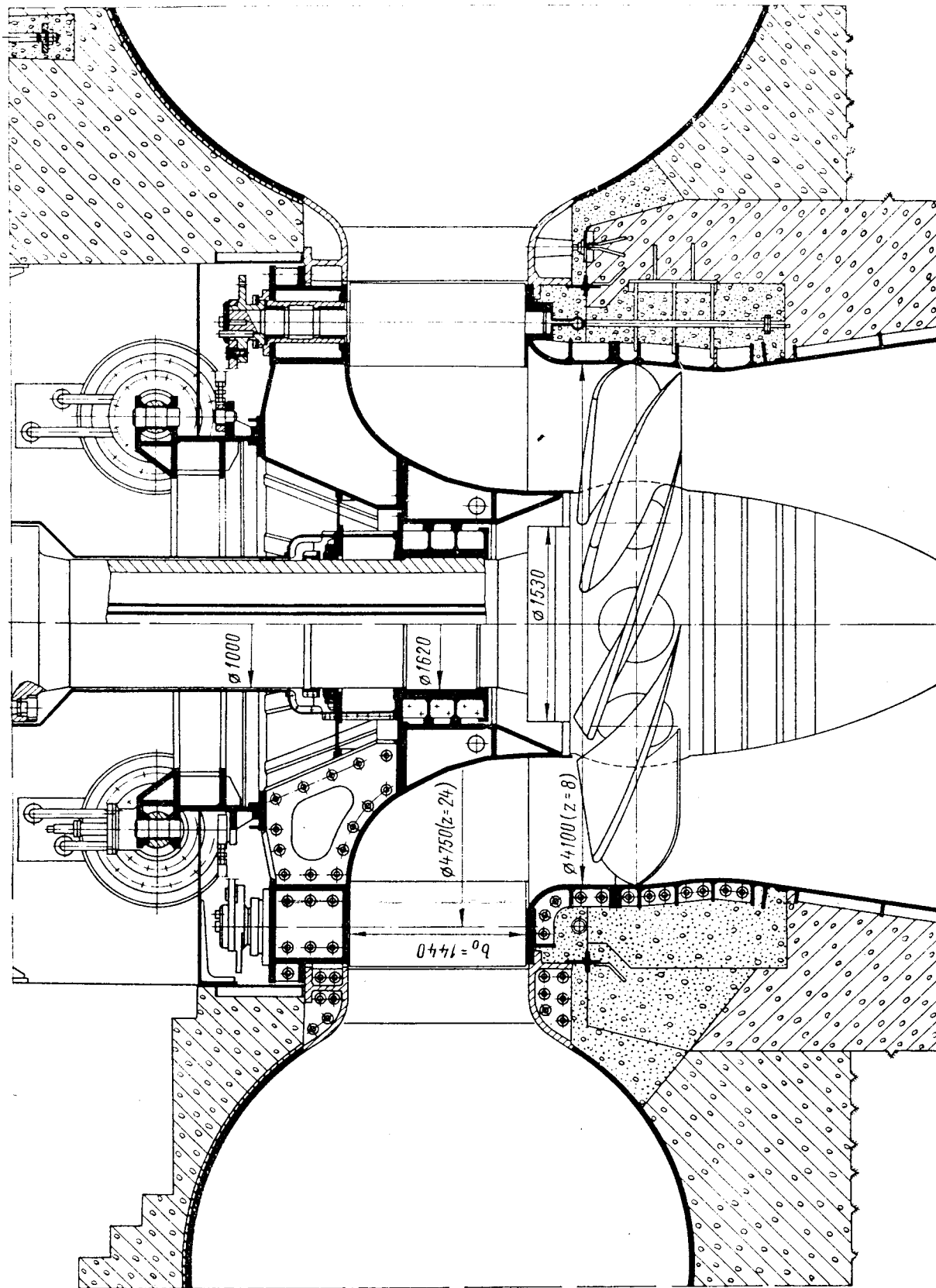
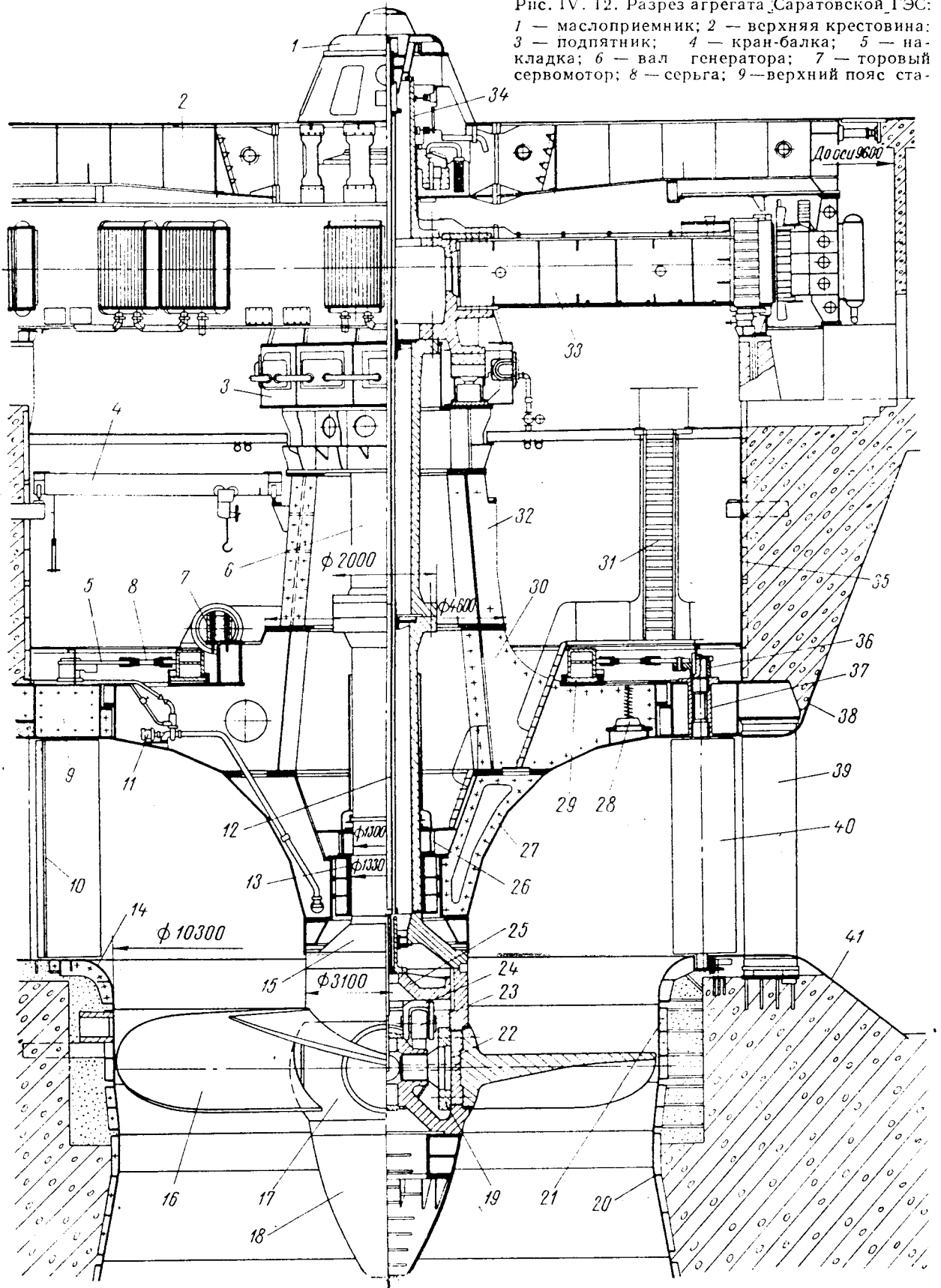


Рис. IV.11. Разрез турбины Виллюйской ГЭС

Рис. IV. 12. Разрез агрегата Саратовской ГЭС:



тора, объединенный с верхним кольцом; 10 — уплотнение лопатки; 11 — дренажный агрегат; 12 — штанги; 13 — корпус подшипника; 14 — нижнее кольцо; 15 — вал турбины; 16 — лопасть; 17 — корпус рабочего колеса; 18 — обтекаемый конус; 19 — рычаг; 20 — фундаментное кольцо; 21 — камера рабочего колеса; 22 — цапфа; 23 — серьга; 24 — проушина; 25 — поршень; 26 — верхняя ванна; 27 — нижний конус; 28 — клапан срыва вакуума; 29 — регулирующее кольцо; 30—41 — см. стр. 128

турбин), трубопроводы, систему обратной связи от направляющего аппарата и рабочего колеса к соответствующим золотникам.

К вспомогательному оборудованию относятся клапаны срыва вакуума, клапаны впуска воздуха,

гулятор, маслonaпорная установка, затвор (для высоконапорных турбин), монтажные приспособления и запасные части.

Конструкция турбины зависит от срабатываемого ею напора, от ее мощности (и, следовательно, от размера), от типа электростан-

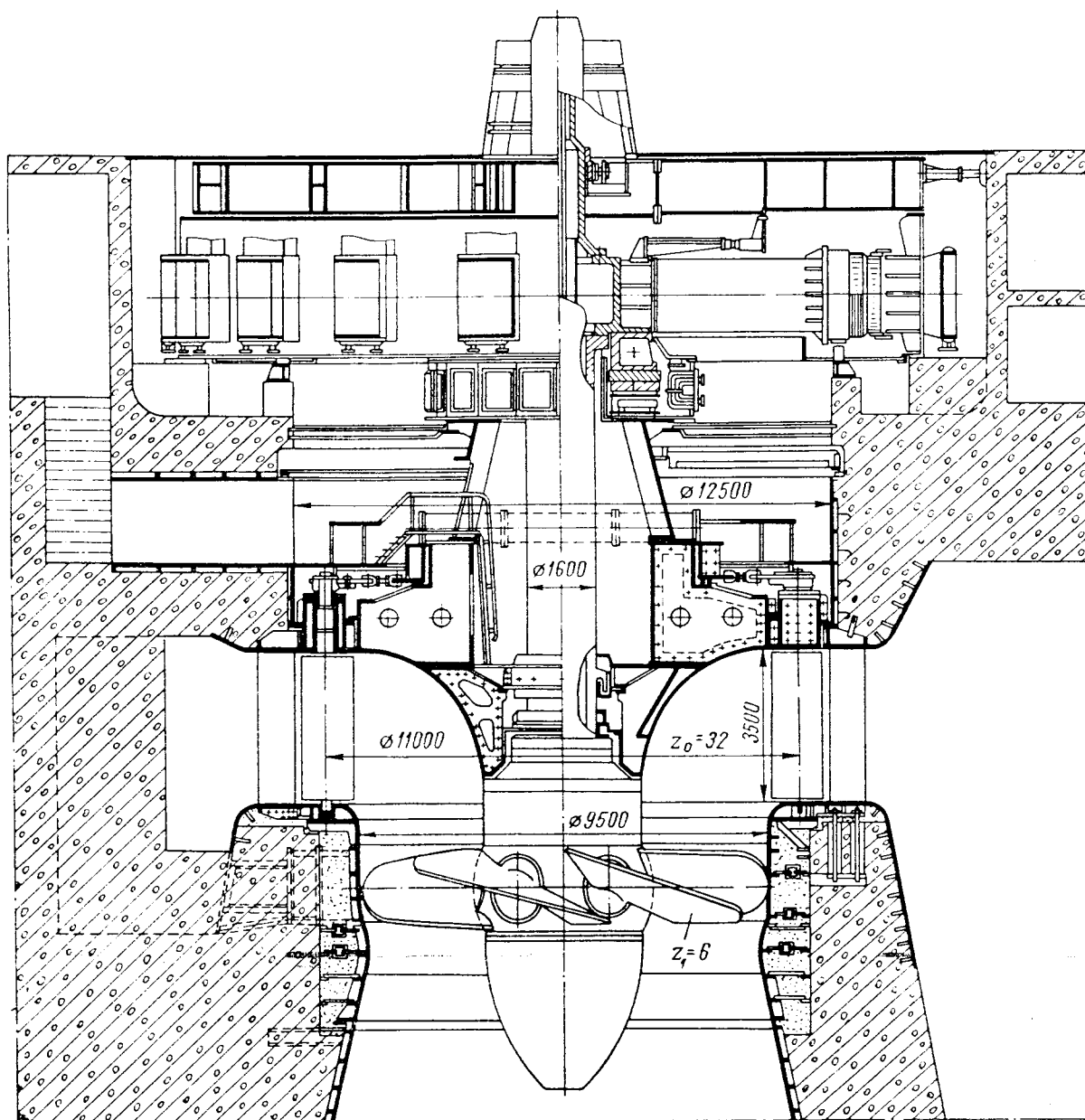


Рис. IV. 13. Разрез агрегата ГЭС Джердап — Железные ворота

дренажные насосы, лекажные агрегаты, эжекторы, золотники аварийного закрытия, аварийные маслonaсосные агрегаты, спускные клапаны спиральной камеры, клапаны опорожнения отсасывающей трубы, стопорное устройство регулирующего кольца, командo-аппараты, различные трубопроводы, площадки и лестницы, холостые выпуски, комбинаторное устройство поворотлопастных турбин и пр. В комплекте гидротурбинного оборудования с турбиной поставляются ре-

ции, от общей компоновки гидроузла. На рис. IV.1—IV.16 даны разрезы по различным типам гидроагрегатов и турбин.

На рис. IV. 12: 30 — крышка турбины; 31 — площадки и лестницы; 32 — опора пяты; 33 — ротор генератора; 34 — надставка вала; 35 — облицовка шахты; 36 — рычаг; 37 — корпус подшипника; 38 — верхняя облицовка спирали; 39 — колонна статора; 40 — лопатка; 41 — нижняя облицовка спирали

Основные параметры гидротурбин приведены в табл. III.1 и III.2.

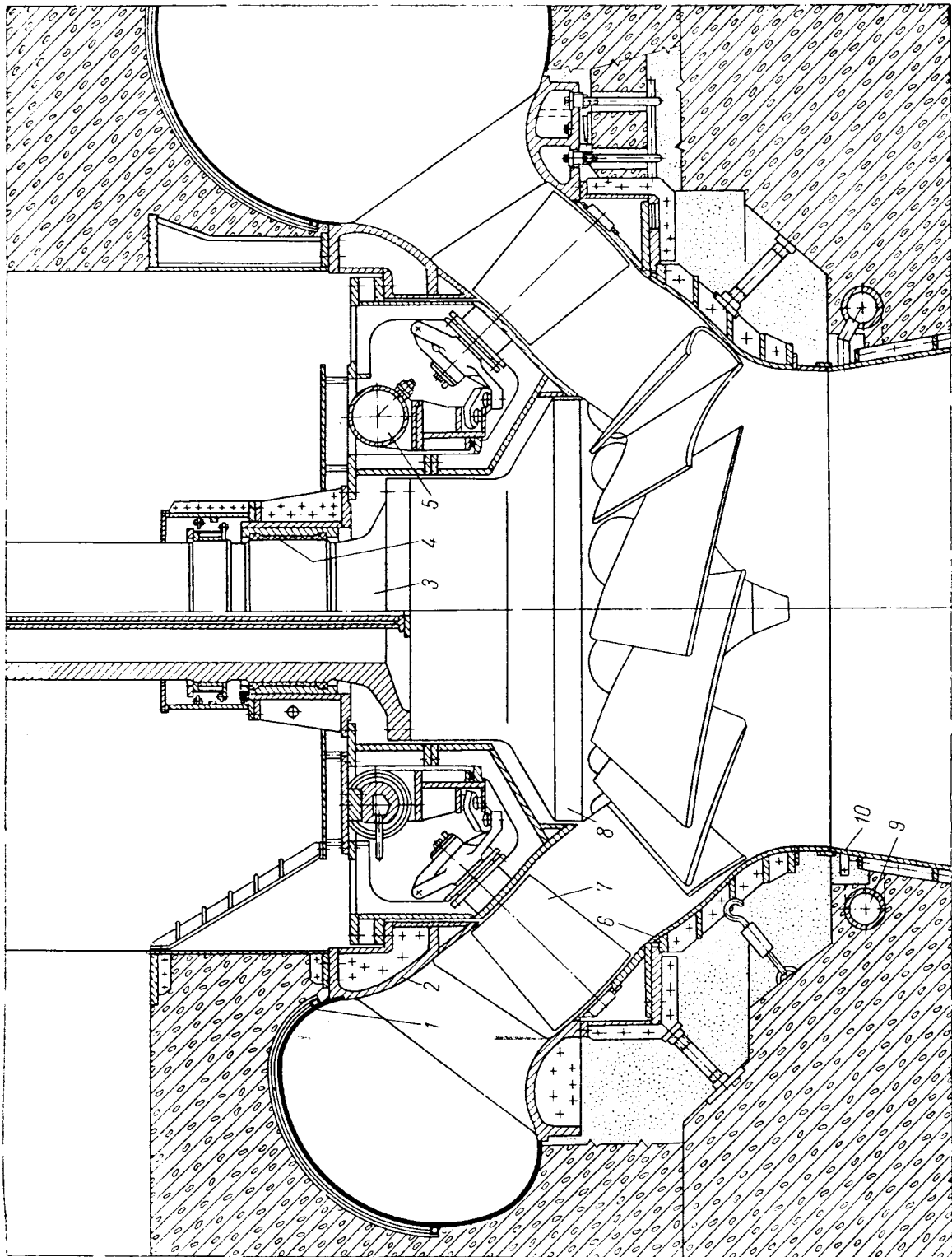


Рис. IV.14. Разрез диагональной турбины Бухтарминской ГЭС;
 1 — спиральная камера;
 2 — статор турбины;
 3 — вал турбины; 4 — направляющий подшипник; 5 — торцовый сервомотор; 6 — фундаментные части; 7 — направляющий аппарат; 8 — рабочее колесо; 9 — воздушный коллектор; 10 — отсасывающая труба

2. Спиральные камеры

Для турбин, срабатывающих напор до 40 м, спиральные камеры, как правило, выполняются железобетонными (рис. IV.9). Железобетонные камеры при больших напорах для защиты от фильтрации облицовывают стальными листами. Поперечное (меридиональное) сечение железобетонных

МСт. 3—1200 кг/см²; для стали 10ХСНД—1800 кг/см².

Для уменьшения напряжений в предельных по нагрузкам стальных спиральных камерах их частично (рис. IV.3) или полностью (рис. IV.5) окружают железобетонной оболочкой, воспринимающей часть нагрузки. Для турбин Ивайлоградской ГЭС спиральная камера выполнена оребренной.

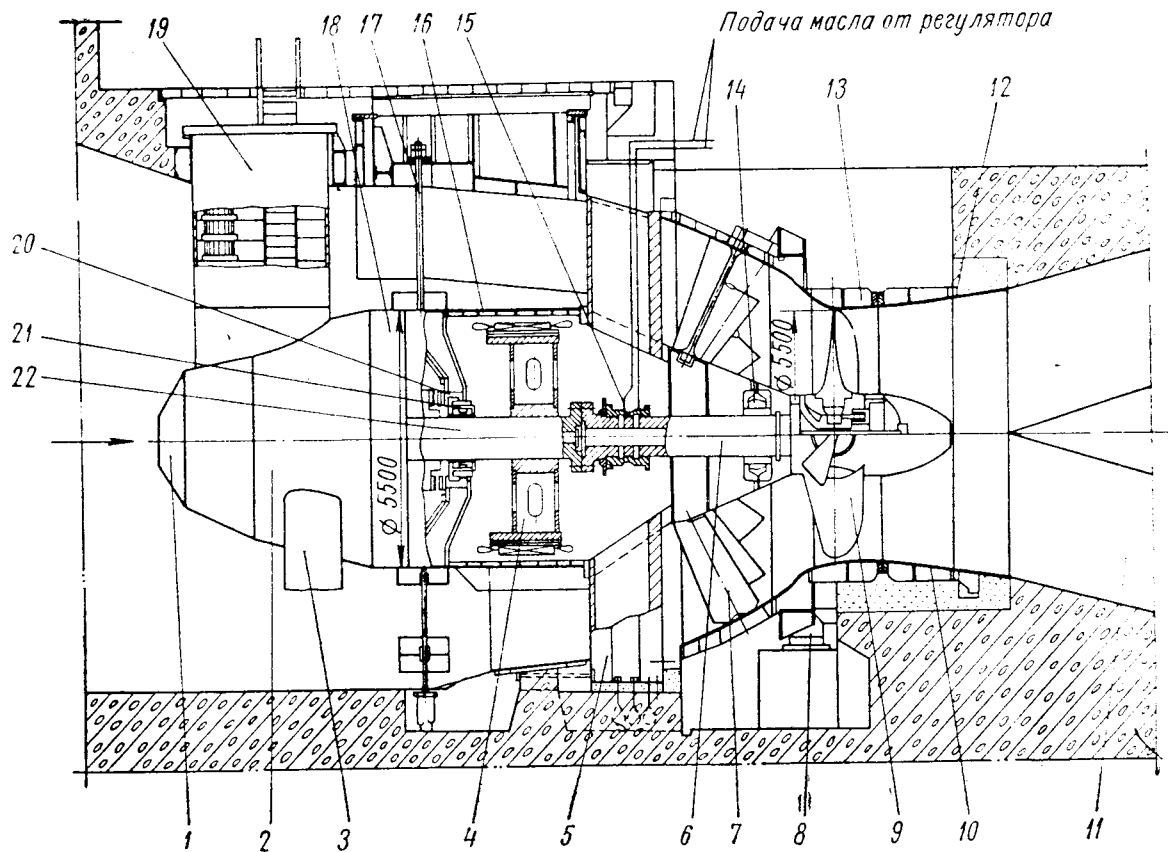


Рис. IV.15. Разрез капсульного агрегата Череповецкой ГЭС:

1 — отъемная головная часть капсулы; 2 — корпус капсулы; 3 — нижняя колонна; 4 — ротор генератора; 5 — опорный статор турбины; 6 — вал турбины; 7 — конический направляющий аппарат; 8 — сервомоторы; 9 — рабочее колесо; 10 — конический пояс; 11 — отсасывающая труба; 12 — фундаментное кольцо; 13 — камера рабочего колеса; 14 — опорный подшипник турбины; 15 — маслоприемник; 16 — статор генератора; 17 — растяжки; 18 — промежуточное кольцо; 19 — верхняя колонна; 20 — подпятник с контрпятай; 21 — опорный подшипник генератора; 22 — вал генератора

камер имеет форму трапеции или двутавра. Угол охвата выполненных спиральных камер находится в пределах 135—270°.

Для современных средне- и высоконапорных турбин спиральные камеры выполняют сварными из вальцованных звеньев (рис. IV.3). Поперечное сечение таких камер, как правило, круглое. Угол охвата спирали в плане составляет 345—360°.

Механические свойства и толщину стального проката, применяемого для изготовления камер, подбирают в зависимости от величины расчетных напряжений. В спиральных камерах при существующих методах расчета на прочность допускаются следующие расчетные напряжения при максимальном расчетном напоре (с учетом гидравлического удара при сбросе нагрузки): для стали

Если напорный трубопровод, питающий каждую турбину, выполняется двухниточным, то спиральную камеру следует принять двухподводной. Такая камера с 1964 г. успешно эксплуатируется на одной из турбин Бухтарминской ГЭС (см. рис. III.11 и III.12).

В целях уменьшения в подводящем трубопроводе и спиральной камере величины гидравлического удара, возникающего при закрывании направляющего аппарата, высоконапорные турбины иногда снабжают холостым выпуском (см. рис. III.20). Он позволяет сбрасывать воду из спиральной камеры непосредственно в нижний бьеф. Открывание холостого выпуска определенным образом связывается с закрыванием направляющего аппарата.

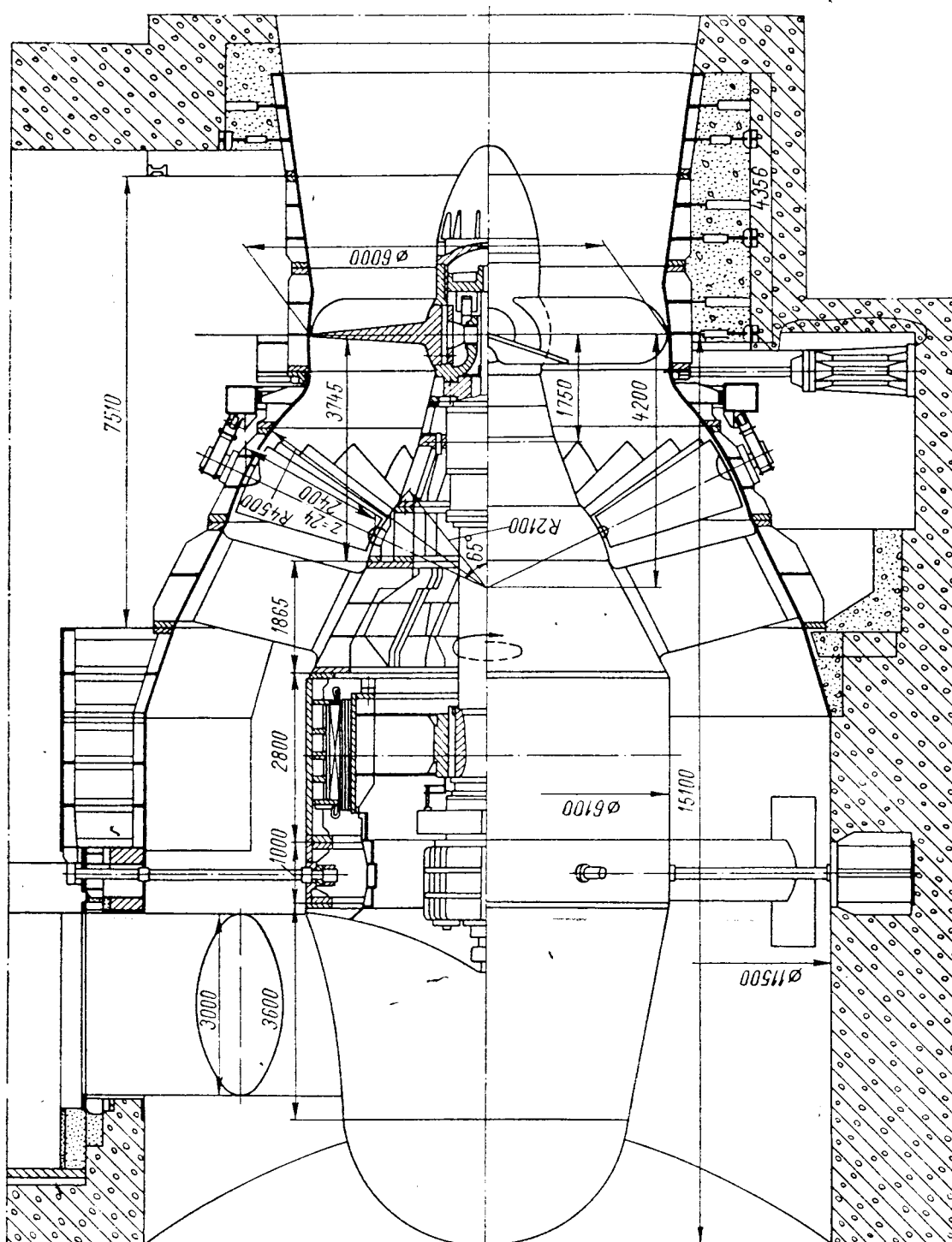


Рис. IV.16. Разрез капюльного агрегата Киевской ГЭС

3. Статор турбины

Статоры гидротурбин в настоящее время изготавливают сварными или из литых заготовок (рис. IV.3), или из плоского, гнутого и штампованного стального проката (рис. IV.9). Статоры для небольших радиально-осевых турбин (диаметр рабочего колеса менее 3 м) нередко выполняют цельнолитыми. Выбор того или иного варианта определяется технико-экономическими соображениями. Разделение статора на секторы зависит от условий производства и транспортировки.

Для очень крупных поворотнолопастных турбин вместо цельных статоров изготавливают только верхний пояс статора и отдельные колонны, которые соединяются с верхним поясом при монтаже (рис. IV.12). Число колонн, как правило, принимается равным половине числа направляющих лопаток. Профиль колонн и конфигурация поясов статора определяются формой спиральной камеры, а их размеры, в частности толщина, — необходимостью обеспечить достаточную прочность и жесткость конструкции.

4. Фундаментные части

К фундаментным частям относятся детали, охватывающие рабочее колесо. Обычно эти детали заливаются бетоном. Для прочной связи с бетоном и удобства при монтаже предусматриваются анкерные планки, стяжки, домкраты. В радиально-осевых турбинах фундаментные части включают фундаментное и опорное кольца и сопрягающий пояс (между фундаментными частями и облицовкой конуса отсасывающей трубы).

У поворотнолопастных турбин фундаментные части включают опорное и фундаментное кольца, камеру рабочего колеса и сопрягающий пояс. В практике гидротурбостроения известны съемные камеры поворотнолопастных турбин, не заливаемые бетоном.

Камеры рабочего колеса горизонтальных капсультных поворотнолопастных турбин бетонируются до оси агрегата, что позволяет разбирать верхнюю часть камеры и вынимать рабочее колесо без демонтажа всего агрегата (рис. IV.16). В зависимости от размеров турбины те или иные детали могут быть объединены в одну деталь (см. рис. IV.10). Соединение статора с фундаментным или с опорным кольцами следует выполнять так, чтобы (см. рис. IV.2) эти детали опирались на статор, что позволяет монтировать их в собранном виде после установки и закрепления статора и тем упрощает монтаж.

До недавнего времени многие крупные детали фундаментных частей (как и других узлов турбины) выполнялись литыми (рис. IV.7). В настоящее время фундаментные части, кроме камеры рабочего колеса, выполняются сварными из стального проката марки МСт.3. Камеру рабочего колеса выполнять из обычной углеродистой стали недопустимо,

так как сталь легко разрушается под воздействием кавитационных явлений. Поэтому омываемые поверхности камеры выполняют из нержавеющей кавитационностойкой стали. Материалом служит либо нержавеющий стальной прокат, либо плакированная (двухслойная) сталь, у которой нержавеющий слой имеет толщину 3—5 мм. Для крупных турбин камеру рабочего колеса обычно не обрабатывают, а получают штампо-гибкой. При двухслойной стали вследствие небольшой толщины кавитационностойкого слоя обработка камеры вообще невозможна.

Камеры выполняются как с фланцевым соединением на болтах (см. рис. IV.9), так и без фланцев (см. рис. IV.12). В последнем случае сборка и соединение частей с помощью сварки производятся при монтаже.

Радиальный зазор между лопастями рабочего колеса и камерой допускается не более $0,001 D_1$, где D_1 — номинальный диаметр колеса. Обычно в камерах для удобства ремонта рабочего колеса предусматривался съемный небетонируемый сектор. Однако в настоящее время, поскольку уплотнения фланцев лопастей в колесах выполняются съемными, надобность в съемных секторах отпадает. Для ремонта в камере достаточно предусмотреть небольшой люк (рис. IV.13).

5. Облицовки шахты турбины и отсасывающей трубы

Шахта турбины и конический диффузор отсасывающей трубы (рис. IV.7), как правило, облицовываются металлом. Количество частей, на которое делится облицовка с приваренными к ней ребрами, определяется условиями ее транспортирования. Соединение частей производится электросваркой при монтаже, облицовки монтируются бесштрабным способом. При этом отпадает надобность в опалубке. Рекомендуемая толщина облицовок при отсутствии в водотоке взвешенных абразивных частиц приведена в табл. IV.1. При наличии в водотоке абразивных частиц толщину облицовки отсасывающей трубы увеличивают на 2 мм. Ребра к облицовке следует приваривать сплошным двусторонним швом. Для прочной связи с бетоном к облицовке конуса привариваются анкерные планки из

Т а б л и ц а IV.1. Толщина облицовки конуса отсасывающей трубы и шахты

Диаметр рабочего колеса, м	Толщина облицовки, мм	
	Отсасывающая труба	Шахта
До 4	8	6
Св. 4 до 6	10	
» 6 8	12	
Св. 8	14	8

расчета одна планка на $0,7-1 \text{ м}^2$ поверхности облицовки.

Колена отводящей трубы и выходной диффузор облицовываются обычно только у турбин сравнительно небольших размеров ($D_1 < 3 \text{ м}$).

6. Направляющий аппарат

Направляющий аппарат гидротурбин выполняет следующие основные функции: создание и изменение циркуляции (закрутки)

в) радиальный — оси лопаток расположены перпендикулярно к оси агрегата.

Наибольшее распространение имеет цилиндрический направляющий аппарат как наиболее простой в изготовлении и обеспечивающий достаточно высокий к. п. д. турбины.

Конический направляющий аппарат применяется для капсульных (рис. IV.15 и IV.16) и диагональных (рис. IV.14) турбин. Известны случаи применения такого аппарата для обычных вертикальных осевых гидротурбин.

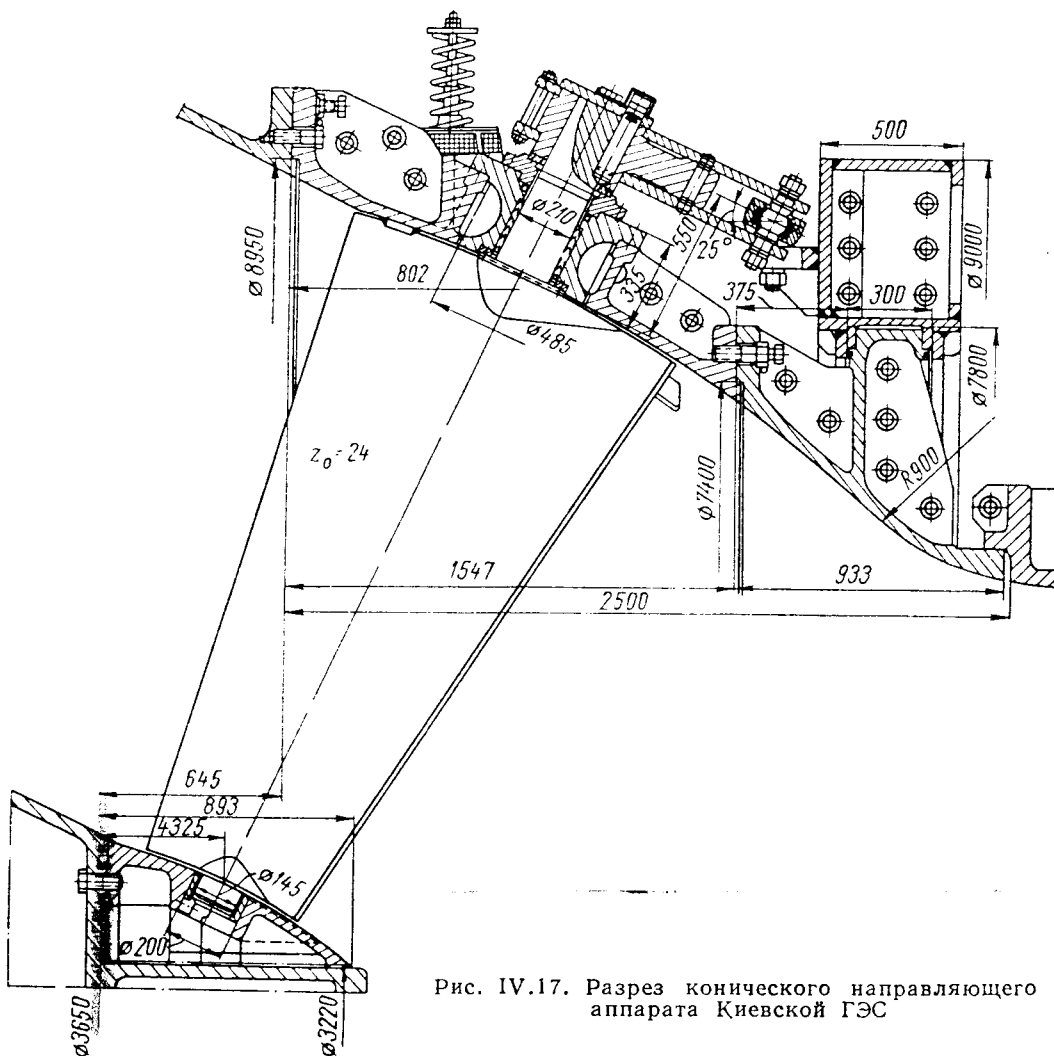


Рис. IV.17. Разрез конического направляющего аппарата Киевской ГЭС

потока, поступающего на рабочее колесо, и регулирование расхода воды в соответствии с заданными мощностью и скоростью вращения агрегата; заклинивание турбины при закрытом положении направляющих лопаток; защиту агрегата от разгона (при соответствующей схеме управления гидроагрегатом).

Существуют следующие конструкции направляющих аппаратов:

а) цилиндрический — оси направляющих лопаток расположены на цилиндрической поверхности (рис. IV.2) параллельно оси агрегата;

б) конический — оси лопаток расположены на конической поверхности (рис. IV.17);

Радиальный (осевой) направляющий аппарат применяется для прямоточных гидротурбин. Однако прямоточные гидроагрегаты вследствие ряда недостатков распространения не получили. Основные требования, предъявляемые к конструкции направляющего аппарата, следующие:

а) максимальное открытие лопаток должно обеспечивать полную пропускную способность турбины с запасом не менее 5%;

б) в закрытом состоянии зазоры между направляющими лопатками, а также между ними и верхним и нижним кольцами должны быть очень малыми, чтобы свести к минимуму непроизводительные протечки воды;

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

г) конструкция направляющего аппарата должна исключать проворот или вращение вокруг собственной оси лопаток при потере управления ими;

д) должна быть предусмотрена хорошая смазка цапф лопаток, шарниров и трущихся поверхностей механизма поворота направляющего аппарата;

е) конструкция элементов направляющего аппарата и допуски на их изготовление должны обеспечивать возможность правильной сборки и регулировки, а также демонтажа направляющего аппарата;

ж) схема привода от сервомотора к лопаткам направляющего аппарата должна обеспечивать наиболее выгодное соотношение между гидравлическим моментом на лопатке и движущим моментом, создаваемым сервомотором;

з) при конструировании особое внимание должно быть обращено на прочность деталей, подвергающихся ударным воздействиям потока.

На рис. IV.1—IV.17 приведены различные конструктивные исполнения направляющего аппарата. Направляющий аппарат обычно включает в себя верхнее и нижнее кольца, крышку турбины, регулирующее кольцо, опору пяты (если компоновка агрегата предусматривает опирание ротора на крышку турбины), направляющие лопатки и детали передачи от регулирующего кольца к направляющим лопаткам. Для радиально-осевых турбин верхнее кольцо и крышку обычно выполняют за одно целое. Такое же решение практикуется при проектировании сравнительно небольших поворотлопастных турбин (рис. IV.10; IV.11). Все крупные кольцевые детали изготавливаются сварными из стального проката. В случаях, определяемых экономической и технической целесообразностью, нижнее кольцо выполняется литым.

У высоконапорных турбин ($H > 200$ м), а также у турбин, рабочий поток которых несет взвешенные абразивные частицы, оmyаемые поверхности верхнего и нижнего колец защищаются специальными облицовками. Направляющие лопатки изготавливаются как литыми, так и сварными.

Не следует объединять в одну деталь верхний пояс статора и верхнее кольцо направляющего аппарата, так как это усложняет обработку и монтаж направляющего аппарата.

Практика показывает, что предусматривать индивидуальный выем направляющих лопаток, как правило, нет надобности.

Во избежание возможных надиров между регулирующим кольцом и его опорой следует устанавливать антифрикционные планки, которые желательно изготавливать из бронзы. Это особенно важно для тех направляющих аппаратов, на которые возлагается защита агрегата от разгона.

Посадку в сопряжении регулирующего кольца с его опорой по диаметру $D_{оп}$ (рис. IV.18) рекомендуется выполнять согласно табл. IV.2.

Т а б л и ц а IV.2. Сопряжение регулирующего кольца с опорой

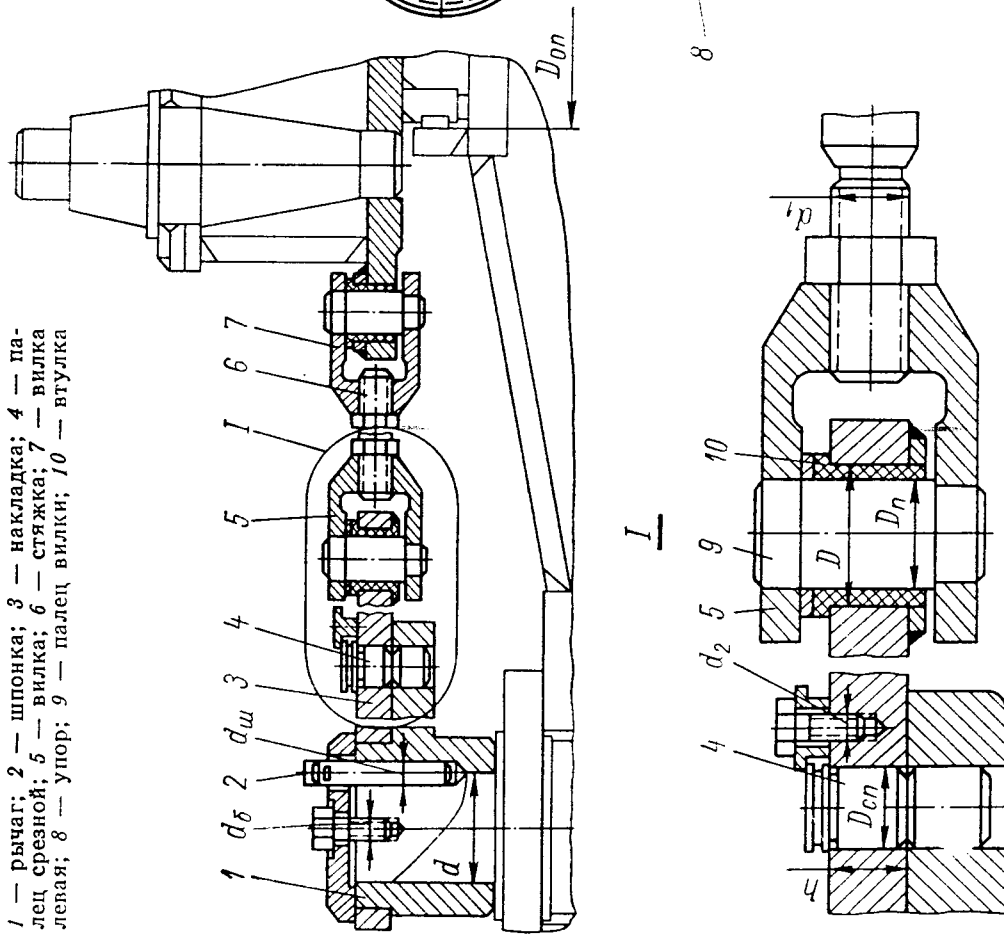
Номинальный диаметр сопряжения $D_{оп}$, мм	Допуск, мм	
	на отверстии	на вал
Св. 1250 до 1600	+0,45	-0,6 -1,05
Св. 1600 до 2000	+0,5	-0,6 -1,1
Св. 2000 до 2500	+0,55	-0,6 -1,15
Св. 2500 до 3150	+0,6	-1 -1,6
Св. 3150 до 4000	+0,7	-1 -1,7
Св. 4000 до 5000	+0,8	-1,5 -2,3
Св. 5000 до 6300	+0,9	-1,5 -2,4
Св. 6300 до 8000	+1	-2 -3
Св. 8000 до 10 000	+1,2	-2 -3,2

В настоящее время в поворотлопастных и радиально-осевых гидротурбинах вертикального исполнения применяется нормализованная конструкция направляющего аппарата (все основные размеры его деталей выбираются в зависимости от типоразмера турбины).

В основу кинематической схемы механизма поворота направляющих лопаток положена унифицированная силовая схема регулирования, обеспечивающая получение минимальных усилий и работоспособности сервомоторов. Это требование для данного профиля лопатки обеспечивается выбором определенного эксцентриситета и угла расположения серьги по отношению к регулирующему кольцу.

На рис. IV.18 изображена схема нормализованного механизма поворота лопаток направляющего аппарата. Выбор основных размеров деталей механизма поворота производится в зависимости от диаметра рабочего колеса D_1 (табл. IV.3), диаметра сервомотора

Ри. IV. 18. Механизм поворота лопаток направляющего аппарата (φ — угол между осью рычага и касательной к окружности D_0):
 1 — рычаг; 2 — шпонка; 3 — накладка; 4 — палец срезной; 5 — вилка; 6 — стяжка; 7 — вилка левая; 8 — упор; 9 — палец вилки; 10 — втулка



Вид в плане

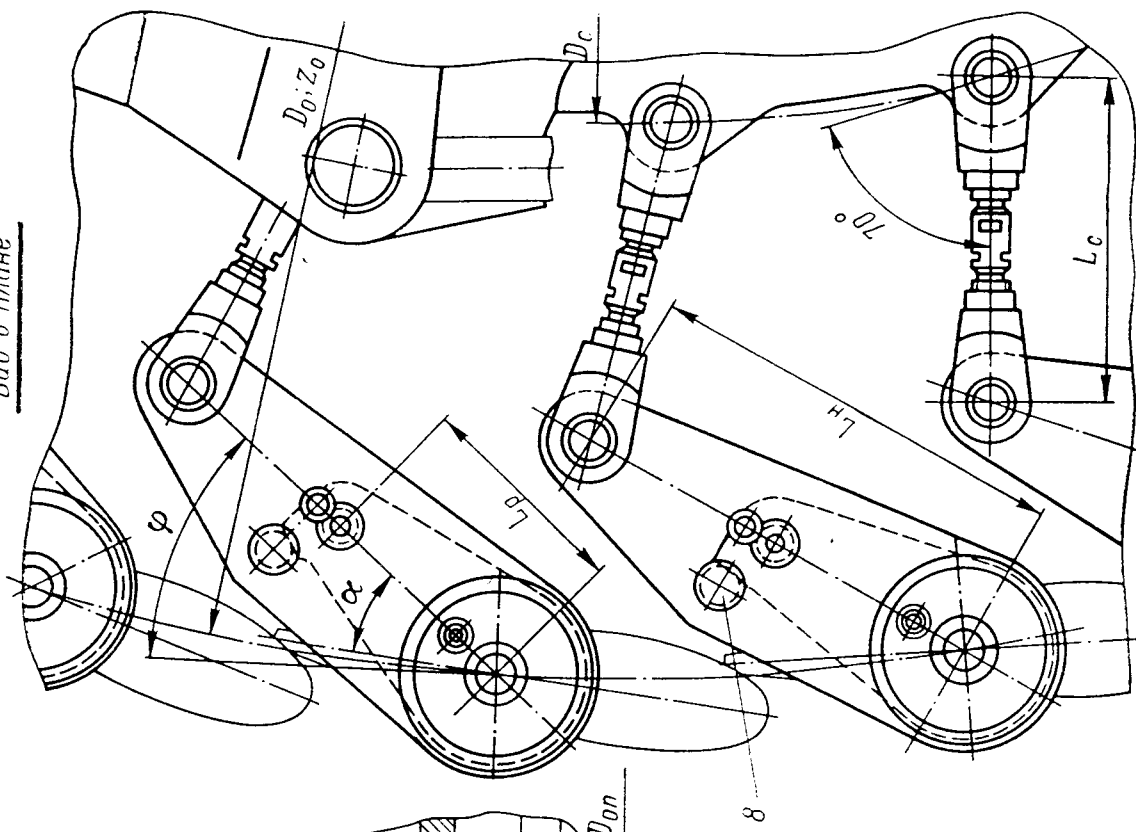


Таблица IV.3. Основные размеры (в мм) механизма поворота лопаток

D_1	z_0 шт.	D_0	$\rho_{\text{вдв}}^{\text{в}}$	D_c	L_H	L_p	L_c
1800		2200		1500	240	130	297
2000	16	2400	22	1600	270	145	342
2250		2750		1800	300	160	410
2500		2900		2000	330	165	266
2800		3250		2250	370	185	294
3200		3750		2550	430	215	361
3600		4200		2900	480	240	383
4000		4650		3200	540	270	424
4500		5250		3600	600	300	491
5000		5800		4000	670	335	527
5500	24	6400	42	4400	740	370	588
6000		7000		4800	800	400	655
6500		7500		5200	870	435	665
7000		8100		5600	940	470	727
7500		8750		6000	1000	500	839
8000		9300		6400	1050	525	865
8500		9850		6800	1100	550	912
9000		10500		7200	1100	440	1036
9500		11000		7600	1180	470	1041
10000	32	11500	42	8000	1250	500	1051
10500		12000		8400	1350	540	1045

Таблица IV.4. Размеры деталей (в мм) механизма поворота лопаток

d_c	z_0 шт.	d_1	D	D_n	D_{cn}	h	d_2
250		M36	55	45	36	36	M10
300	16	M42	60	50	40	40	M10
350		M48	70	60	45	45	M10
300		M36	55	45	36	36	M10
350		M42	60	50	40	40	M10
400—450		M48	70	60	45	45	M10
500		M56×4	80	70	50	52	M10
550—600	24	M64×4	90	80	60	60	M12
650—700		M72×4	105	90	70	70	M12
750—800		M80×4	115	100	80	80	M16
850—900		M90×4	125	110	90	90	M16
950—1000		M100×4	140	125	100	100	M16
400—450		M42	60	50	45	40	M10
500		M48	70	60	50	45	M10
550—600	32	M56×4	80	70	60	52	M12
650—700		M64×4	90	80	70	60	M12
750—800		M72×4	105	90	80	70	M16
850—900		M80×4	115	100	90	80	M16

Таблица IV.5. Размеры деталей (в мм) механизма поворота лопаток

d_b	d	d_{uu}	d_b
110	100	34	M24
120	110	34	
130	120	40	M30
140	130	40	
150	140	40	M36
160	150	50	
180	160	50	M42
200	180	50	M48
220	200	60	
240	220	60	M56
260	240	60	
280	260	70	M64
300	280	70	
330	300	70	
360	330	80	
390	360	80	M72
420	390	100	
450	420	100	

d_c и числа направляющих лопаток z_0 (табл. IV.4), диаметра средней цапфы направляющей лопатки d_b (табл. IV.5).

Размеры рычага, серьги, накладки и регулирующего кольца зависят от нескольких указанных параметров и выбираются соответственно по нескольким таблицам. Размеры в табл. IV.4 даны для максимального давления масла в сервомоторах 25 кг/см^2 . Угол α (между осью лопатки и осью рычага) выбирается в зависимости от профиля направляющих лопаток по табл. IV.24.

Для радиально-осевых турбин с относительно большими сервомоторами в случаях, когда детали серьги (поз. 5, 6, 7 рис. IV.18) не размещаются по длине L_c , возможно отступление от нормализованной конструкции.

Предварительный выбор диаметра средней цапфы d_b направляющей лопатки производится по табл. IV.6 и IV.7. Выбранное значение d_b проверяется расчетом.

Размеры основных деталей механизма поворота направляющих лопаток выбираются по соответствующим таблицам.

Рычаг (рис. IV.19, табл. IV.8 и IV.9). Размеры L_p , $D_{сн}$, d , h устанавливаются по табл. IV.3, IV.4, IV.5. Размер B в случае необходимости повысить прочность рычага может быть увеличен (см. контур рычага, указанный тонкой линией).

Шпонка разрезная цилиндрическая (рис. IV.20, табл. IV.10). Размеры шпонки выбираются в зависимости от диаметра d шейки лопатки под рычаг. Размер d выбирается по табл. IV.5. Размер h_5 соответствует положению шпонки до заколачивания. Шпонка рассчитывается на срез и на смятие. Если напряжения в шпонке превышают допустимые, необходимо изменить марку материала или принять следующий размер диаметра. Материал — сталь 45.

Накладка (рис. IV.21, табл. IV.11 и IV.12). Размеры накладки, связанные с диаметром срезного пальца $D_{сн}$, выбираются по табл. IV.11. Размеры, зависящие от диаметра шейки лопатки d , выбираются по табл. IV.12. Размеры L_n , L_p , h , $D_{сн}$, d выбираются по табл. IV.3, IV.4, IV.5; размеры l_2 и l_3 определяются при конструировании. Материал — сталь МСт.3.

Палец срезной (рис. IV.22, табл. IV.13). Срезной палец является предохранительным элементом направляющего аппарата. Диаметр выточки срезного пальца d_1 определяется по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{P_{ср}}{0,785\tau} + d^2} \text{ см,} \quad (\text{IV.1})$$

где $P_{ср}$ — усилие, действующее на палец в момент среза, в кг; $\tau = 5000 \text{ кг/см}^2$ — разрушающее напряжение.

Чтобы срезной палец не разрушился от усталостных напряжений, разрушающее усилие принимают равным $P_{ср} = 1,6P_{\text{max}}$, где P_{max} — усилие, приходящееся на один палец при максимальном давлении в сервомоторах. Материал — сталь 45.

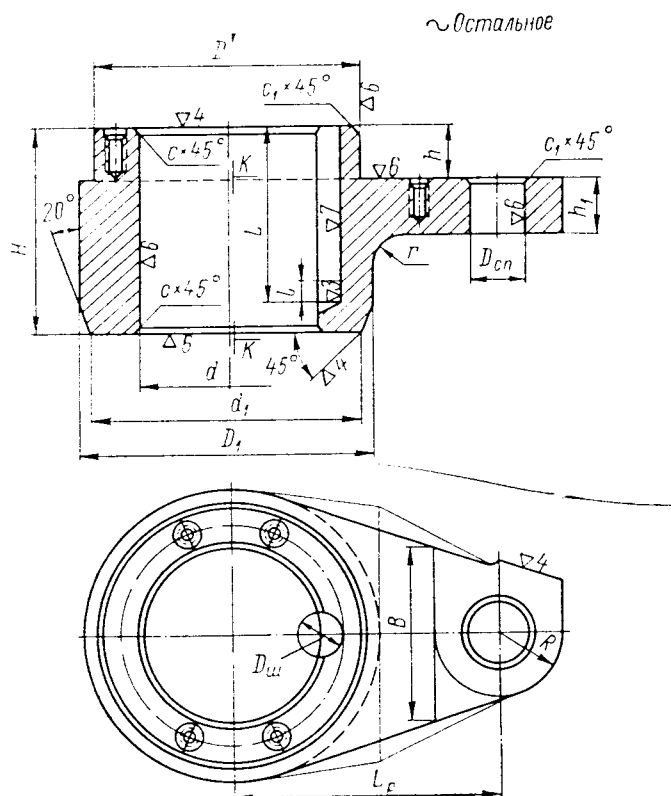


Рис. IV. 19. Рычаг

Вилка (рис. IV.23, табл. IV.14). Вилки стяжки выполняются с правой и левой резьбой. Пример обозначения: вилка с правой резьбой М36 кл. 3 обозначается: *Вилка М36*; вилка с левой резьбой М36 кл. 3 обозначается: *Вилка М36 левая*.

Размер d_1 вилки выбирается по табл. IV.4.

Стяжка (рис. IV.24, табл. IV.15). Размер L стяжки определяется при конструировании направляющего аппарата. Материал — сталь 25.

Палец вилки (рис. IV.25, табл. IV.16). Материал — сталь 35.

Втулки пальцев (см. рис. IV.18). Втулки пальцев изготавливаются из бронзы, текстолита, древесной пресскрошки и т. д. В современных турбинах эти втулки выполняют из материалов, не требующих систематической смазки, например из капрона. Следует иметь в виду, что в коническом и радиальном направляющих аппаратах как втулки, так и пальцы механизма поворота лопаток должны быть сферическими.

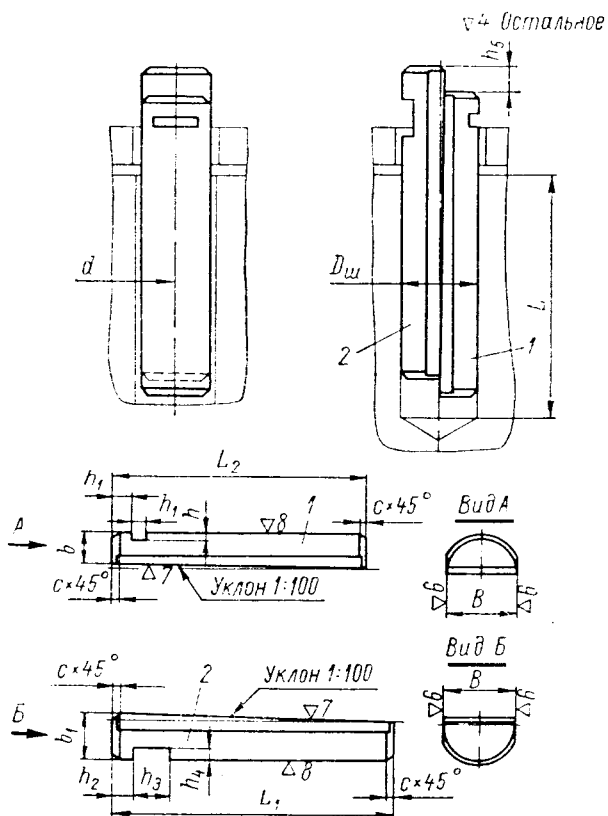


Рис. IV. 20. Шпонка разрезная цилиндрическая:
1 — закладная часть; 2 — забивная часть

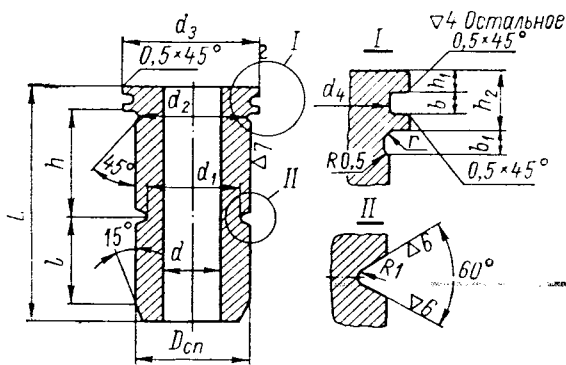


Рис. IV.22. Палец срезной

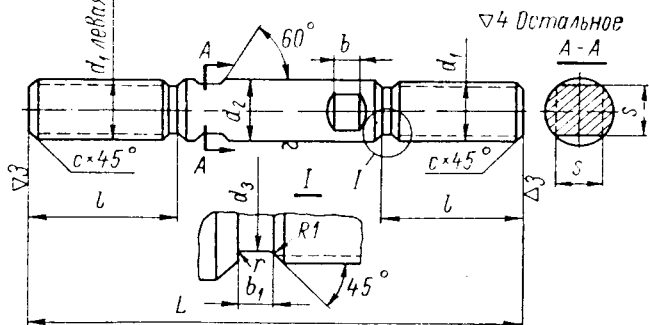


Рис. IV.24. Стяжка

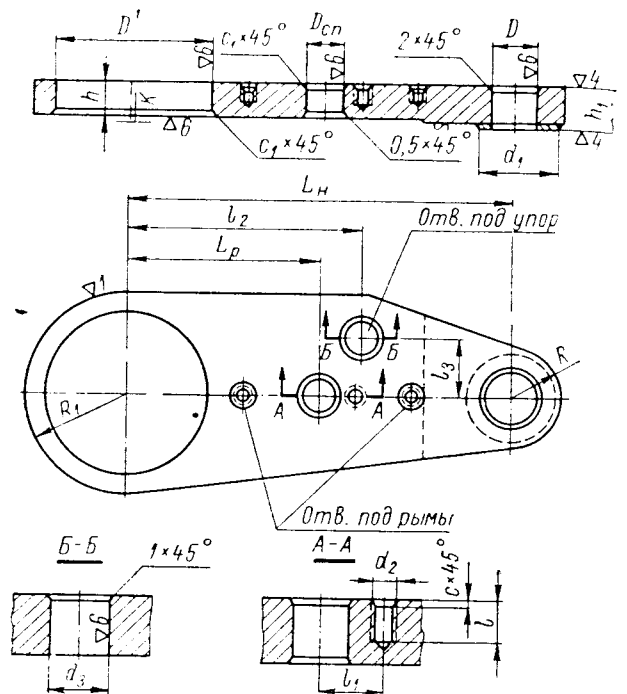


Рис. IV.21. Накладка

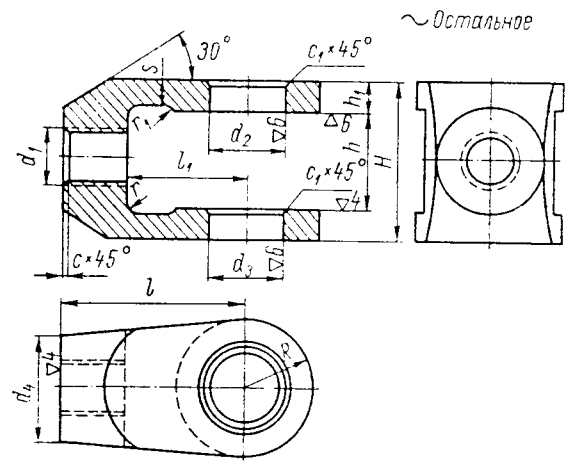


Рис. IV.23. Вилка

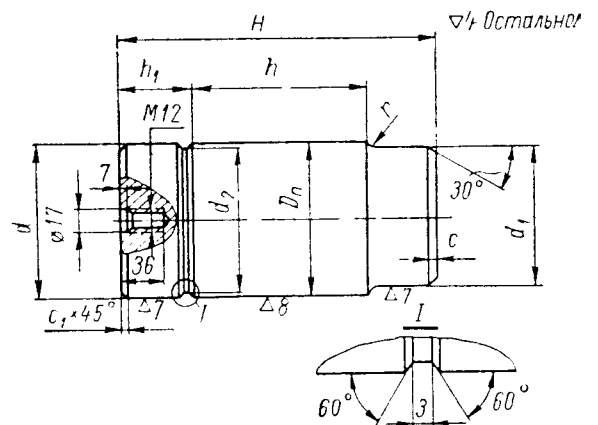


Рис. IV.25. Палец вилки

Т а б л и ц а IV.6. Предварительный выбор диаметра цапфы d_b (в мм) направляющей лопатки поворотлопастной турбины

D_1 мм	z_0 шт.	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
		Относительная высота направляющего аппарата $\bar{b}_0 = b_0/D_1$								
		0,45	0,45	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35
		Пределы напора H , м								
		До 10	До 15	До 20	До 30	До 40	До 50	До 60	До 70	До 80
1800	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2000		—	—	—	—	—	—	—	—	—
2250		—	—	—	—	—	—	—	—	—
2500	24	—	—	—	—	—	—	130—140	130—140	140—150
2800		110	110	110	110—120	120—130	130—140	140—150	140—150	150—160
3200		110	120	120	120—130	130—140	140—150	150—160	150—160	160—180
3600		120	130	130	140—150	150—160	160—180	180—200	180—200	200—220
4000		130	140	140	150—160	160—180	180—200	200—220	200—220	220—240
4500		140	150	150	160—180	180—200	200—220	220—240	220—240	240—260
5000		150	160	160	180—200	200—220	220—240	240—260	240—260	260—280
5500		160	180	180	200—220	220—240	240—260	260—280	260—280	280—300
6000		180	200	200	220—240	240—260	260—280	280—300	280—300	300—330
6500		180	200	220	240—260	240—260	260—280	280—300	300—330	330—360
7000		200	200	220	240—260	260—280	280—300	300—330	300—330	330—360
7500		200	220	240	260—280	280—300	300—330	330—360	330—360	360—390
8000		200	220	240	260—280	280—300	300—330	330—360	330—360	360—390
8500	220	240	260	280—300	300—330	330—360	360—390	360—390	390—420	
9000	32	220	240	260	280—300	300—330	330— 360—390	—	—	—
9500		240	260	280	300—330	330— 360—390	—	—	—	—
10 000		240	260	280	—	—	—	—	—	—
10 500		260	280	—	—	—	—	—	—	—

Таблица IV.7. Предварительный выбор диаметра цапфы d_b (в мм) направляющей лопатки радиально-осевой турбины

D_1 мм	z_0 шт.	PO45	PO75	PO115	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500
		Относительная высота направляющего аппарата $\bar{b}_0 = b_0/D_1$							
		0,35	0,3	0,25	0,2	0,16	0,12	0,1	0,08
Пределы напора H , м									
		До 45	До 75	До 115	До 170	До 230	До 310	До 400	До 500
1800		—	—	—	—	120—130	120—130—140	140—150—160	160—180—200
2000	16	110—120	110—120	110—120—130	120—130—140	130—140	130—140—150	150—160—180	180—200—220
2250		110—120	120—130	120—130—140	130—140—150	140—150	140—150—160	160—180—200	200—220—240
2500		120—130	130—140	130—140—150	140—150—160	150—160	150—160—180	180—200—220	220—240—260
2800		120—130—140	140—150	140—150—160	150—160—180	160—180	160—180—200	200—220—240	240—260—280
3200		130—140—150	150—160	150—160—180	160—180—200	180—200	180—200—220	220—240—260	260—280—300
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	24	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—330	330—360	330—360—390	360—390—420	390—420	—	—	—
8500		300—330—360	360—390	360—390—420	390—420—450	420—450	—	—	—

Таблица IV.8. Размеры рычага (в мм)

d	D'	D_1	$D_{ш}$	d_1	H	c	r	K	L	l
100A	165C	175	34A	158	130 _{-0,3}	2	15	0,02	110	10
110A	175C	190	34A	168	140 _{-0,3}	2	15	0,02	120	
120A	195C	210	40A	185	150 _{-0,3}	2	20	0,02	125	
130A	210C	225	40A	195	165 _{-0,4}	2	20	0,02	140	
140A	220C	240	40A	210	180 _{-0,4}	2	20	0,02	155	
150A	240C	260	50A	220	195 _{-0,4}	2	25	0,02	170	
160A	255C	275	50A	235	210 _{-0,4}	3	25	0,02	185	
180A	275C	300	50A	260	230 _{-0,4}	3	25	0,03	205	
200A	305C	330	60A	290	250 _{-0,4}	3	25	0,03	220	
220A	330C	355	60A	310	270 _{-0,5}	3	30	0,03	240	
240A	350C	380	60A	335	290 _{-0,5}	3	30	0,03	260	
260A	380C	410	70A	355	310 _{-0,5}	4	30	0,03	275	
280A	400C	440	70A	385	330 _{-0,5}	4	40	0,03	295	
300A	440C	480	70A	420	350 _{-0,5}	4	40	0,03	315	
330A	480C	530	80A	450	370 _{-0,6}	4	40	0,03	330	
360A	520 _{-0,05}	570	80A	480	400 _{-0,6}	4	50	0,03	360	
390A	570 _{-0,05}	620	100A	525	420 _{-0,6}	4	50	0,03	375	
420A	610 _{-0,05}	660	100A	555	450 _{-0,6}	4	50	0,03	405	

Таблица IV.9. Размеры рычага (в мм)

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

Т а б л и ц а IV.10. Размеры разрезной цилиндрической шпонки (в мм)

<i>d</i>	<i>D_ш</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>b</i>	<i>b₁</i>	<i>B</i>	<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>h₂</i>	<i>h₃</i>	<i>h₄</i>	<i>h₅</i>	<i>c</i>
100 110	34Т 34Т	110 120	140 150	120 130	15,8 15,7	18,45 18,55	33	4	5	15	25	6	25	1
120 130 140	40Т 40Т 40Т	125 140 155	155 170 185	135 150 165	18,65 18,5 18,35	21,6 21,75 21,9	39	4	5	15	25	7	25	1
150 160 180	50Т 50Т 50Т	170 185 205	210 225 250	185 200 225	23,15 23 22,75	27,15 27,3 27,55	48	5	8	20	32	8	30	1,5
200 220 240	60Т 60Т 60Т	220 240 260	275 295 315	240 260 280	27,6 27,4 27,2	32,8 33 33,2	58	5	8	25	40	10	40	2
260 280 300	70Т 70Т 70Т	275 295 315	340 360 380	305 325 345	31,95 31,75 31,55	38,45 38,65 38,85	68	6	10	30	45	12	40	2
330 360	80Т 80Т	330 360	405 440	360 395	36,4 36,05	44,1 44,45	78	6	10	35	50	14	50	3
390 420	100Т 100Т	375 405	440 470	395 425	46,05 45,75	54,45 54,75	98	8	15	40	55	16	50	3

Т а б л и ц а IV.11. Размеры накладки (в мм)

$\frac{D_{сн} =}{= d_3}$	<i>d₂</i>	<i>l</i>	<i>l₁</i>	<i>c</i>	<i>c₂</i>	<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>D</i>	<i>d₁</i>	<i>R</i>
36A ₃	M10	22	31	1	1	36	48	55A ₃	75	45
40A ₃	M10	22	34	1	1	40	51	60A ₃	85	52
45A ₃	M10	22	36	1	1,5	40 45	51 65	60A ₃ 70A ₃	85 100	52 60
50A ₃	M10	22	39	1	1,5	45 52	65 79	70A ₃ 80A ₃	100 110	60 66
60A ₃	M12	25	46	1,5	1,5	52 60	79 89	80A ₃ 90A ₃	110 130	66 75
70A ₃	M12	25	51	1,5	2	60 70	89 96	90A ₃ 105A ₃	130 145	75 85
80A ₃	M16	30	61	1,5	2	70 80	96 116	105A ₃ 115A ₃	145 160	85 95
90A ₃	M16	30	66	1,5	3	80 90	116 136	115A ₃ 125A ₃	160 180	95 105
100A ₃	M16	30	71	1,5	3	100	146	140A ₃	205	120

Т а б л и ц а IV.12. Размеры накладки (в мм)

<i>d</i>	<i>D'</i>	<i>R₁</i>	<i>K</i>
100	165A	100	0,02
110	175A	105	0,02
120	195A	118	0,02
130	210A	128	0,02
140	220A	135	0,02
150	240A	145	0,02
160	255A	155	0,02
180	275A	165	0,03
200	305A	182	0,03
220	330A	200	0,03
240	350A	210	0,03
260	380A	230	0,03
280	400A	240	0,03
300	440A	260	0,03
330	480A	285	0,03
360	520 ^{+0,07}	305	0,03
390	570 ^{+0,07}	330	0,03
420	610 ^{+0,07}	350	0,03

Таблица IV.13. Размеры срезного пальца (в мм)

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

Таблица IV.14. Размеры вилки (в мм)

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

Таблица IV.15. Размеры стяжки (в мм)

d_1	d_2	d_3	s	l	b	b_1	r	c
M36	42	30	36 _{-0,34}	85	18	6	1,5	2
M42	48	35,5	41 _{-0,34}	100	20	6	1,5	2
M48	53	41	46 _{-0,34}	115	22	6	1,5	2
M56×4	60	50	50 _{-0,34}	135	22	8	2	3
M64×4	70	58	60 _{-0,4}	150	24	8	2	3
M72×4	80	66	70 _{-0,4}	170	28	8	2	3
M80×4	90	74	80 _{-0,4}	190	30	8	2	3
M90×4	100	84	85 _{-0,46}	215	32	8	2	3
M100×4	110	94	95 _{-0,46}	240	36	8	2	3

Таблица IV.16. Размеры пальца вилки (в мм)

D_n	d	d_1	d_2	H	h	h_1	c	$c_1=r$
45X	45T	42T	44,5	94	58	17	3	1
50X	50T	48T	49	104	62	20	3	1
60X	60T	55T	59	124	76	23	3	2
70X	70T	65T	69	144	90	26	3	2
80X	80T	75T	79	165	100	32	3	2
90X	90T	85T	89	186	110	37	4	2
100X	100T	90T	99	216	130	42	4	2
110X	110T	100T	109	246	150	47	4	2
125X	125T	120T	124	260	160	52	4	2

Упор (рис. IV. 26, табл. IV. 17). Упоры служат для предотвращения разворота лопаток при разрушенном срезном пальце. Упоры,

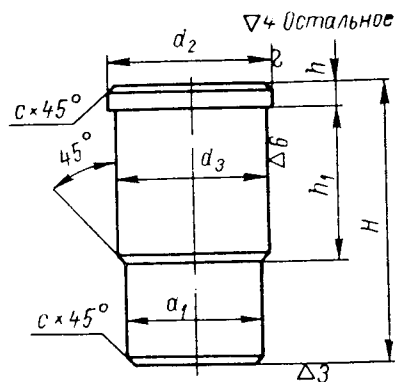


Рис. IV.26. Упор

ограничивающие открытие лопатки сверху необходимого, как правило, привариваются к статору. Упоры, ограничивающие разворот лопатки в сторону закрытия, закрепляются

на накладках, что при разрушенном срезном пальце облегчает его замену и исключает качание лопатки в потоке воды. Размер d_3 упора выбирается по табл. IV.11. Материал — сталь Ст.3.

Таблица IV.17. Размеры упора (в мм)

d_3	d_1	d_2	c	h	h_1	H
36C	34	40	1	5	35	65
40C	38	45	1	5	39	70
45C	42	50	1	5	39 44	70 80
50C	46	56	2	6	44 50	80 90
60C	55	65	2	6	50 58	90 105
70C	65	75	2	8	58 68	105 120
80C	75	90	2	8	68 78	120 140
90C	85	100	3	10	78 88	140 160
100C	95	110	3	10	95	180

Направляющая лопатка. Цапфы лопатки (рис. IV.27, табл. IV.18 и IV.19). Исполнение 1 применяется при расположении уплотнения в верхней части корпуса подшипника, исполнение 2 — при расположении уплотнения в нижней части корпуса подшипника. Размер H должен быть согласован с высотой корпуса подшипника.

Профили тела (пера) направляющей лопатки. В настоящее время находят применение направляющие лопатки двух нормальных профилей:

- а) симметричного (рис. IV.28, табл. IV.20);
- б) асимметричного (рис. IV.29, табл. IV.21).

Применение каждого профиля обуславливается типом спиральной камеры турбины. Симметричный профиль применяется, как правило, для спиральных камер с углом охвата в плане меньше 200° (поворотлопастные турбины); асимметричный профиль применяется для спиральных камер с углом охвата больше 200° (радиально-осевые турбины).

Размеры q и t на рис. IV.28 и IV.29 определяют величину литейного припуска под обрабатываемую площадку, к которой-

Таблица IV.18. Размеры (в мм) цапф направляющей лопатки, исполнение 1

d_b	d	d_a	d_1	$d_{ш}$	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_8	h_9	d_2	d_3	$c=r$	c_1	K	K_1	m
110Л 120Л	100Л 110Д	90Л 100Л	105 115	34А 34А	556 596	110 120	240 255	10 10	118 128	12 12	98 108	10	63	M24	32					
130Л 140Л	120Д 130Д	110Л 120Л	125 135	40А 40А	640 696	125 140	270 295	10 10	140 150	15 15	118 128	11	75	M30	39	3	2	0,03	0,15	
150Л 160Л	140Д 150Д	130Л 140Л	145 155	40А 50А	742 796	155 170	315 335	10 10	162 172	15 15	138 148	12	88	M36	46					
180Л	160Д	150Л	170	50А	876	185	360	20	192	20	162	13	100	M42	54					10
200Л 220Л	180Д 200Д	160Л 180Л	190 210	50А 60А	970 1060	205 220	400 435	20 20	215 235	20 20	172 192	14	112	M48	60	5	3	0,04	0,2	
240Л 260Л	220Д 240Д	200Л 220Л	230 250	60А 60А	1150 1240	240 260	470 500	20 20	255 278	20 20	214 235	16	128	M56	70					
280Л 300Л 330Л 360Л	260Д 280Д 300Д 330Д	240Л 260Л 280Л 300Л	270 290 315 345	70А 70А 70А 80А	1336 1426 1552 1672	275 295 315 330	530 565 610 640	20 20 25 25	300 320 352 385	25 25 25 25	256 278 300 320	17	144	M64	78	5	4	0,05	0,3	
390Л 420Л 450Л	360Д 390Д 420Д	330Л 360Л 390Л	375 405 435	80А 100А 100А	1802 1926 2056	360 375 405	700 730 785	25 25 25	415 445 475	25 30 30	350 382 415	17	150	M72	86	5	4	0,06	0,3	35

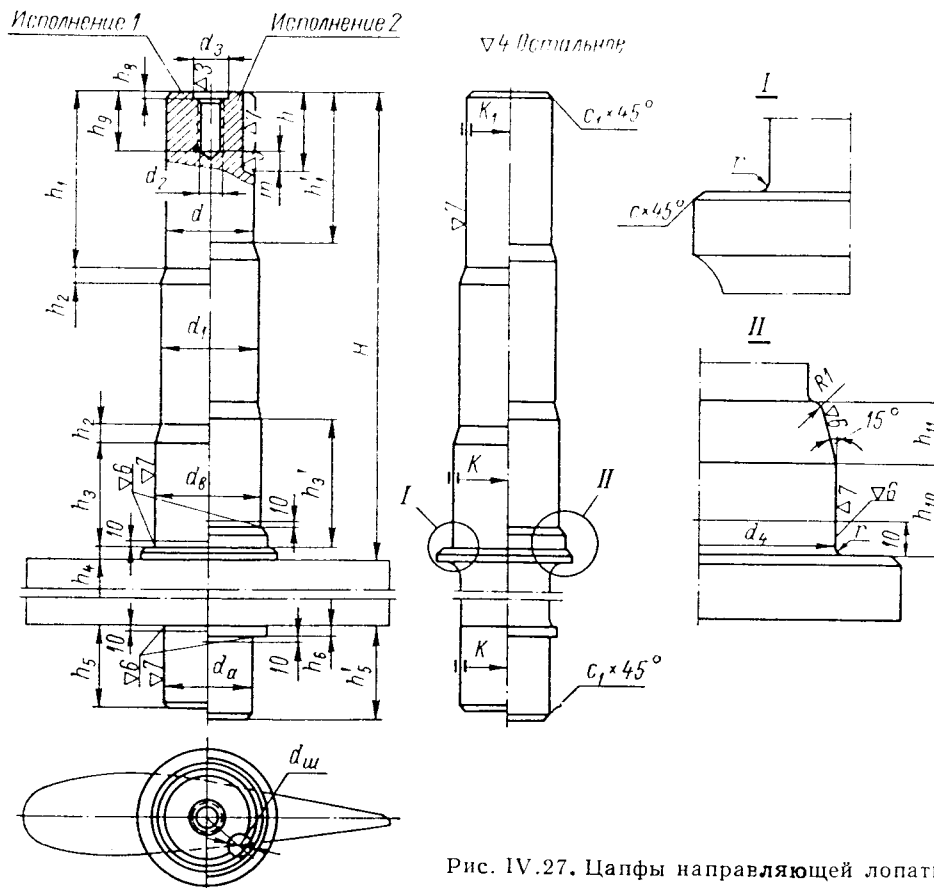


Рис. IV.27. Цапфы направляющей лопатки

Таблица IV.19. Размеры (в мм) цапф направляющей лопатки, исполнение 2

d_b	d_4	H	h'_1	h'_3	h'_5	h_6	h_{10}	h_{11}
110Л	125С ₃	544	200	172	134	10		
120Л	140С ₃	584	215	184	144	10		
130Л	150С ₃	626	230	192	154	10		
140Л	160С ₃	682	250	204	165	10	35	20
150Л	180С ₃	726	270	215	178	12		
160Л	190С ₃	782	290	225	188	12		
180Л	210С ₃	862	315	245	200	12		
200Л	230С ₃	952	345	282	214	15		
220Л	250С ₃	1042	380	305	235	15		
240Л	270С ₃	1132	410	325	258	15	44	25
260Л	290С ₃	1222	440	345	288	15		
280Л	320С ₃	1318	470	368	308	15		
300Л	340С ₃	1408	505	388	334	18		
330Л	370С ₃	1528	540	435	354	18		
360Л	400С ₃	1648	575	468	376	20		
390Л	430С ₃	1778	630	500	415	20	54	30
420Л	470С ₃	1904	660	530	448	20		
450Л	500С ₃	2034	710	560	480	20		

примыкает выходная кромка соседней лопатки при закрытом направляющем аппарате.

Следует иметь в виду, что размеры, определяющие форму профиля (табл. IV.20 и IV.21), пропорциональны D_0 и обратно пропорциональны z_0 . Однако размеры R_1 и R_2 (рис. IV.28 и IV.29) не сохраняют пропорциональности при переходе к иному числу лопаток, что связано с изменением углов γ_1 и γ_2 наклона площадок контакта сопрягаемых лопаток. Эти углы связаны зависимостью

$$\gamma_1 = \gamma_2 + \frac{360}{z_0} \text{ град.} \quad (\text{IV.2})$$

Для справок в табл. IV.22 и IV.23 (рис. IV.30) приводятся моменты инерции J_x (в см^4) и моменты сопротивления W_x (в см^3) относительно главной оси xx , а также площади сечения F (в см^2) в зависимости от толщины стенки s (в мм) применяемых профилей направляющих лопаток.

В табл. IV.24 (рис. IV.28 и IV.29) даны обычно принимаемые значения относительного эксцентриситета симметричного и асимметричного профиля лопаток. В этой таблице z_0 — число лопаток; φ — угол между осью рычага и касательной к окружности D_0 ; α — угол между осями лопатки и рычага; относительный эксцентриситет

$$n_0 = \frac{L'_1 - L'_2}{2(L'_1 + L'_2)}. \quad (\text{IV.3})$$

Рис. IV.28. Размеры симметричного профиля:
 а — профиль лопатки; б — сопряжение лопаток в закрытом положении

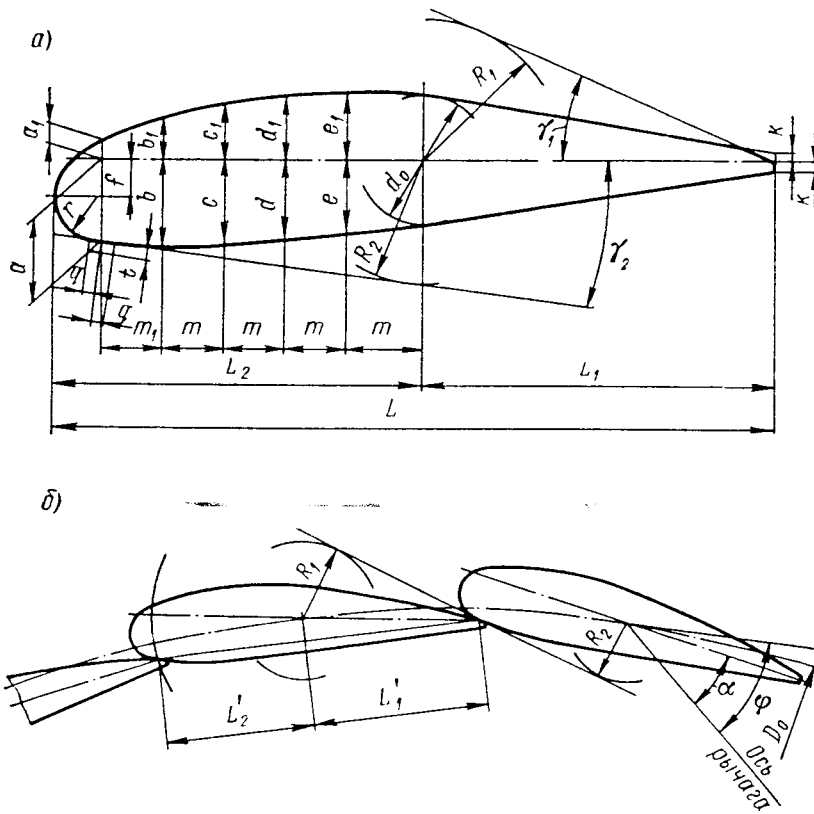
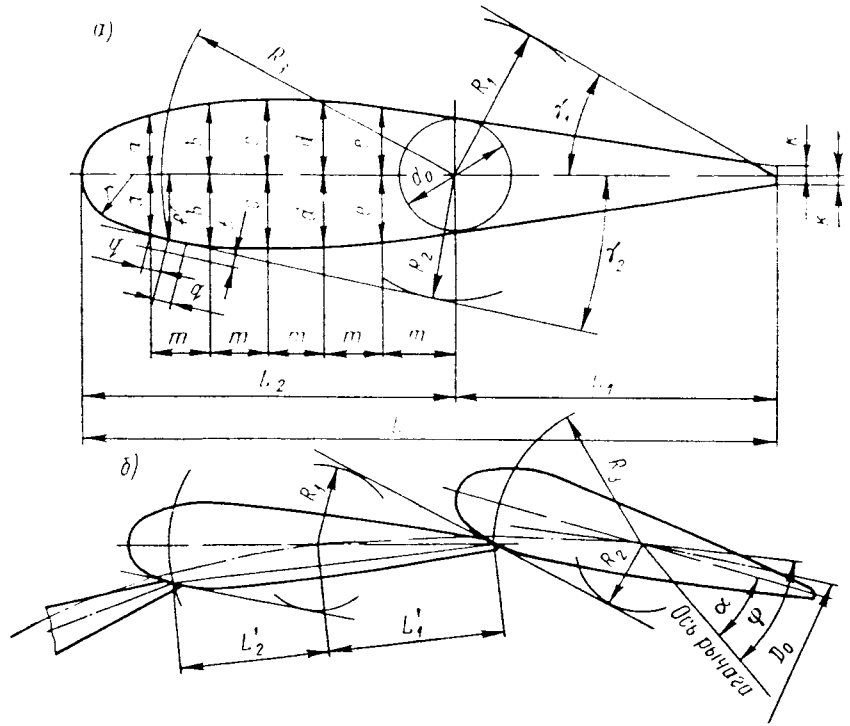
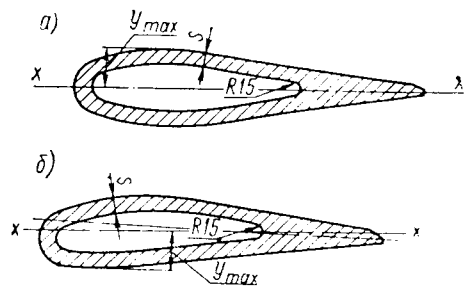


Рис. IV.29. Размеры асимметричного профиля:
 а — профиль лопатки; б — сопряжение лопаток в закрытом положении

Рис. IV.30. Профили направляющих лопаток:
 а — симметричный; б — асимметричный



Т а б л и ц а IV.20. Основные размеры (в мм) симметричного профиля направляющей лопатки

D_1	D_0	z_0 шт.	a	b	c	d	e	d_0	m	κ	r	R_1	R_2	R_3	f	L_1	L_2	L	q	t
2 500	2 900	24	36,9	44,6	46,5	44,6	40,5	69,9	37,1	3,7	28,9	96	76	175	40,5	209	223	432	12	8
2 800	3 250	24	41,2	50,1	52,2	50,1	45,4	78,4	41,5	4,2	32,4	108	85	202	45,7	235	250	485	12	8
3 200	3 750	24	47,6	57,7	60,1	57,7	52,3	90,5	47,9	4,8	37,3	123,7	98	225	53,1	270	288	558	15	8
3 600	4 200	24	53,2	64,6	67,2	64,6	58,5	101,2	53,6	5,4	41,7	139	110	253	59,1	302	321	623	15	8
4 000	4 650	24	59,0	71,6	74,5	71,6	64,9	112,0	59,3	5,9	46,3	154	122	280	65,8	335	357	692	20	10
4 500	5 250	24	66,6	80,8	84,1	80,8	73,3	126,6	67,0	6,7	52,3	176	138	315	73,0	379	404	783	20	10
5 000	5 800	24	73,7	89,3	93,0	89,3	81,1	140,0	74,1	7,4	57,7	187	150	349	83,7	418	445	863	25	10
5 500	6 400	24	81,2	98,5	102,6	98,5	89,4	154,2	81,8	8,1	63,6	214	169	385	90,0	461	491	952	25	15
6 000	7 000	24	88,9	107,7	112,1	107,7	97,7	168,7	89,4	8,9	69,6	232	184	421	98,3	504	538	1042	25	15
6 500	7 500	24	95,3	115,4	120,2	115,4	104,7	180,9	95,8	9,5	74,6	251	198	451	103,7	541	576	1117	25	15
7 000	8 100	24	102,9	124,7	129,9	124,7	113,1	195,4	103,5	10,3	80,6	271	214	487	112	584	622	1206	25	15
7 500	8 750	24	111,1	134,7	140,3	134,7	122,2	211,1	111,8	11,1	87,1	293	231	526	121	630	672	1303	25	15
8 000	9 300	24	118,3	143,2	149,1	143,2	130,1	224,4	118,9	11,9	92,7	312	245	560	128,7	671	715	1386	25	15
8 500	9 850	24	125,3	151,7	157,9	151,7	137,8	237,7	125,9	12,6	98,2	330	260	592	136,3	710	757	1467	25	15
9 000	10 500	32	100,0	121,2	126,2	121,2	110,0	190,0	100,7	10,0	78,4	234	212	476	110,1	568	605	1173	25	15
9 500	11 000	32	104,8	127,0	132,2	127,0	115,2	199,0	105,5	10,5	82,1	245	222	499	115,3	595	634	1229	30	20
10 000	11 500	32	109,5	132,7	138,2	132,7	120,5	208,1	110,3	10,9	85,9	256	232	521	120,6	622	663	1285	30	20
10 500	12 000	32	114,3	138,5	144,2	138,5	125,7	217,1	115,1	11,4	89,6	267	242	544	125,8	649	691	1340	30	20

Т а б л и ц а IV.21. Основные размеры (в мм) асимметричного профиля направляющей лопатки

D_1	D_0	z_0 шт.	a	a_1	b	b_1	c	c_1	d	d_1	e	e_1	d_0	m	m_1	κ	f	r	R_1	R_2	L_1	L_2	L	q	t
1800	2200	16	57,2	14,7	58,4	25,9	57,8	35,2	53,2	39,9	47,9	42,6	83,2	38,6	28,5	4,7	21,3	31,1	118	77	245	220	465	12	8
2000	2400	16	62	16	63,7	28,3	62,9	38,4	57,9	43,5	52,3	46,4	90,7	42,1	31,6	5,1	26,5	33,9	129	81	236	240	506	15	8
2250	2750	16	71,5	18,4	73,1	32,4	72,2	44	66,5	49,9	59,9	53,1	104	48,1	36,4	5,8	30,4	38,9	147	96	305	275	580	15	8
2500	2900	24	50,1	12,9	51,4	22,8	50,8	31	46,7	35	42,1	32,4	73,1	33,8	27,1	4,1	21,4	27,3	85	73	215	193	408	12	8
2800	3250	24	56,4	14,5	57,1	25,5	56,8	34,6	52,4	39,3	47,2	41,8	81,9	37,9	31	4,6	24	30,6	95	82	241	216	457	12	8
3200	3750	24	64,6	16,7	66,3	29,4	65,6	40	60,4	45,3	54,4	48,3	14,5	43,8	35,3	5,3	27,7	35,4	110	91	278	250	528	15	8
3600	4200	24	72,3	18,7	74,3	33	73,4	44,8	67,6	50,8	60,9	54,1	105,7	49,1	38,9	6,0	31	39,6	124	106	311	280	591	15	8
4000	4650	24	80	20,7	82,3	36,5	81,3	49,6	74,9	56,2	67,5	59,9	117,2	51,3	41,2	6,6	34,3	43,9	137	117	345	310	655	20	10
4500	5250	24	90,4	23,42	93	41,2	91,9	56	84,6	63,4	76,3	67,6	132,1	61,4	48,7	7,4	38,7	49,5	155	133	389	350	739	20	10
5000	5800	24	100,5	25,9	102,6	45,6	101,4	61,9	93,4	70,1	84,2	74,8	146,2	67,8	53,5	8,2	42,8	51,6	171	147	430	387	817	25	10
5500	6400	21	110,1	28,6	113,1	50,3	112,0	68,4	103	77,3	93	82,5	161,1	74,8	60,1	9,0	47,1	60,1	189	162	475	427	901	25	15
6000	7000	21	120	31,2	128,8	54,9	122,4	74,6	112,7	84,6	101,6	90,2	176,2	81,7	67,2	9,9	51,6	65,9	206	176	519	466	985	25	15
6500	7500	21	128,6	33,4	132,6	58,8	131,1	79,9	120,7	90,6	108,9	96,6	188,8	87,5	72,0	10,6	55,3	70,6	221	189	556	499	1055	25	15
7000	8100	21	138,9	36,1	143,2	63,5	141,6	86,3	130,4	97,9	117,6	101,4	203,9	94,5	77,8	11,5	59,7	76,2	238	204	601	539	1140	25	15
7500	8750	21	150	39	154,7	68,6	153,0	93,2	140,9	105,7	127,0	112,7	220,2	102,1	81	12,4	61,5	82,4	257	220	649	582	1231	25	15
8000	9300	24	159,4	41,4	164,5	72,9	162,6	99,1	149,7	112,4	135	119,8	234,1	108,5	89,7	13,1	68,5	87,5	274	234	690	619	1399	25	15
8500	9850	24	168,9	43,9	174,2	77,2	172,2	105	158,6	119	143	126,9	247,9	115	94,6	13,9	72,6	92,7	290	248	730	656	1386	25	20

Т а б л и ц а IV.22. Геометрические характеристики симметричного профиля лопатки

D_1 , мм	D_0 , мм	Обозначения	s, мм										y_{\max} , мм		
			30	35	40	45	50	55	60	65	70	75		80	Среднее сечение
2500	2900	J^x W^x F													1174
															252
2800	3250	J^x W^x F													1851
															356
3200	3750	J^x W^x F													3284
															546
3600	4200	J^x W^x F	4620												5169
			687												768
			338												
4000	4650	J^x W^x F	6610	7050											7757
			839	945											1041
			394	444											
4500	5250	J^x W^x F	10 190	10 920	11 500	11 960									12 620
			1 210	1 300	1 366	1 421									1 500
			454	515	571	623									
5000	5800	J^x W^x F	14 330	15 580	16 500	17 250	17 830	18 220							18 780
			1 540	1 675	1 770	1 855	1 915	1 958							2 020
			511	581	647	708	766	819							
5500	6400	J^x W^x F	20 000	21 930	23 570	24 810	25 720	26 430	26 980						27 950
			1 950	2 139	2 298	2 420	2 507	2 580	2 630						2 720
			570	651	726	798	865	929	987						
6000	7000	J^x W^x F	26 960	29 780	32 150	33 970	35 580	36 720	37 740	38 320	38 897				39 840
			2 405	2 650	2 865	3 030	3 170	3 270	3 365	3 415	3 470				3 550
			631	721	808	889	967	1 040	1 109	1 174	1 234				

D ₁ , мм	D ₀ , мм	Обозначения	s, мм												У _{пак} мм
			30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	Сплош- ное сечение	
6500	7500	J _x	33 852	37 667	40 810	43 400	45 770	47 400	48 730	49 970	50 640	51 304	51 590	52 543	
		W _x	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	682	781	876	966	1 052	1 134	1 211	1 284	1 353	1 418	1 479	1 733	
7000	8100	J _x	44 108	48 648	52 800	56 820	59 930	62 660	64 735	66 300	67 850	68 760	69 406	71 481	
		W _x	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	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	56 700	63 330	69 200	74 600	79 000	82 500	86 040	88 600	90 650	92 500	93 900	97 747	
		W _x	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	808	928	1 044	1 155	1 262	1 365	1 464	1 558	1 648	1 734	1 835	2 363	
8000	9300	J _x	68 600	76 600	84 200	90 900	96 800	101 500	106 000	110 000	113 000	115 500	117 800	124 251	
		W _x	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	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	83 100	92 750	102 000	110 500	117 500	124 800	130 000	134 900	139 290	142 970	146 000	156 308	
		W _x	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	920	1 057	1 192	1 322	1 448	1 570	1 687	1 800	1 908	2 008	2 113	2 990	
9000	10 500	J _x	39 910	44 070	48 270	51 570	53 600	56 590	58 350	59 850	60 820	62 000	62 560	63 870	
		W _x	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	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	46 230	51 505	56 200	60 400	64 250	66 500	69 000	71 000	72 400	73 600	74 600	76 721	
		W _x	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	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	53 700	60 030	65 550	70 040	74 540	78 043	81 045	83 546	85 714	87 382	88 383	91 885	
		W _x	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	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	61 416	69 118	75 042	80 967	86 496	90 841	94 197	97 752	100 122	102 097	103 677	108 811	
		W _x	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	833	956	1 076	1 191	1 302	1 409	1 512	1 610	1 704	1 794	1 879	2 503	

Примечание. Значения J_x даны в см⁴, W_x — в см³, F — в см².

Т а б л и ц а IV.23. Геометрические характеристики асимметричного профиля лопатки

D_1 , мм	D_0 , мм	Обозначения	s , мм										$U_{\text{тах}}$ мм				
			30	35	40	45	50	55	60	65	70	75		80	Сплош- нос сечение		
1800	2200	J^x W^x F														1457 294 298	49,5
2000	2400	J^x W^x F														2063 382 354	54
2250	2750	J^x W^x F														3556 574 465	61,9
2500	2900	J^x W^x F														808 200 230	43,5
2800	3250	J^x W^x F														1369 281 288	48,7
3200	3750	J^x W^x F														2429 433 384	56,1
3600	4200	J^x W^x F														3823 608 483	62,9
4000	4650	J^x W^x F	5040 723 370													5737 823 591	69,7
4500	5250	J^x W^x F	7778 988 427	8304 1055 484												9322 1185 752	78,7

Продолжение табл. IV.23

D_1 , мм	D_0 , мм	Обозначения	s, мм												Уплотнит. сечение	Уплотнит. сечение	
			30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80				
5000	5800	J^x	11 039	11 856	12 470	12 947										13 883	86,9
		W^x	1 270	1 364	1 435	1 490										1 598	
		F	480	546	606	664										920	
5500	6400	J^x	15 508	16 872	17 883	18 691	19 247									20 585	95,8
		W^x	1 619	1 761	1 867	1 951	2 009								2 149		
		F	537	612	683	749	811								1 119		
6000	7000	J^x	20 967	22 991	24 582	25 811	26 823	27 618								29 462	104,9
		W^x	1 999	2 192	2 343	2 460	2 557	2 633							2 809		
		F	595	679	760	836	907	975							1 338		
6500	7500	J^x	26 415	29 085	31 469	33 185	34 711	35 760	37 190							38 859	112,3
		W^x	2 352	2 590	2 802	2 955	3 091	3 184	3 312						3 460		
		F	643	736	824	908	988	1 063	1 134	1 202					1 537		
7000	8100	J^x	34 249	37 881	40 995	44 238	45 665	47 351	48 649	49 946						52 865	121,3
		W^x	2 823	3 123	3 380	3 647	3 765	3 904	4 011	4 117	4 171				4 358		
		F	701	803	900	994	1 083	1 168	1 249	1 326	1 398				1 792		
7500	8750	J^x	44 350	49 140	53 575	57 478	60 493	62 977	64 928	66 525	68 122					72 290	131
		W^x	3 385	3 751	4 090	4 388	4 618	4 807	4 956	5 078	5 200				5 518		
		F	764	876	985	1 089	1 189	1 284	1 376	1 463	1 546				2 096		
8000	9300	J^x	53 669	60 208	65 620	70 581	74 415	77 797	80 729	83 435	85 239	86 700				91 891	139,2
		W^x	3 855	4 325	4 714	5 070	5 345	5 589	5 799	5 994	6 123	6 237			6 601		
		F	815	936	1 053	1 166	1 274	1 379	1 479	1 574	1 666	1 753			2 362		
8500	9850	J^x	64 963	72 622	79 430	85 671	90 778	95 600	99 288	102 125	104 962	107 515	109 340			115 600	147,5
		W^x	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	868	998	1 124	1 245	1 263	1 476	1 585	1 689	1 790	1 886	1 978		2 651		

Примечание. Значения J^x даны в см⁴, W^x — в см³, F — в см².

Таблица IV.24. Относительный эксцентриситет лопаток

z_0 , шт.	φ , град	α , град	n_0
Симметричный профиль			
24	42	35	0,04
32	42	35	0,039
Асимметричный профиль			
16	22	12	0,058
24	42	33	0,051

Размеры L_1 и L_2' определяются при построении (вычерчивании) направляющего аппарата. Построение направляющего аппарата (рис. IV. 31) производится также для опреде-

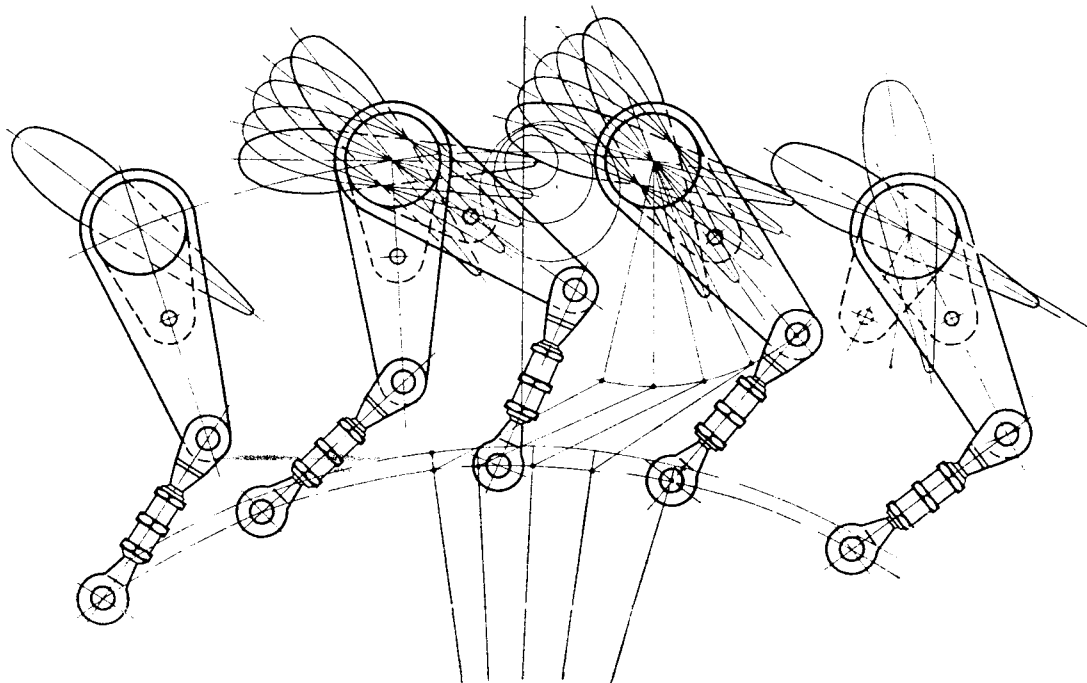


Рис. IV.31. Построение направляющего аппарата

ления хода сервомотора, обеспечивающего максимальное открытие направляющего аппарата, для окончательного выбора параметров кинематической схемы механизма поворота (включая привязку пальца тяги сервомотора к регулируемому кольцу) и для проверки отсутствия задевания соседних рычагов при крайних положениях механизма и после разрушения предохранительного элемента (срезного пальца).

В последние годы у некоторых турбин с целью создания самонепоткрывающегося направляющего аппарата относительный эксцентриситет принят равным 0,025. В этом случае направляющий аппарат, будучи закрыт, не открывается и при отсутствии давления в сервомоторах. Однако такой эксцентриситет вызывает увеличение диаметра сервомоторов направляющего аппарата. Кроме того, практика эксплуатации показывает, что необходимости в таких аппаратах нет. Поэтому выбор величины эксцентриситета должен определяться минимально возможным диаметром сервомоторов, что в конечном счете благоприятно сказывается и на размерах маслonaпорной установки, и на весе направляющего аппарата (лопаток; регулирующего кольца; деталей, связывающих регулирующее кольцо с лопатками).

Направляющие лопатки выполняются как литыми, так и сварными. Это позволяет применять для них весьма широкий ассортимент сталей: 30Л; 20ГСЛ; 0Х12НДЛ; МСт. 3; 20ГС и др. При сварных лопатках возможно создание комбинированных конструкций из сталей разных марок.

Подшипники направляющих лопаток. На рис. IV.32 представлена нормализованная

конструкция подшипника направляющей лопатки в двух исполнениях. Исполнение 1 применяется при работе направляющей лопатки с втулками из древесластика (ДСП) на водяной смазке. В этом случае манжетное уплотнение 7 подшипника устанавливается в верхней части корпуса 3. Исполнение 2 применяется при работе направляющей лопатки с втулками из бронзы или древесластика на масляной смазке. В этом случае манжет-

ное уплотнение 8 устанавливается в нижней части корпуса 3. Резиновые манжеты выбираются по ГОСТу 6969—54.

должен соответствовать классу точности A_3 . Окончательный размер d для втулки верхней цапфы (табл. IV.27) определяется после расче-

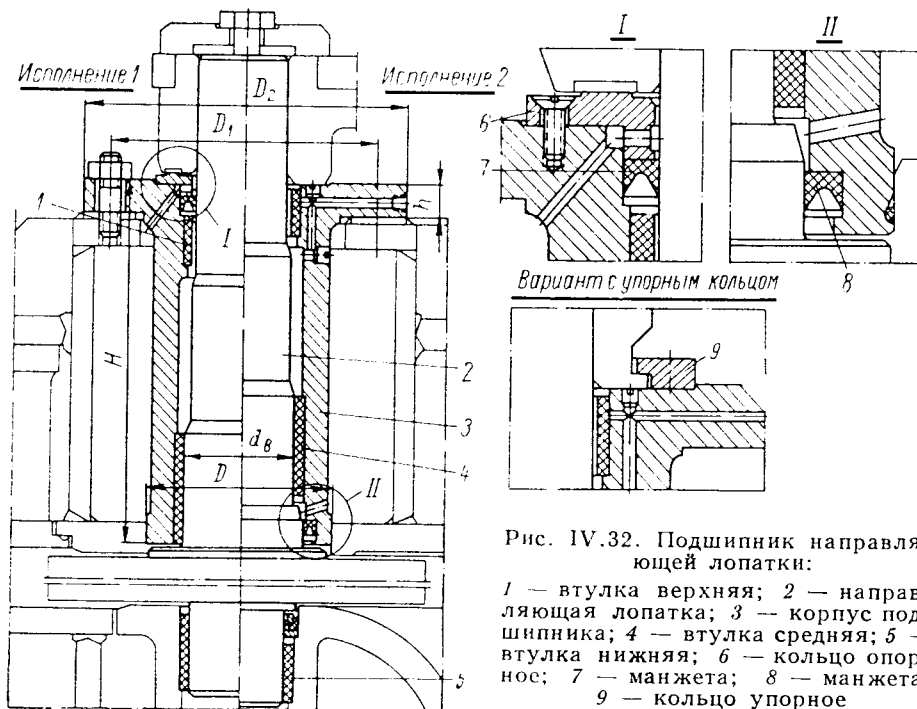


Рис. IV.32. Подшипник направляющей лопатки:

1 — втулка верхняя; 2 — направляющая лопатка; 3 — корпус подшипника; 4 — втулка средняя; 5 — втулка нижняя; 6 — кольцо опорное; 7 — манжета; 8 — манжета; 9 — кольцо упорное

Опыт эксплуатации показывает, что исполнение 1 не может быть рекомендовано, так как смазка весьма нагруженных средних цапф направляющих лопаток проточной водой приводит к износу трущихся пар взвешенными в воде частицами и к коррозии металлических поверхностей, коэффициент трения возрастает.

В тех случаях, когда направляющая лопатка давлением воды поднимается вверх, устанавливают упорные кольца 9. Подъем лопатки происходит тогда, когда вес лопатки за вычетом архимедовой силы меньше выталкивающего усилия от давления воды. Усилие от давления воды, если нижняя цапфа лопатки не разгружена от давления, будет

$$P_e = H \frac{\pi d_{ш}^2}{40} \text{ кг}, \quad (\text{IV.4})$$

где H — напор в м; $d_{ш}$ — диаметр шейки (на верхней цапфе лопатки), которую опоясывает уплотнительная манжета, в см.

Основные размеры корпуса подшипника выбираются по табл. IV.25 в зависимости от диаметра средней цапфы d_b направляющей лопатки. Размер H корпуса 3 должен быть согласован с размерами крышки турбины и высотой цапфы направляющей лопатки. Материал корпуса — чугун СЧ 21-40.

Размеры втулок из древлпластика и их конструктивные исполнения приведены на рис. IV.33 и IV.34 и в табл. IV.26 и IV.27. Размер отверстия d после запрессовки втулки

та направляющей лопатки на прочность в зависимости от принятого прогиба верхней цапфы.

Т а б л и ц а IV.25. Нормализованные размеры (в мм) корпуса подшипника

d_b	D		D_1	D_2	H	h
	Исполнение 1	Исполнение 2				
110	185	190	260	310	400	42
120	200	210	285	340	430	45
130	215	220	300	355	460	45
140	230	235	320	375	500	45
150	245	255	335	390	530	45
160	260	270	350	410	570	40
180	290	295	380	440	630	42
200	320	325	430	505	700	45
220	350	355	465	540	770	50
240	375	380	490	565	840	52
260	400	410	540	630	910	55
280	430	440	570	660	980	60
300	460	470	600	690	1050	65
330	510	510	670	775	1150	70
360	550	550	710	815	1250	75
390	590	590	770	890	1350	80
420	640	640	820	940	1450	85
450	680	680	880	1010	1550	90

Таблица IV.26. Нормализованные размеры (в мм) втулки средней и нижней цапф

d	D	L	c	c_1	α , град	l	b	t	r	r_1
90 \pm 0,32 \pm 0,28	105 \pm 0,28 \pm 0,24	90	1	3	45					
100 \pm 0,32 \pm 0,28	115 \pm 0,28 \pm 0,24	100	1	3	40					
110 \pm 0,37 \pm 0,33	125 \pm 0,33 \pm 0,29	110	1	3	36	8	6	2	3	1
120 \pm 0,37 \pm 0,33	135 \pm 0,33 \pm 0,29	120	1	3	36					
130 \pm 0,37 \pm 0,33	150 \pm 0,33 \pm 0,29	130	1	3	30					
140 \pm 0,4 \pm 0,36	160 \pm 0,36 \pm 0,32	140	1,5	3	30					
150 \pm 0,4 \pm 0,36	175 \pm 0,36 \pm 0,32	150	1,5	4	24					
160 \pm 0,46 \pm 0,41	185 \pm 0,41 \pm 0,37	160	1,5	4	24	10				
180 \pm 0,46 \pm 0,41	205 \pm 0,41 \pm 0,37	180	1,5	4	24					
200 \pm 0,5 \pm 0,45	225 \pm 0,45 \pm 0,4	200	1,5	4	20	8	8	3	4	1,5
220 \pm 0,5 \pm 0,45	250 \pm 0,45 \pm 0,4	220	2	5	20	12				
240 \pm 0,57 \pm 0,52	270 \pm 0,52 \pm 0,47	240	2	5	18					
260 \pm 0,57 \pm 0,52	290 \pm 0,52 \pm 0,47	260	2	5	20					
280 \pm 0,62 \pm 0,57	315 \pm 0,57 \pm 0,52	280	2	5	18					
300 \pm 0,62 \pm 0,57	335 \pm 0,57 \pm 0,52	300	2	5	18					
330 \pm 0,73 \pm 0,67	370 \pm 0,67 \pm 0,61	330	3	6	15					
360 \pm 0,73 \pm 0,67	400 \pm 0,67 \pm 0,61	360	3	6	15	15	10	4	5	2
390 \pm 0,73 \pm 0,67	430 \pm 0,67 \pm 0,61	390	3	6	12					
420 \pm 0,8 \pm 0,74	465 \pm 0,74 \pm 0,68	420	3	6	12					
450 \pm 0,8 \pm 0,74	495 \pm 0,74 \pm 0,68	450	3	6	12					

Таблица IV.27. Нормализованные размеры (в мм) втулки верхней цапфы

d_g	d	D	L	c	c_1	$\rho_{доп}$
110	100 \pm 0,32 \pm 0,28	115 \pm 0,28 \pm 0,24	55	1	3	40
120	110 \pm 0,37 \pm 0,33	125 \pm 0,33 \pm 0,29	60	1	3	36
130	120 \pm 0,37 \pm 0,33	135 \pm 0,33 \pm 0,29	65	1	3	36
140	130 \pm 0,37 \pm 0,33	150 \pm 0,33 \pm 0,29	70	1	3	30
150	140 \pm 0,4 \pm 0,36	160 \pm 0,36 \pm 0,32	75	1,5	3	30
160	150 \pm 0,4 \pm 0,36	175 \pm 0,36 \pm 0,32	80	1,5	4	24
180	160 \pm 0,46 \pm 0,41	185 \pm 0,41 \pm 0,37	90	1,5	4	24
200	180 \pm 0,46 \pm 0,41	205 \pm 0,41 \pm 0,37	100	1,5	4	24
220	200 \pm 0,5 \pm 0,45	225 \pm 0,45 \pm 0,4	110	1,5	4	20
240	220 \pm 0,5 \pm 0,45	250 \pm 0,45 \pm 0,4	120	2	5	20
260	240 \pm 0,57 \pm 0,52	270 \pm 0,52 \pm 0,47	130	2	5	18
280	260 \pm 0,57 \pm 0,52	290 \pm 0,52 \pm 0,47	140	2	5	20
300	280 \pm 0,62 \pm 0,57	315 \pm 0,57 \pm 0,52	150	2	5	18
330	300 \pm 0,62 \pm 0,57	335 \pm 0,57 \pm 0,52	165	2	5	18
360	330 \pm 0,73 \pm 0,67	370 \pm 0,67 \pm 0,61	180	3	6	15
390	360 \pm 0,73 \pm 0,67	400 \pm 0,67 \pm 0,61	200	3	6	15
420	390 \pm 0,73 \pm 0,67	430 \pm 0,67 \pm 0,61	210	3	6	12
450	420 \pm 0,8 \pm 0,74	465 \pm 0,74 \pm 0,68	230	3	6	12

Заготовки для втулок выбираются по рис. IV.35 и табл. IV.28. При разрезке плиты из древесластика необходимо строго выполнять требование, чтобы тонкие светлые по-

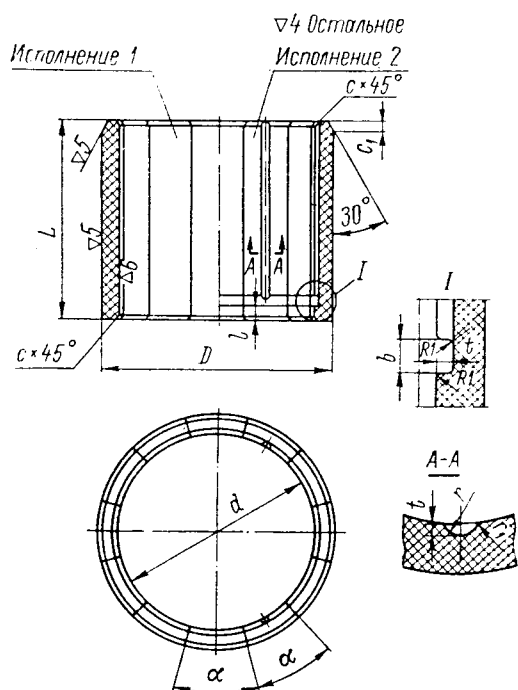


Рис. IV.33. Втулка средней и нижней цапф

лосы были направлены вдоль сегментов. Из указанной на рис. IV.35 заготовки размером L изготавливается одна втулка для средней или нижней цапфы. При проектировании верх-

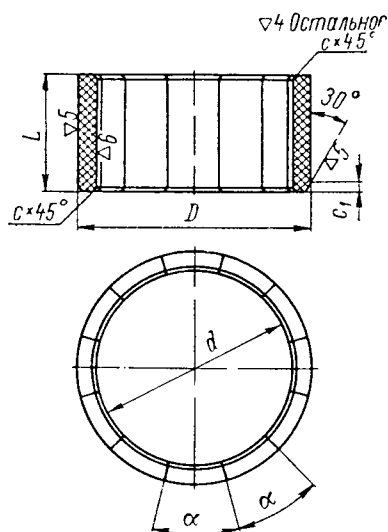


Рис. IV.34. Втулка верхняя

них втулок размер L задается из расчета одной заготовки на две втулки.

Уплотнение лопаток направляющего аппарата (шнуровое). Для обеспечения минимальных протечек через закрытый направляющий аппарат низко- и средненапорных турбин на лопатках в местах их контакта друг

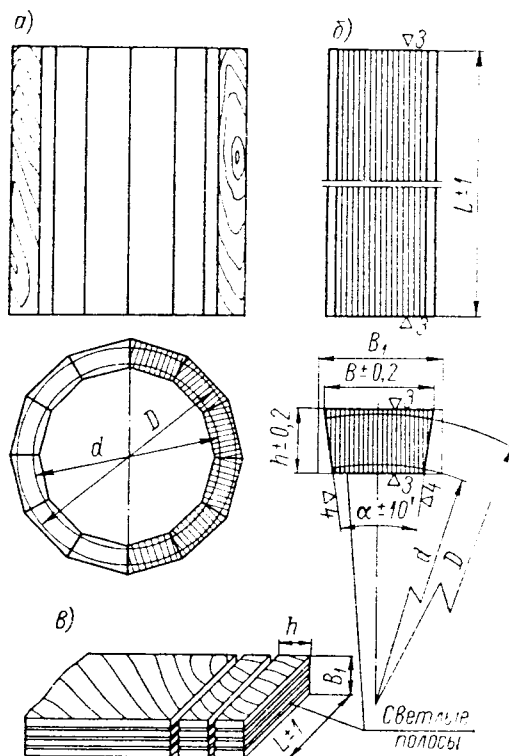


Рис. IV.35. Заготовка для втулки из древесластика: а — заготовка для втулки; б — сегмент заготовки; в — схема разрезки плиты на сегменты

Таблица IV.28. Нормализованные размеры (в мм) заготовок для втулок

d	D	α, град	Количество сегментов	Толщина плиты H_1	Сегмент		Длина заготовки L
					B	h	
90	105	45	8	50	44,7	15	125
100	115	40	9	50	43,5	15	135
110	125	36	10	50	42,5	16	150
120	135	36	10	50	45,7	16	160
130	150	30	12	45	41,7	18	170
140	160	30	12	50	44,4	18	180
150	175	24	15	45	38,5	20	190
160	185	24	15	45	40,6	20	200
180	205	24	15	50	44,8	20	225
200	225	20	18	45	40,7	20	245
220	250	20	18	50	45,2	23	265
240	270	18	20	50	43,8	23	285
260	290	20	18	60	52,4	24	310
280	315	18	20	60	51,2	27	330
300	335	18	20	60	54,3	27	350
330	370	15	24	60	49,7	29	380
360	400	15	24	60	53,7	30	410
390	430	12	30	50	46,1	30	450
420	465	12	30	60	50	34	480
450	495	12	30	60	53,1	34	510

с другом по всей высоте пера, а также на верхнем и нижнем кольцах в специальные канавки закладываются резиновые уплотняющие шнуры.

Направляющие аппараты высоконапорных турбин уплотняются тщательной пригонкой лопаток между собой и обеспечением мини-

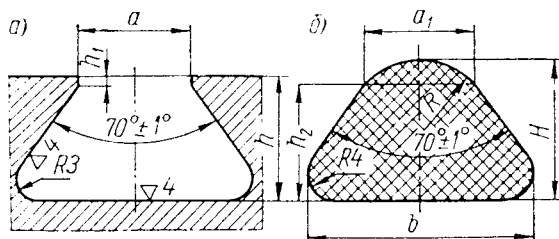


Рис. IV.36. Шнуровое уплотнение: а — паз; б — шнур

мального зазора между торцами лопаток и сопрягаемыми с ними кольцами. В некоторых случаях применяются специальные уплотнения.

Для турбин, срабатывающих напор до 50 м, применяется шнуровое уплотнение лопаток направляющего аппарата в глухом

Т а б л и ц а IV.29. Нормализованные размеры (в мм) шнурового уплотнения

№ шнура	Паз			Шнур				
	a	h	h ₁	b	H	a ₁	h ₂	R
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
3	17 ⁺¹ _{-0,5}	19 ^{+0,3}	1,5	35	22	18	18	12

пазу. Конструктивное исполнение этого уплотнения и размеры шнуров приведены на рис. IV.36 и в табл. IV.29. Материал шнура — резина шприцованная. Размеры паза для укладки шнура проверяются проходным и непроходным шаблонами.

Т а б л и ц а IV.30. Нормализованные размеры (в мм) уплотнения направляющих лопаток

№ уплотнения	Шнур					Паз				Планка				Винт
	a ₁	b ₁	H	h ₃	R	a	c	h	h ₁	b	d	d ₁	h ₂	
1	12	21 ^{+1,5} ₋₁	15 ⁺¹ _{-0,5}	12	7,5	42 ^{+0,1}	12	12 ^{+0,2}	23	30 _{-0,1}	16	11	8	M10×18
2	15	28 ^{+1,5} ₋₁	19 ⁺¹ _{-0,5}	15	9	50 ^{+0,1}	15	15 ^{+0,2}	27	35 _{-0,1}	20	13	9	M12×22
3	18	35 ^{+1,5} ₋₁	22 ⁺¹ _{-0,5}	18	12	58 ^{+0,1}	15	18 ^{+0,2}	27	40 _{-0,1}	20	13	9	M12×25

Для турбин, срабатывающих напор выше 50 м, применяется шнуровое уплотнение с прижимной планкой. Конструктивное исполнение и размеры паза и шнура приведены на рис. IV.37 и в табл. IV.30. Длина прижим-

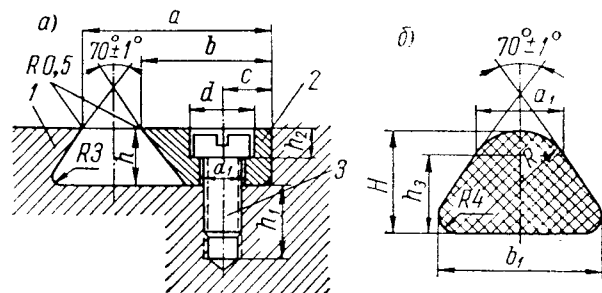


Рис. IV.37. Нормализованное уплотнение направляющей лопатки: а — паз; б — шнур
1 — лопатка; 2 — прижимная планка; 3 — винт

ной планки и количество винтов устанавливаются при конструировании направляющей лопатки. Винты изготавливаются из стали 2Х13. Резиновый шнур — шприцованный.

7. Кольцевые оребренные детали

Конструкция турбины и, в частности, направляющего аппарата включает ряд кольцевых деталей, подверженных действию значительных осесимметричных нагрузок. Примером могут служить крышки турбин, показанные в разрезе на рис. IV.38. В таких деталях радиальные ребра выполняются сплошными, что не только увеличивает прочность и жесткость этих деталей, но и приводит к существенной экономии проката. Наличие сплошных ребер позволяет рассчитывать детали по схеме жесткого кольца. Размеры сварных швов, как и прочих элементов детали, определяются расчетами на прочность. В хорошо сконструированных деталях черный вес наплавленного металла не превышает 2,5% от общего чистого веса конструкции. При конструировании сварных деталей следует стремиться не только к уменьшению чистого веса изделия, но и к эконом-

ному расходованию проката, к наиболее рациональному его раскрою.

После определения внешнего контура детали и действующих на нее сил переходят к отдельным элементам. В первую очередь рассчитывается толщина s наружного (опорного) фланца (рис. IV.38) с учетом примыкающих к нему ребер I . Расчетными сечениями являются цилиндрические сечения $I-I$ и $II-II$. Однако если в результате расчета фланец получается слишком тонким, это

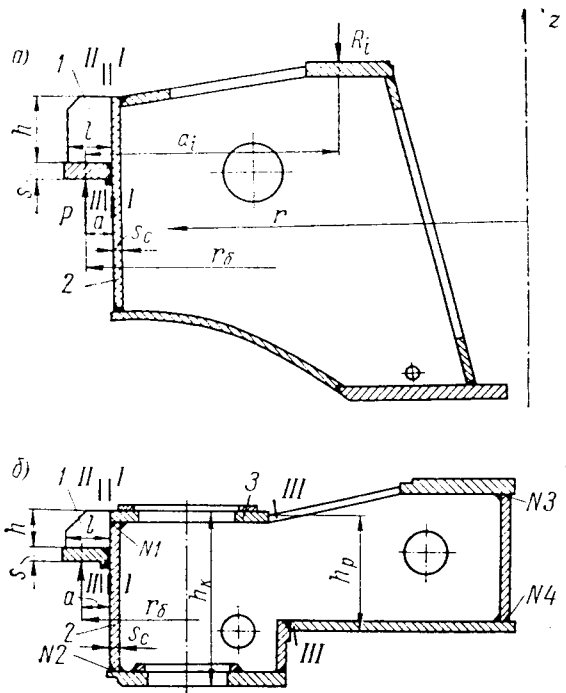


Рис. IV.38. Крышки гидротурбин: а — поворот-
нолопастной; б — радиально-осевой

нежелательно из технологических соображений. В табл. IV.31 приведена рекомендуемая минимальная толщина опорного фланца.

Опорный фланец не следует выполнять двойным, так как он технологически сложнее, обходится дороже и требует большего количества металла. Конструктивно двойной фланец тоже хуже, так как он требует значительного удлинения крепящих шпилек (или болтов), располагаемых по окружности радиуса $r_δ$, и, следовательно, вызывает увеличение прогиба крышки под воздействием внеш-

Таблица IV.31. Рекомендуемая
минимальная толщина (в мм) опорного
фланца крышки

Для турбин с диаметром рабочего колеса	Чистовая толщина	Толщина заготовки
До 4 м	35	45
Св. 4 до 5,5 м	40	50
» 5,5 м	45	55

них нагрузок. Ребра I устанавливают в количестве

$$z_p = \frac{1}{2} z_{ш}, \quad (IV.5)$$

где $z_{ш}$ — количество крепящих шпилек. Толщина ребер I принимается равной $0,7s$.

Как известно, при слишком низких ребрах общий момент сопротивления сечения плоской плиты с ребрами может оказаться

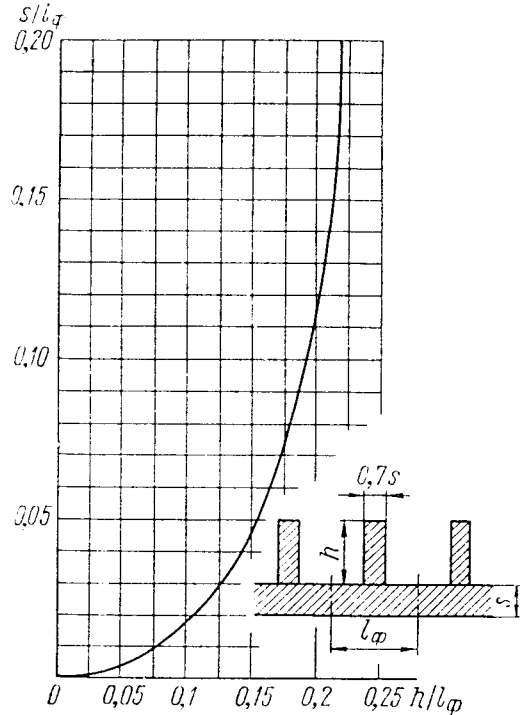


Рис. IV.39. Зависимость минимальной вы-
соты ребер от толщины и длины фланца

меньшим, чем момент сопротивления плиты без ребер. Поэтому, чтобы ребра I не снижали общего момента сопротивления сечений $I-I$ и $II-II$, отношение их высоты h к длине $l_φ$ фланца на участке одного ребра не должно быть менее величины, определяемой по кривой на рис. IV.39.

Радиальные напряжения в сечении $I-I$ определяются по формуле (рис. IV.38)

$$\sigma = \frac{Pa}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (IV.6)$$

где P — реакция опоры в кг ; a — плечо в см ; W — момент сопротивления развернутого цилиндрического сечения $I-I$ с учетом ребер I в см^3 .

Аналогичным образом рассчитывают и сечение $II-II$.

Если высота ребер h превышает их ширину l (рис. IV.38), то в качестве расчетной высоты принимается размер l . Толщину стенки 2 принимают $s_c = 0,7s$. Толщина верхней полки 3 не должна превышать толщины стенки 2 . Количество основных радиальных ребер рекомендуется принимать

равным половине числа направляющих лопаток. Толщина этих ребер определяется напряжениями в расчетном цилиндрическом сечении III—III. Необходимые отверстия в ребрах желательнее выполнять круглыми. Другие формы отверстий создают более высокие местные напряжения.

У крышек радиально-осевых турбин рекомендуется принимать высоту ребра в самом узком месте (рис. IV.38) $h_p \geq 0,6h_k$.

Общая прочность крышки определяется расчетом, который базируется на схеме

Координата нейтральной оси сечения относительно произвольной оси отсчета определяется по формуле

$$z_{1n} = \frac{\int_F \frac{z_1}{r} dF}{\int_F \frac{dF}{r}} \text{ см.} \quad (\text{IV.8})$$

Интегралы в формулах (IV.7) и (IV.8) являются геометрическими характеристиками

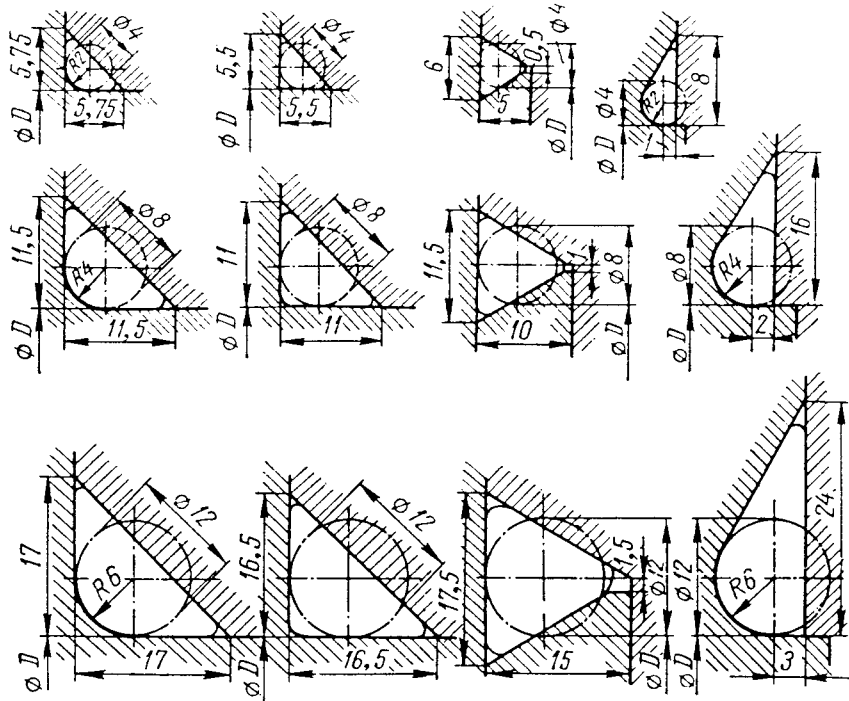


Рис. IV.40. Размеры уплотнительных канавок

жесткого кольца, что вполне отвечает необходимой точности. Тангенциальные (нормальные) напряжения в кольцевых элементах крышки (на рис. IV.38 заштрихованы) определяются по формуле

$$\sigma_t = \frac{M_t}{n} \cdot \frac{z_k}{r_k} \text{ кг/см}^2, \quad (\text{IV.7})$$

где $M_t = \frac{\sum R_i a_i}{2\pi}$ — изгибающий момент в радиальном сечении крышки в $\text{кг} \cdot \text{см}$ (см. рис. IV.38), причем R_i — усилие, равномерно распределенное по окружности; $n = \int_F \frac{z^2}{r} dF \text{ см}^3$ — в этом интеграле координата z отсчитывается от нейтральной оси сечения F , координата r — от оси крышки; z_k и r_k — координаты точки, в которой определяется напряжение, началом отсчета служат те же оси.

сечения F крышки и обычно определяются графо-аналитически. Для этого сечение разбивается на ряд элементарных площадок со сторонами, параллельными осям z и r . Ордината z_1 центра тяжести элементарной площадки замеряется от указанной произвольной оси отсчета.

Если в сечении F действует также нормальная сила T , то вызванные этой силой напряжения

$$\sigma_T = \frac{T}{r \int_F \frac{dF}{r}} \text{ кг/см}^2 \quad (\text{IV.9})$$

следует сложить (с учетом знака) с напряжениями по формуле (IV.7). Осредненные напряжения, вызванные силой T , равны

$$\sigma_T = \frac{T}{F} \text{ кг/см}^2. \quad (\text{IV.10})$$

При определении расчетного (радиального) сечения крышки учитывают только крупные

отверстия и вырезы в кольцевых элементах; незначительные отверстия (для болтов, шпилек и т. д.) учитывать не следует.

Наряду с указанными напряжениями находят местные (дополнительные) напряжения в секторах (между радиальными ребрами) кольцевых элементов, на которые непосредственно действуют внешние нагрузки, и суммируют их с тангенциальными напряжениями, определяемыми по формуле (IV.7). В тех случаях, когда это целесообразно, наряду с основными ребрами предусматривают дополнительные, что снижает в элементах крышки местные напряжения. Расчетное значение суммарных напряжений для стали МСт.3, из которой обычно выполняют крышку, может достигать 1100—1200 кг/см². Полезно заметить, что максимальные нормальные тангенциальные напряжения имеют место в кольцевых элементах, расположенных ближе к оси крышки. Поэтому, если требуется уменьшить уровень максимальных тангенциальных напряжений, усилить нужно центральные кольцевые элементы крышки.

Кольцевые швы, например швы № 1—№ 4 (рис. IV.38) следует выполнять ограниченных сечений, не стремясь обеспечить равнопрочность шва и свариваемого листа. Достаточно, чтобы момент сопротивления сечения шва был равен половине момента сопротивления сечения стенки. Следует избегать швов, требующих подрубки корня.

Уплотнение соединений неподвижных деталей рекомендуется выполнять круглым резиновым шнуром (ГОСТ 6467—69). На рис. IV.40 показаны профили применяемых уплотнительных канавок для шнуров различного диаметра. Шнур диаметром 4 мм применяется для деталей диаметром D до 200 мм, шнур 8 мм — для деталей диаметром свыше 200 до 500 мм; шнур 12 мм — для деталей диаметром свыше 500 до 1000 мм. Натяжение шнура по диаметру D принимают равным 1%. При номинальных размерах $\frac{F_k}{F_{ш}} = 1,2$, где F_k — площадь сечения канавки; $F_{ш}$ — площадь сечения шнура.

Плоскими прокладками рекомендуется пользоваться только в тех случаях, когда уплотнение резиновым шнуром неприемлемо.

8. Сервомоторы направляющего аппарата

Силовым органом, поворачивающим направляющие лопатки, являются гидравлические сервомоторы. Масло под давлением по системе труб поступает к сервомоторам от главного золотника.

Конструкции сервомоторов весьма разнообразны. Наибольшее распространение получили прямоосные сервомоторы, располагаемые в специальных нишах и связанные шарнирно с регулирующим кольцом (см.

рис. IV.8). Применяются и двоянные прямоосные сервомоторы, которые закрепляют на крышке турбины или на опоре пяты (см. рис. IV.3). В этих случаях связь сервомоторов с регулирующим кольцом осуществляется с помощью кулисного механизма. Следует иметь в виду, что потери трения в кулисном механизме значительно больше, чем потери трения в шарнире. Находят применение и так называемые торовые сервомоторы (см. рис. IV.12), встраиваемые обычно в регулирующее кольцо.

Сервомоторы, расположенные в нишах, имеют преимущество перед торовыми сервомоторами и сервомоторами, расположенными на крышке турбины: упрощается конструкция крышки, регулирующего кольца, самих сервомоторов, сокращаются коммуникации масляных трубопроводов.

В конце хода поршня сервомотора на закрытие предусматривается торможение его движения. Чтобы при закрытом направляющем аппарате иметь возможность снять давление с сервомоторов, предусматривается ручной стопор. Конструктивно он связывается либо с регулирующим кольцом, либо с одним из сервомоторов.

Наряду с указанными сервомоторами находят применение индивидуальные сервомоторы для каждой направляющей лопатки.

На рис. IV.41 показана конструкция обычного сервомотора направляющего аппарата. В табл. IV.32 приведен унифицированный ряд таких сервомоторов. В этой таблице d_c — диаметр поршня; d_{cm} — диаметр стакана; $F = \frac{\pi}{4} (2d_c^2 - d_{cm}^2)$ — рабочая площадь

Т а б л и ц а IV.32. Унифицированный ряд обычных сервомоторов

d_c , мм	d_{cm} , мм	F , см ²	P_c , Т
250	120	868	21,7
300	130	1 280	32
350	140	1 770	44,2
400	170	2 280	57
450	200	2 860	71,5
500	220	3 550	88,7
550	240	4 300	107,5
600	260	5 125	128
650	280	6 020	150,5
700	300	7 000	175
750	325	8 000	200
800	350	9 080	227
850	375	10 230	256
900	400	11 450	286
950	430	12 700	318
1000	460	14 030	351

двух сервомоторов; $P_c = Fp$ — усилие двух сервомоторов; $p = 25 \text{ кг/см}^2$ — максимальное давление в сервомоторе. При давлении 40 кг/см^2 , поскольку увеличивается усилие сервомотора, несколько увеличивается диаметр стакана. Чтобы от сервомотора

в другую, поршни опоясывают уплотнительными кольцами.

Сервомоторы следует принимать таких размеров, чтобы создаваемое ими усилие могло преодолеть наибольшее сопротивление направляющего аппарата как при ходе на

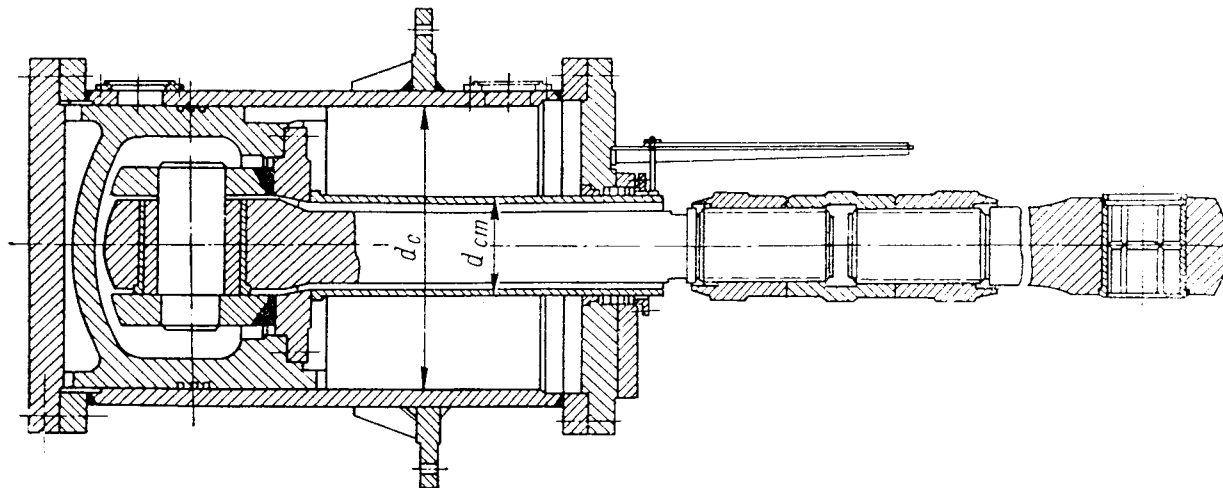


Рис. IV.41. Сервомотор направляющего аппарата

при давлении 25 кг/см^2 перейти к сервомотору при давлении 40 кг/см^2 , можно воспользоваться следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} (d_{c40}^2 - d_{cm40}^2) 40 &= \\ &= \frac{\pi}{4} (d_{c25}^2 - d_{cm25}^2) 25, \end{aligned} \quad (\text{IV.11})$$

где d_{c40} ; d_{cm40} ; d_{c25} и d_{cm25} — диаметры поршня и стакана соответственно при 40 и 25 кг/см^2 . Поскольку $\frac{d_{cm25}}{d_{c25}} \approx 0,45$ и $\frac{d_{cm40}}{d_{c40}} \approx 0,5$, выражение для пересчета диаметров сервомоторов имеет следующий вид:

$$d_{c40} \approx d_{c25} \sqrt{1,06 \frac{25}{40}}. \quad (\text{IV.12})$$

На рис. IV.42 показана конструкция двойного прямого сервомотора. В табл. IV.33 приведен унифицированный ряд таких сервомоторов. В этой таблице d_c — диаметр поршня; d_m — диаметр тяги; $F = \frac{\pi}{2} (2d_c^2 - d_m^2)$ — рабочая площадь четырех сервомоторов; $P_c = Fp$ — усилие четырех сервомоторов (двух двойных).

Чтобы уменьшить непроизводительные перетечки масла из одной полости сервомотора

открытие, так и на закрытие. При этом расчетное (требуемое) давление в сервомоторе принимается

$$p_p = \frac{p_{\max}}{j}, \quad (\text{IV.13})$$

где p_{\max} — максимальное (номинальное) давление в маслонапорной установке (МНУ); $j = 1,5$ — коэффициент потребного давления.

Т а б л и ц а IV.33. Унифицированный ряд двойных сервомоторов

d_c мм	$p = 25 \text{ кг/см}^2$			$p = 40 \text{ кг/см}^2$		
	d_m мм	$F, \text{ см}^2$	P_c, T	d_m мм	$F, \text{ см}^2$	P_c, T
200	55	1 210	31,1	65	1 190	47,6
250	60	1 910	47,7	75	1 876	75
300	75	2 740	68,5	90	2 700	108
350	85	3 740	93,5	100	3 690	147,5
400	95	4 900	122,5	120	4 800	192
450	110	6 180	154,5	140	6 050	242
500	120	7 640	191	150	7 500	300
550	130	9 250	231	160	9 100	364
600	140	11 200	280	175	10 810	433
650	155	12 910	323	190	12 700	507
700	170	14 980	374	205	14 710	589

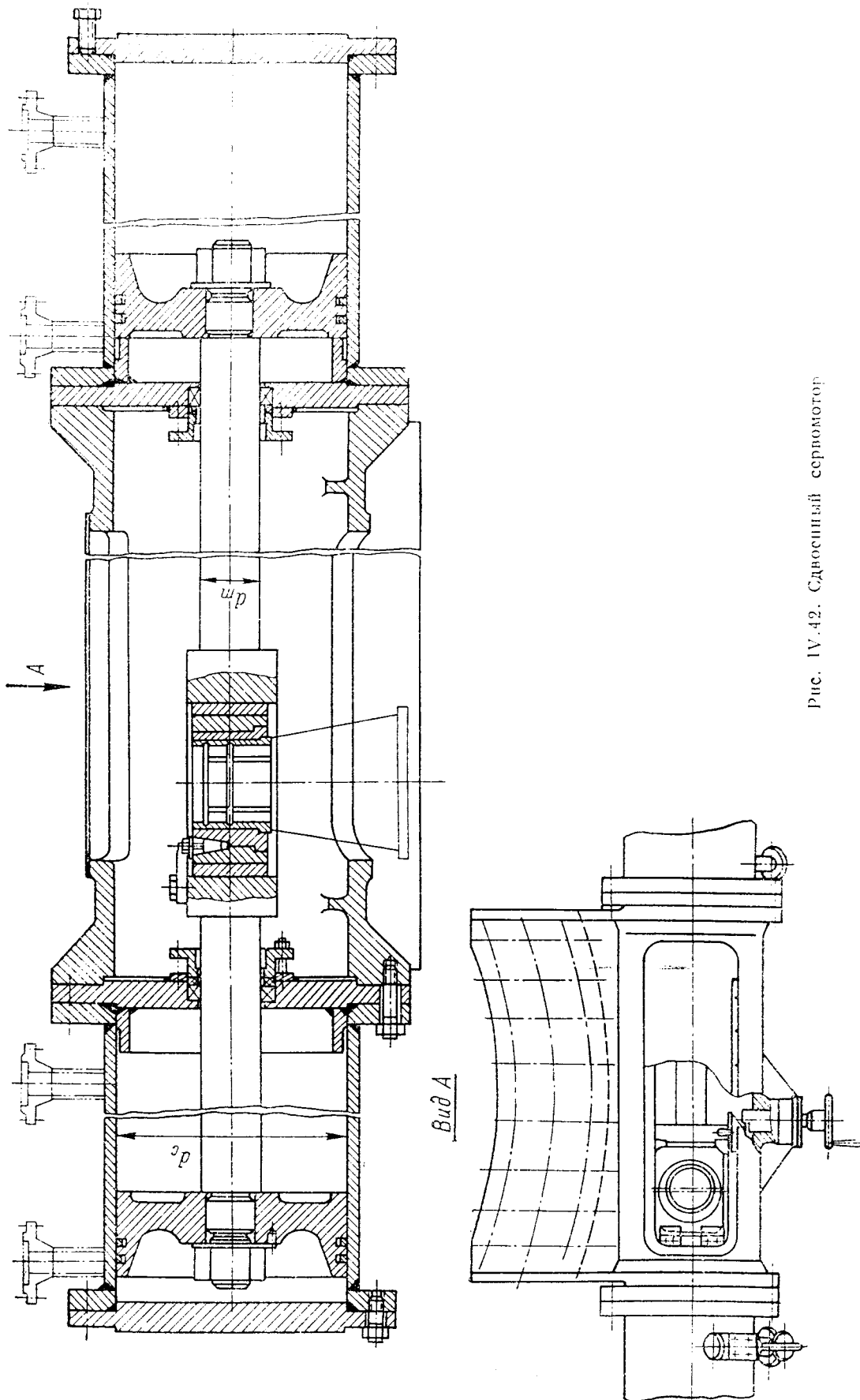


Рис. IV.42. Сдвоенный сервомотор

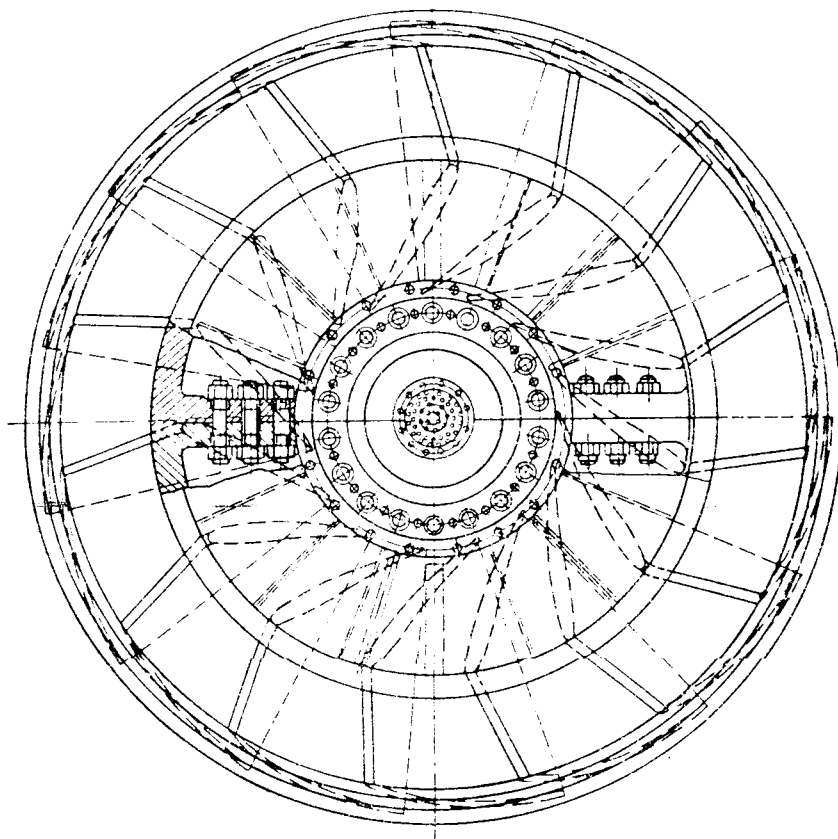
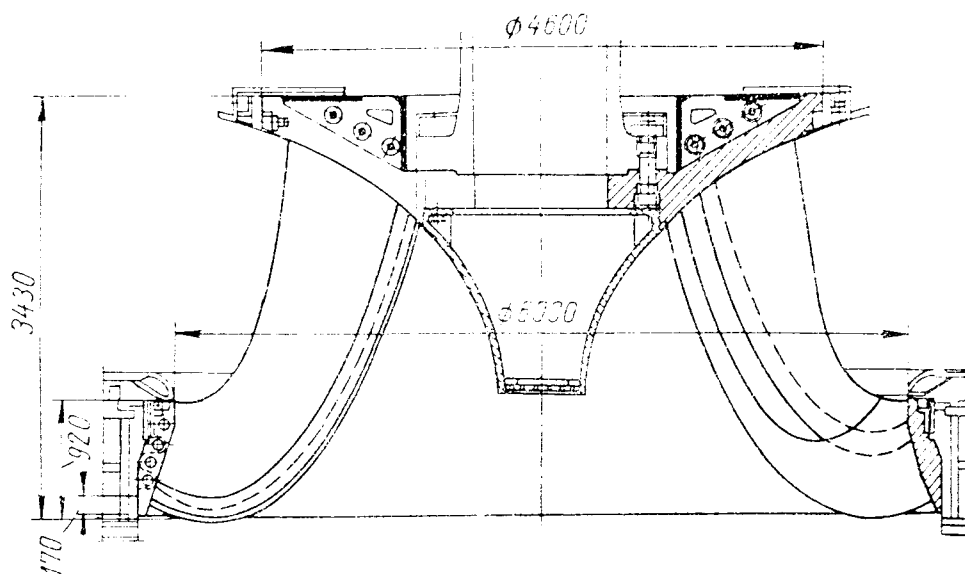


Рис. IV.43. Радially-осевое колесо турбины Плявиньской ГЭС

9. Радиально-осевые рабочие колеса

До недавнего времени радиально-осевые рабочие колеса выполнялись цельнолитыми.

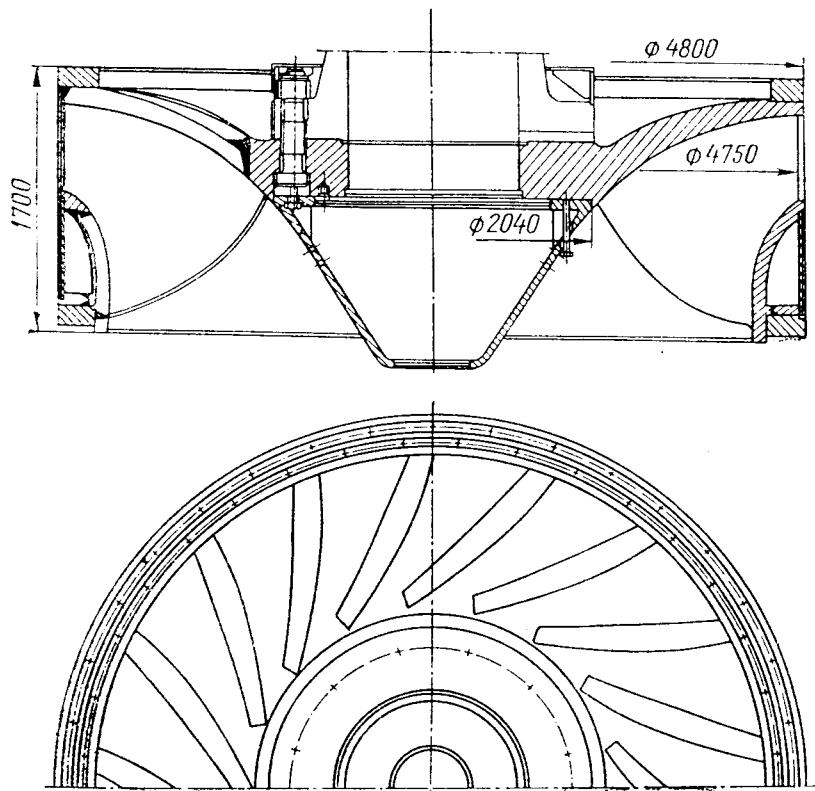


Рис. IV.44. Радиально-осевое колесо турбины Нурекской ГЭС

Рабочие колеса современных радиально-осевых турбин, как правило, выполняются сварными. Сварка позволяет получить не только более точную, но и более целесообразную конструкцию, так как при сварке возможно применение для различных элементов колеса (верхнего обода, лопастей, нижнего обода) наиболее подходящих материалов. Для защиты от кавитационной эрозии лопасти выполняются из нержавеющей кавитационностойкой стали или из углеродистой стали с кавитационностойкой защитой (облицовкой, наплавкой).

Деление рабочего колеса на части определяется условиями транспортирования. Как правило, негабаритные радиально-осевые колеса делят на две части, хотя в практике гидротурбостроения имели место деления на большее число частей. Соединение частей при монтаже можно производить разными способами: с помощью бандажей; болтами по верхнему ободу и сваркой по нижнему (см. рис. IV.2); болтами и по верхнему и по нижнему ободам (рис. IV.43) и т. д.

Технология производства сварных радиально-осевых колес весьма разнообразна.

На рис. IV.2 показано рабочее колесо, лопасти которого приварены к специальным

пенькам, отлитым совместно с половинками верхнего обода. Нижний обод приварен к лопастям, которые он опоясывает.

На рис. IV.3 показано цельносварное рабочее колесо, лопасти которого приварены непосредственно к обтекаемой поверхности верхнего обода. Нижний обод приварен аналогично предыдущему. В обоих случаях лопасти отлиты из углеродистой стали и защищены кавитационностойкими облицовками.

На рис. IV.44 показано сварное колесо иного исполнения. Лопасти устанавливаются в специальные пазы, предварительно выполненные в ободах в соответствии с конфигурацией сопряженных участков лопастей.

В последние годы кроме литых лопастей переменного сечения применяют штампованные лопасти. Плоская заготовка лопасти предварительно фрезеруется в соответствии с профилем, а затем в штампе приобретает необходимую форму. Качество таких лопастей весьма высокое. Однако для изготовления лопастей крупных турбин необходимы мощные прессы.

Во избежание непроизводительных протечек в обход рабочего колеса у радиально-

осевых колес предусматриваются специальные уплотнения (рис. IV.45). При мутной воде рекомендуется устанавливать гладкие щелевые уплотнения, так как они медленнее изнашиваются от взвешенных в воде частиц

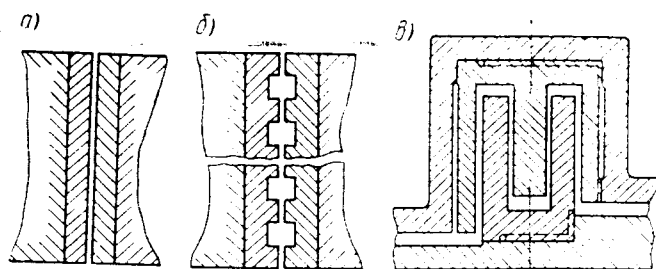


Рис. IV.45. Уплотнения радиально-осевых рабочих колес: а — щелевое; б — лабиринтное; в — гребенчатое

Радиальный зазор в уплотнении зависит от размера турбины. Величину зазора (щели) выбирают минимально возможной из технологических соображений. В наиболее крупных турбинах он достигает 2,5 мм. Суммарные объемные потери в уплотнении обычно не превышают 0,8% от расхода турбины.

Для уменьшения осевого гидравлического усилия от рабочего колеса, действующего на подпятник агрегата, в верхнем ободе колеса выполняют разгрузочные отверстия (см., например, рис. IV.3).

Готовое рабочее колесо подвергается статической балансировке.

10. Поворотнлопастные рабочие колеса

В связи с неоспоримыми преимуществами перед колесами с жестко закрепленными лопастями поворотнлопастные колеса применяются для осевых, диагональных, капсульных и других типов турбин.

Для поворота лопастей необходимы огромные усилия. Поэтому в рабочем колесе, как правило, размещают масляный сервомотор, поршень которого перемещается под давлением масла. Масло в сервомотор поступает от золотника рабочего колеса через маслоприемник и штанги, расположенные в центральном отверстии вала. Обычно 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 лопастей весьма разнообразны. Наряду с кривошипно-рычажным механизмом применяется кулисный. Встречается двойная рычажная передача. В одних случаях поршень непосредственно через серьгу связан с рычагом лопасти, в других — усилие передается через шток и крестовину. В практике гидротурбостроения известны крыльчатые сервомоторы, используемые для поворота лопастей, и различные другие решения. В основе развития поворотнлопастных колес лежит стремление уменьшить так называемое втулочное отношение, т. е. уменьшить относительный размер корпуса рабочего колеса, а также снизить вес колеса.

На рис. IV.46—IV.49 показаны некоторые поворотнлопастные рабочие колеса. На рис. IV.46 колесо выполнено с коробчатой крестовиной, впервые такие колеса были изготовлены для Верхне-Свирской ГЭС. На остальных рисунках выполнена так называемая бескрестовинная конструкция рабочего колеса. На рис. IV.48 соединение серьги со стаканом выполнено штыковым, или байонетным, затвором.

На рис. IV.49 полость корпуса рабочего колеса, в которой расположен механизм поворота лопастей, является одновременно одной из полостей сервомотора.

В некоторых колесах, обычно с шестью и более лопастями, применяют наклонные серьги, что позволяет удлинить рычаг лопасти и, следовательно, увеличить крутящий момент на оси поворота лопасти. Такие колеса установлены на Уч-Курганской, Вилуйской

(рис. IV.50), Верхне-Тулумской, Серебрянской и других ГЭС.

На рис. IV.50 и IV.51 представлены колеса с так называемым дифференциальным поршнем, изготовленные Харьковским турбинным заводом. В таких колесах усилие, развиваемое поршнем при ходе в одном направлении (на открытие), существенно отличается от усилия при ходе в другом направлении (на закрытие). В этих колесах ось поворота лопасти выбирается таким образом, чтобы гидравлический момент всегда стремился повернуть лопасть в одну сторону (на открытие или закрытие).

На рис. IV.52—IV.54 показаны конструкции рабочих колес диаметром до 5 м. Колесо по рис. IV.52 применяется для напоров до 40 м при вертикальном расположении серег и давлении масла в системе регулирования 25 или 40 кг/см². Полость механизма поворота лопастей является одной из полостей сервомотора.

Колесо по рис. IV.53 рекомендуется для напоров от 30 до 80 м, расположение серег в механизме поворота может быть как вертикальное, так и наклонное, давление масла 25 или 40 кг/см². Полости сервомотора отделены от полости корпуса.

На рис. IV.54 показано колесо с крестовиной для напоров до 80 м при давлении масла 40 кг/см² и при относительно небольшом диаметре поршня сервомотора. Расположение серег может быть как вертикальное, так и наклонное.

Следует иметь в виду, что при наклонных серьгах истирание направляющих втулок 13 (рис. IV.53) происходит интенсивнее, чем при вертикальных серьгах, что постепенно приводит к увеличению непроизводительных протечек масла в рабочем колесе. Для колес указанных размеров лопасть объединена с цапфой.

Рекомендуемая конструкция при большем диаметре колеса показана на рис. IV.55. Лопасть отделена от цапфы. Цилиндр сервомотора в зависимости от условий транспортирования может отливаться как заодно с корпусом, так и отдельно от него. Внешнее очертание корпуса при всех размерах колеса принято сферическое.

На рис. IV.48 и IV.55 показано различное соединение серьги со стаканом. Соединение на рис. IV.48 конструктивно более желательно, так как при этом не нарушается сопрягаемая с бронзовой втулкой наружная цилиндрическая поверхность стакана, но диаметр стакана в этом случае получается несколько больше, чем по рис. IV.55.

При конструировании механизма поворота лопастей стремятся обеспечить минимальный размер корпуса и удобство сборки и разборки рабочего колеса в целом. Чтобы обеспечить нормальную работу механизма без задеваний, минимальное расстояние между соседними деталями следует принимать не менее 10 мм во всем диапазоне углов разворота лопастей.

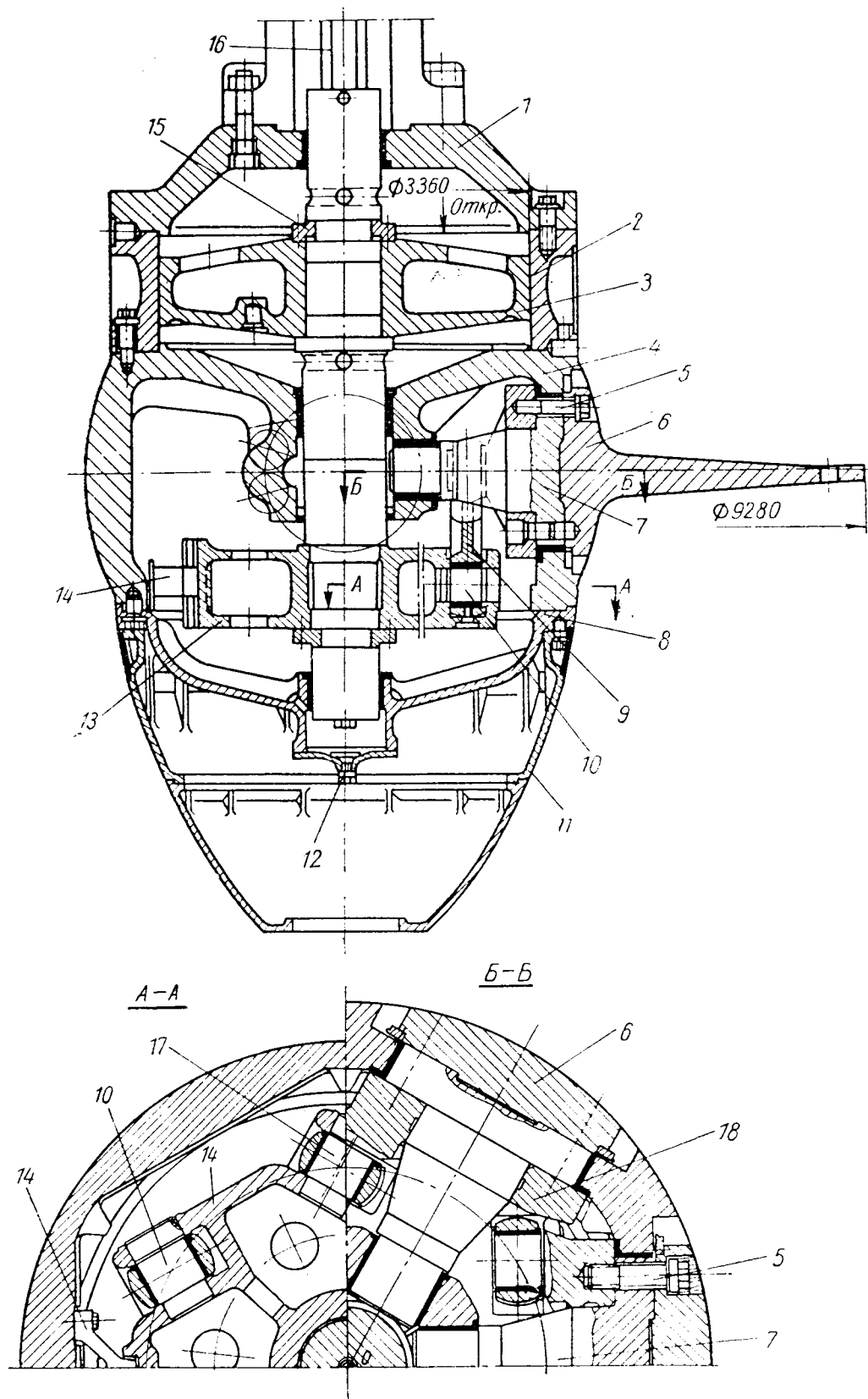


Рис. IV.46. Поворотнлопастное колесо турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина:
 1 — крышка колеса; 2 — цилиндр сервомотора; 3 — поршень; 4 — корпус колеса;
 5 — болт; 6 — лопасть; 7 — цапфа; 8 — днище; 9 — серьга; 10 и 17 — палец;
 11 — обтекаемый конус; 12 — сливной клапан; 13 — крестовина; 14 — шпонка
 направляющая; 15 — кольцо закладное; 16 — штанги; 18 — рычаг

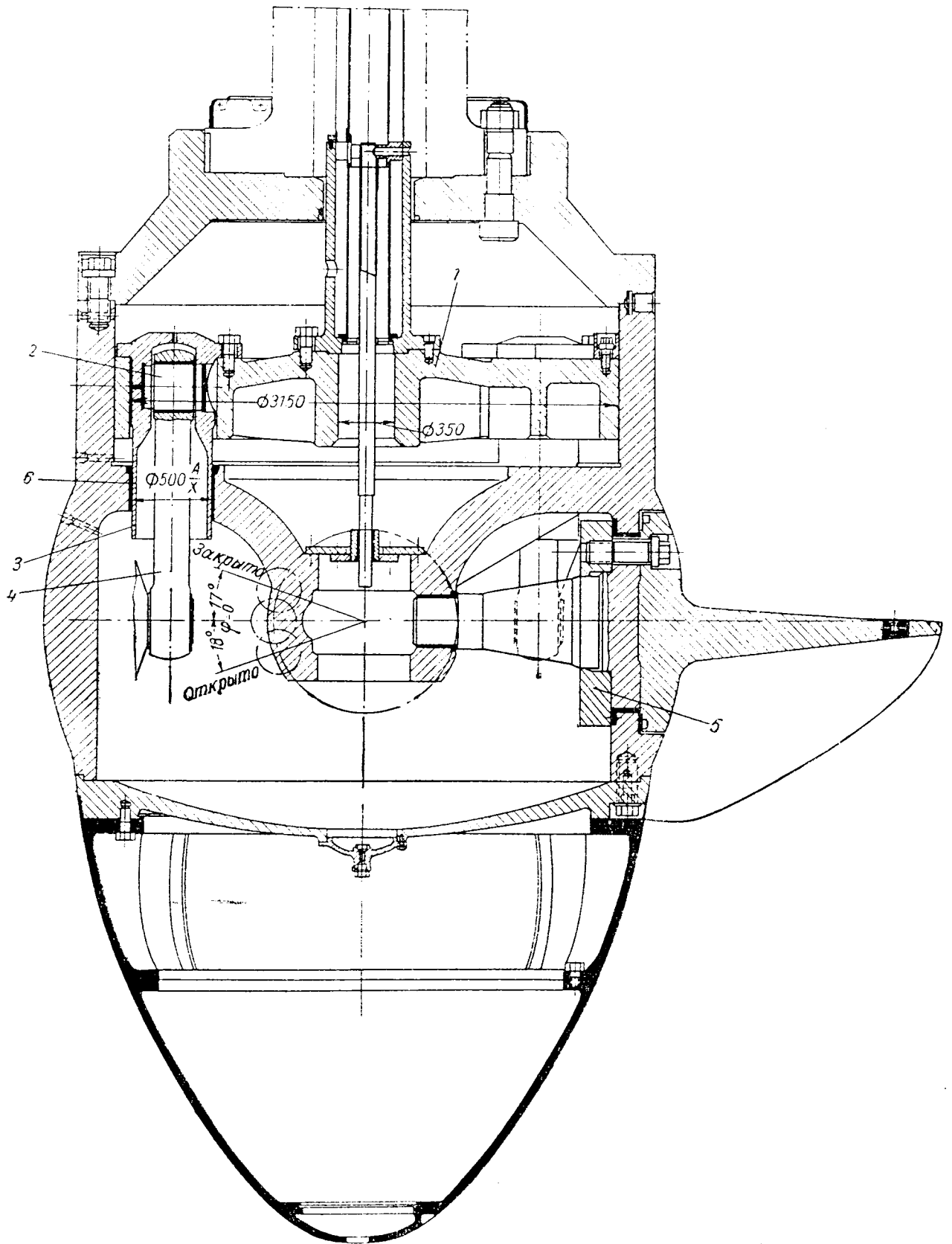


Рис. IV.47. Бескостовинное колесо турбины Иркутской ГЭС:
 1 — поршень; 2 — палец; 3 — стакан; 4 — серьга; 5 — рычаг; 6 — втулка

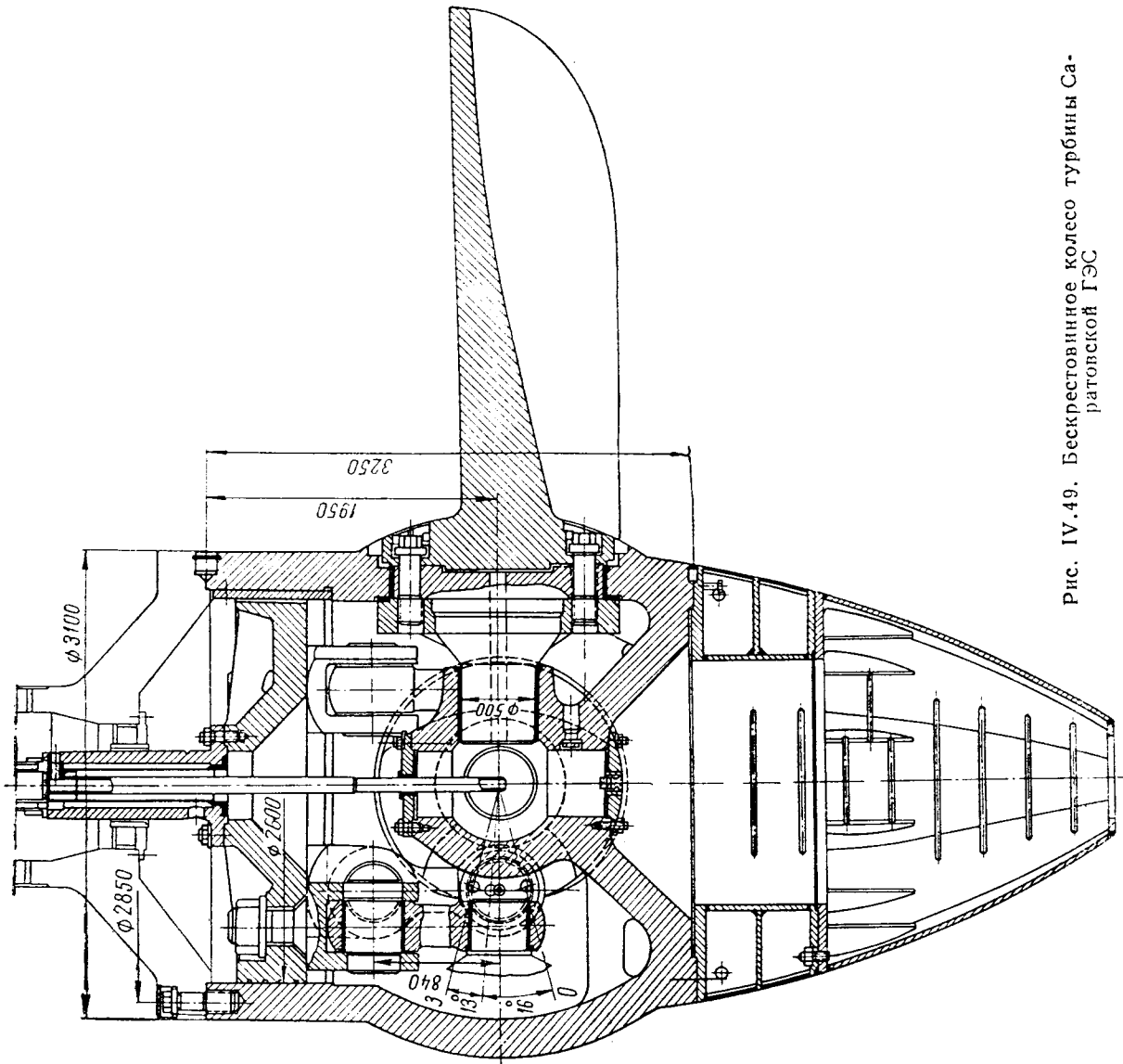


Рис. IV.49. Бескостовинное колесо турбины Саратовской ГЭС

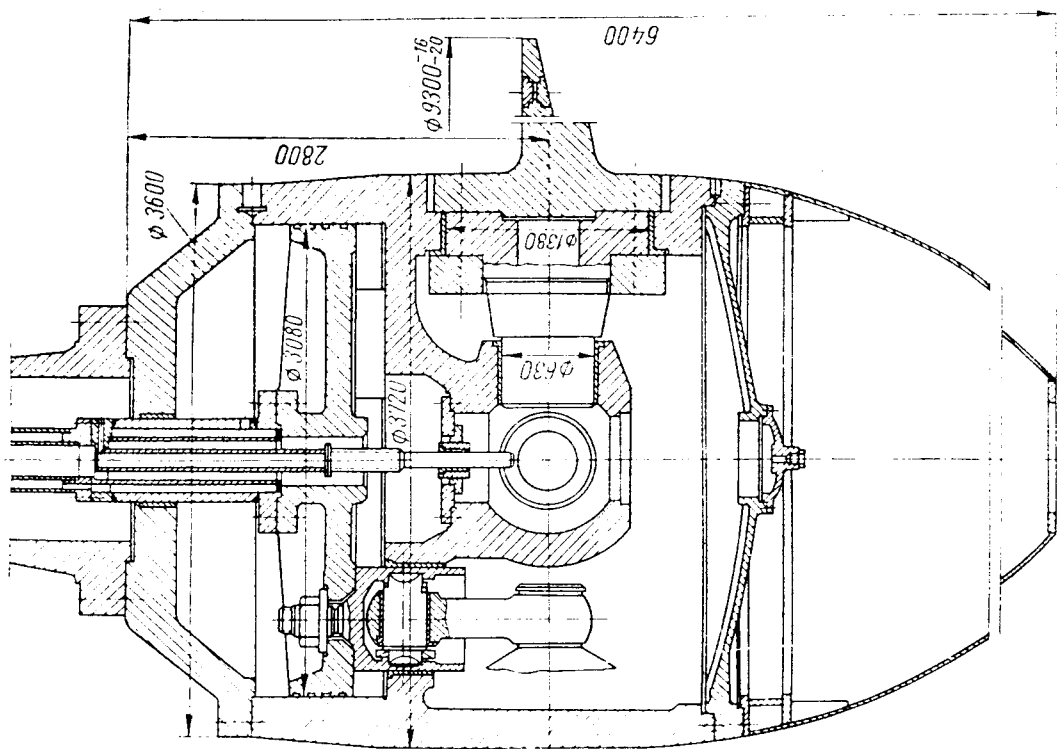


Рис. IV.48. Бескостовинное колесо турбины Волгинской ГЭС

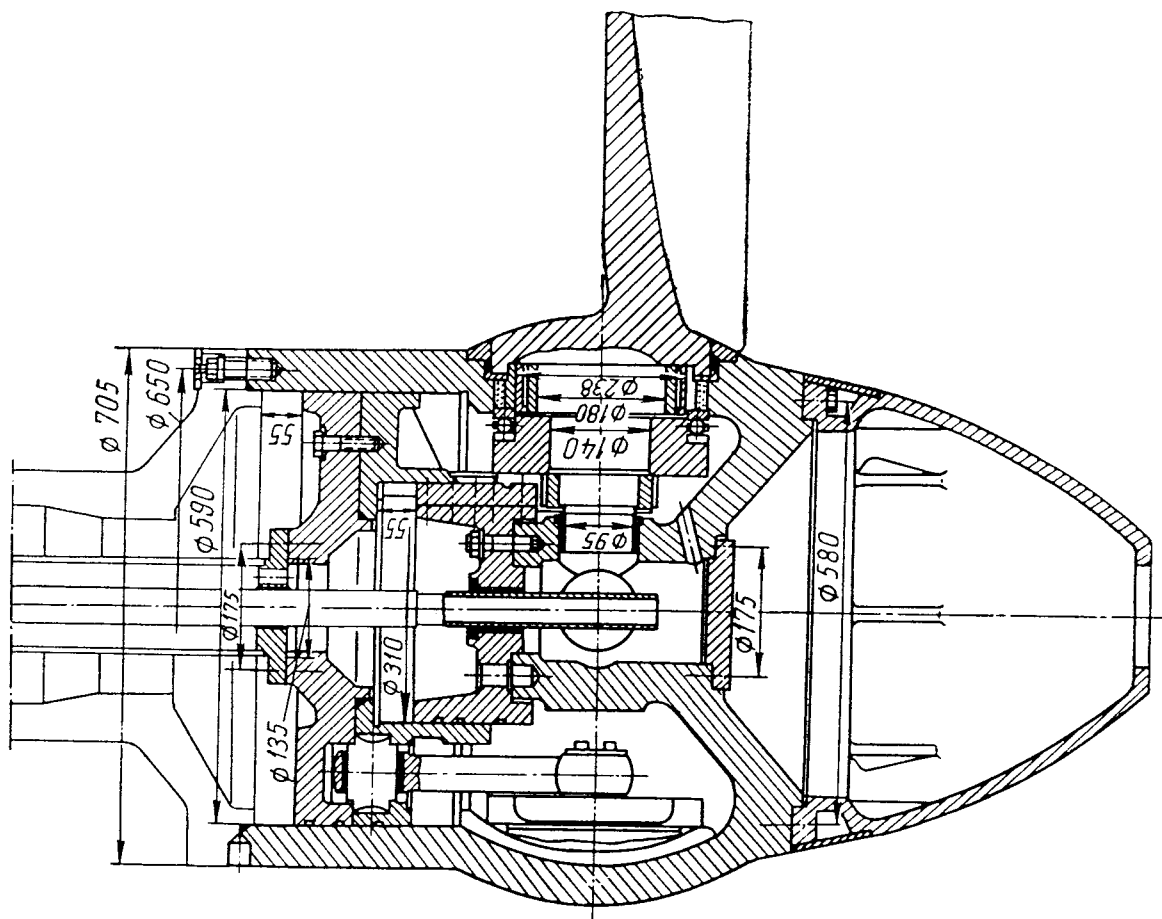


Рис. IV.51. Бескрестовинное колесо турбины Краснодарской ГЭС

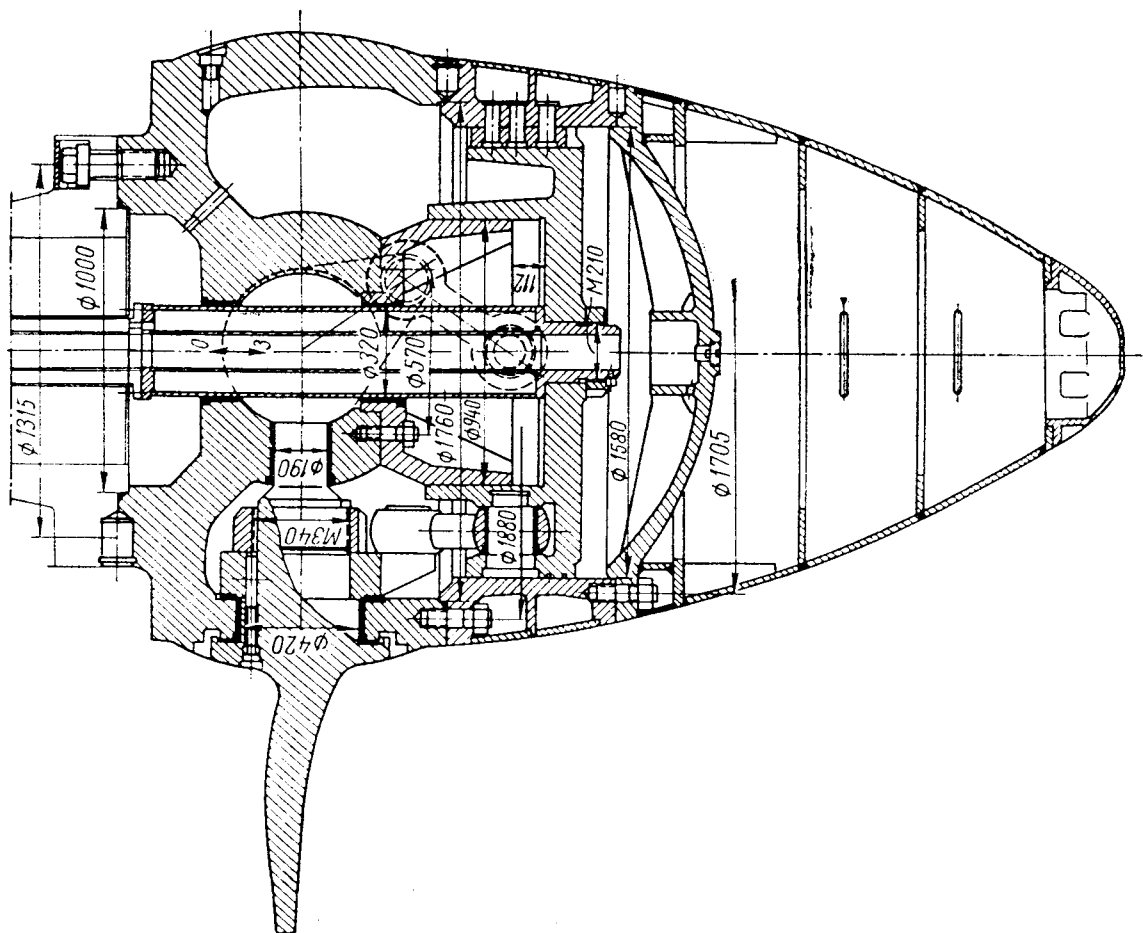


Рис. IV.50. Бескрестовинное колесо турбины Вилуйской ГЭС

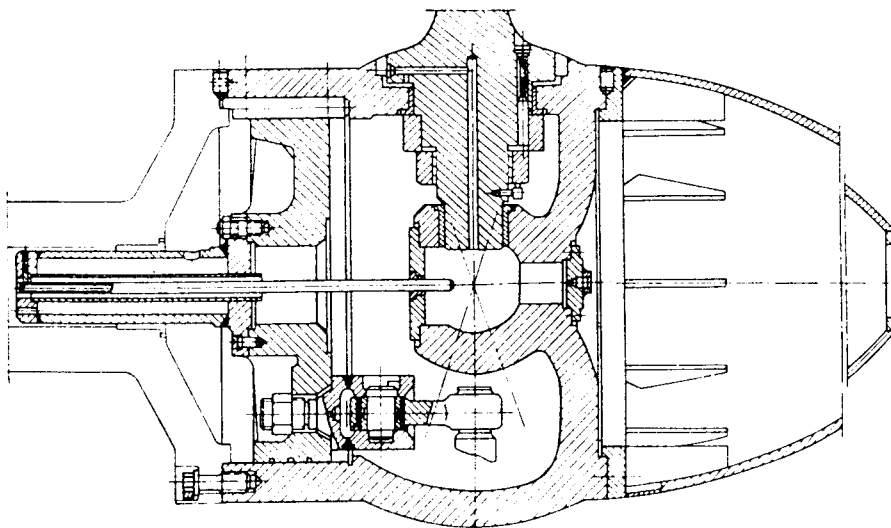


Рис. IV.52. Беск্রেстовинное колесо с подачей давления в полость корпуса

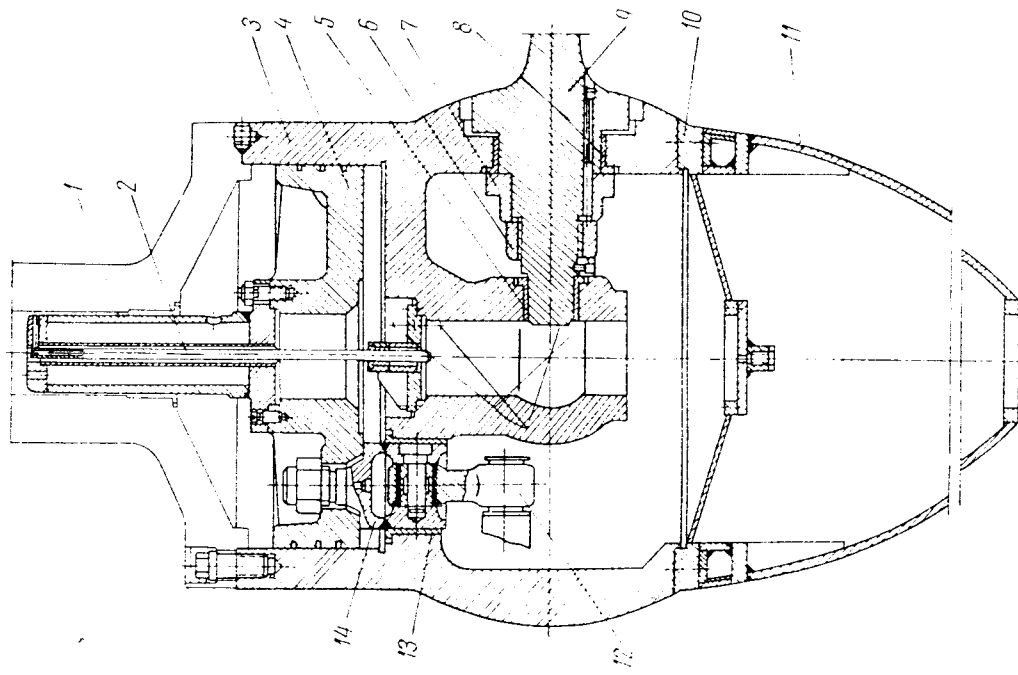


Рис. IV.53. Беск্রেстовинное рабочее колесо:
 1 — шток; 2 — штага; 3 — корпус; 4 — поршень;
 5 — втулка; 6 — гайка; 7 — рычаг; 8 — втулка; 9 —
 лопасть с цапфой; 10 — дноце; 11 — обтекаемый конус;
 12 — серьга; 13 — втулка; 14 — стакан

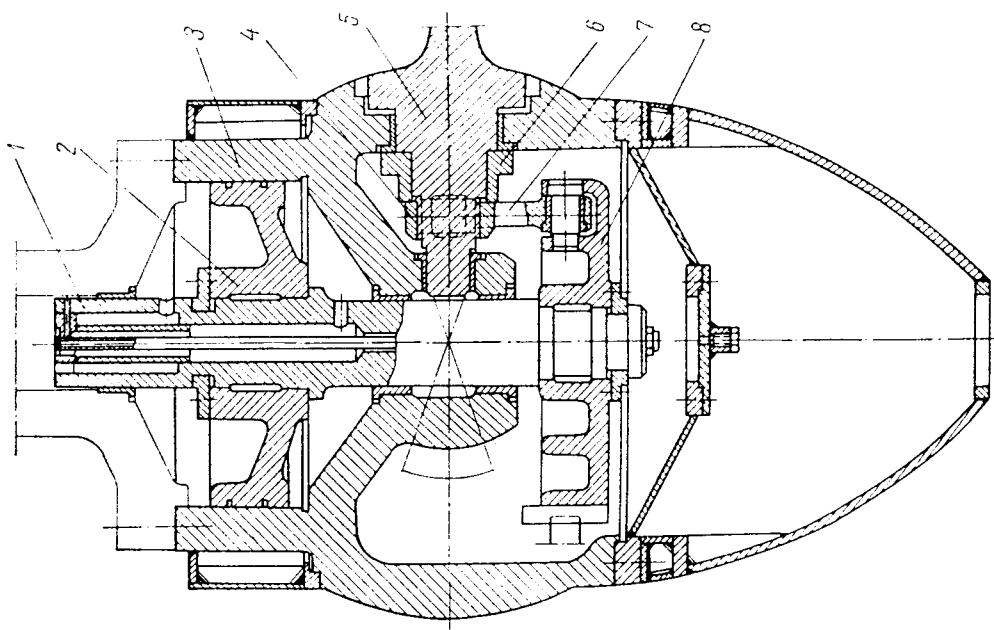


Рис. IV.54. Рабочее колесо с крестовиной:
 1 — шток; 2 — поршень; 3 — корпус; 4 — гайка;
 5 — лопасть с цапфой; 6 — рычаг; 7 — серьга;
 8 — крестовина

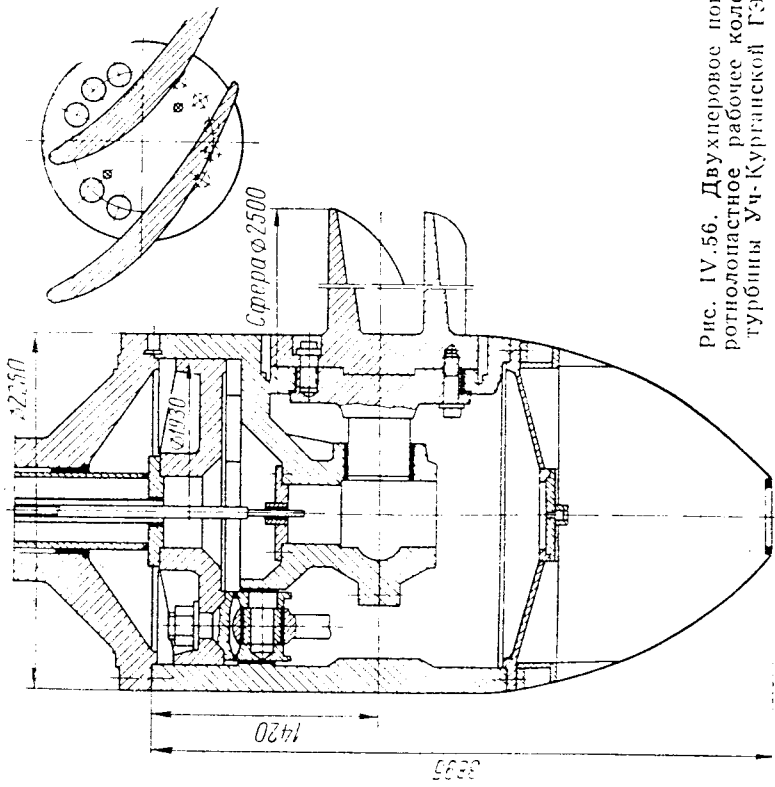


Рис. IV.56. Двухлопастное поворотнолопастное рабочее колесо турбины Уч-Курганской ГЭС

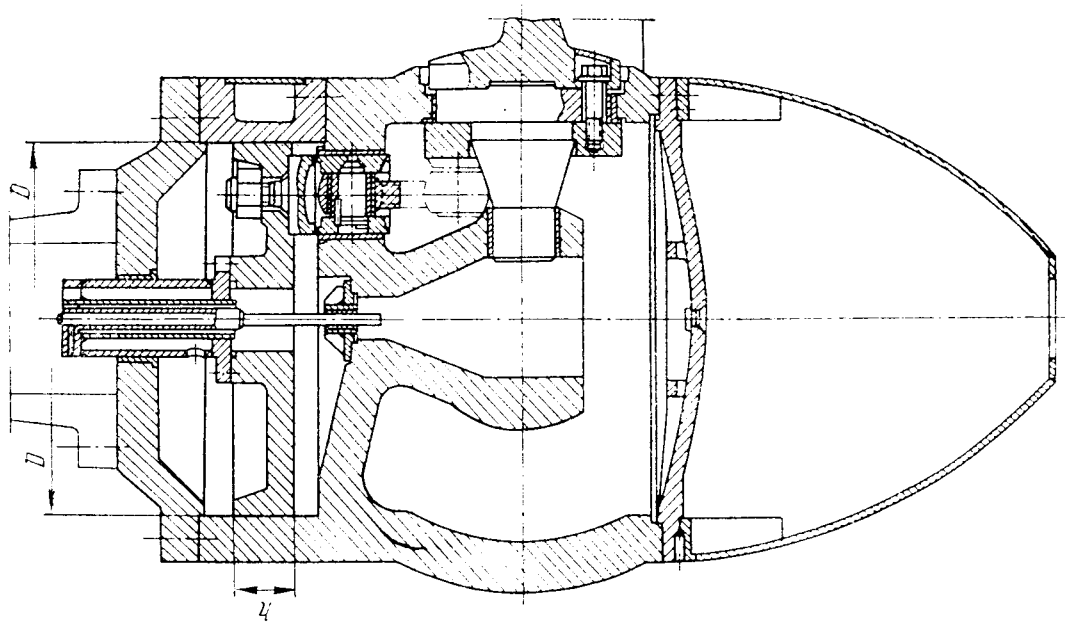


Рис. IV.55. Рекомендуемая конструкция бескре-стовинного рабочего колеса

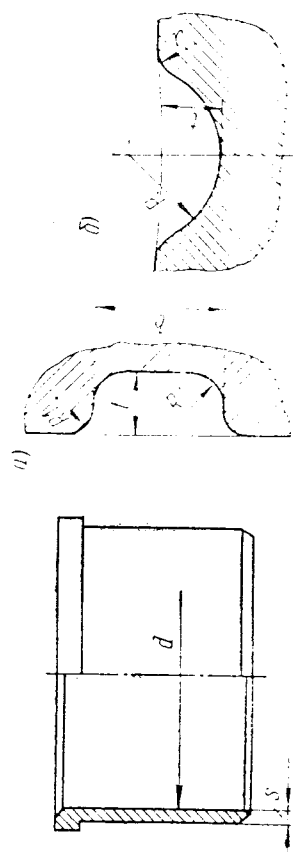


Рис. IV.57. Бронзовая втулка

Рис. IV.58. Профиль смазочных каналов: а — кольцевой; б — продольной

Детали поворотлопастных рабочих колес в основном изготавливаются из углеродистых или легированных сталей. Лопасти, как правило, отливаются из нержавеющей кавитационностойкой стали (20Х13НЛ; 0Х12НДЛ и др.). Лопасти, отлитые из углеродистой стали и облицованные нержавеющей листом, себя не оправдали. В настоя-

положено по два пера. Одна такая турбина с двухперовым поворотлопастным рабочим колесом эксплуатируется на Уч-Курганской ГЭС (рис. IV.56).

Поршень сервомотора следует выполнять чугунным, так как сопрягаемый с ним цилиндр отливается из стали. Рабочая высота поршня при давлении 25 кг/см^2 принимается

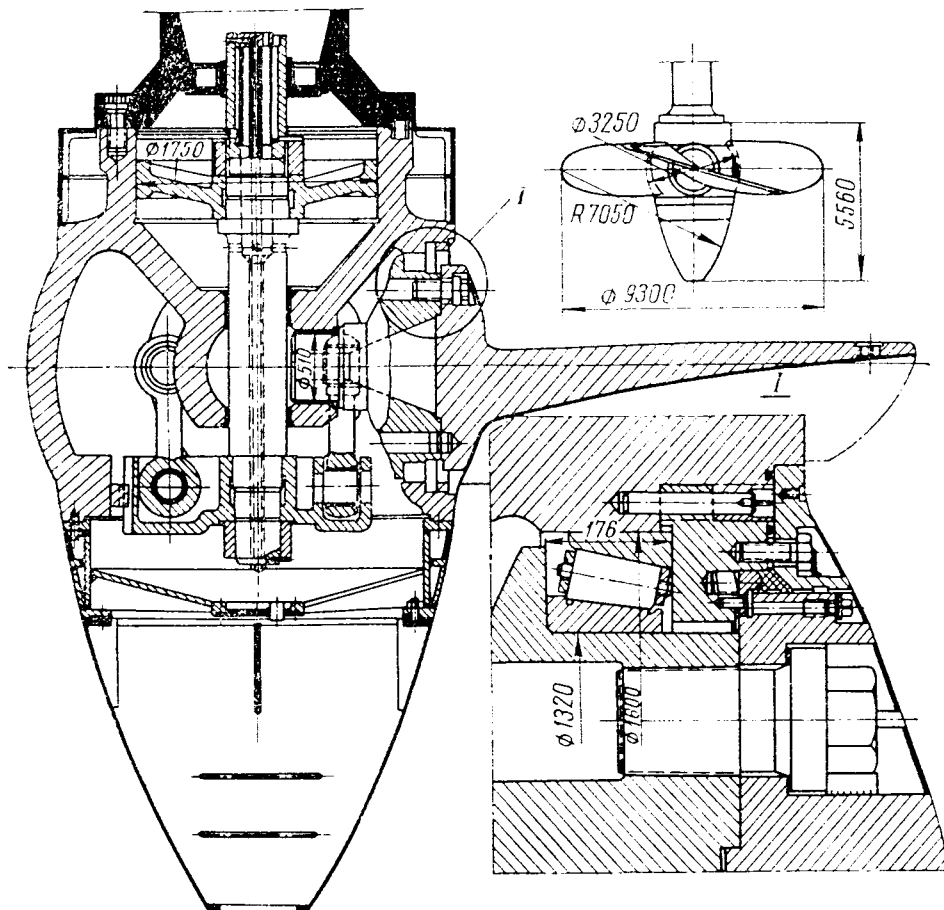


Рис. IV.59. Опытное колесо турбины Днепродзержинской ГЭС

щее время в длительной опытной эксплуатации находятся сварные лопасти.

Кроме обычных лопастей, представляющих собой фланец с прилитым к нему одним пером, возможно применение двухперовых лопастей, у которых на одном фланце рас-

$h = \frac{1}{6} D$ и округляется в сторону большего размера, кратного 10 мм, здесь D — диаметр поршня (рис. IV.55).

Таблица IV.35. Размеры (в мм) смазочных канавок

Таблица IV.34. Зависимость толщины стенки втулки от внутреннего диаметра

d , мм	s , мм	d , мм	s , мм
До 50	4	Св. 400	12,5
Св. 50	5	до 600	
до 100		Св. 600	15
Св. 100	7,5	до 800	
до 200		Св. 800	17,5
Св. 200	10	до 1000	
до 400		Св. 1000	20

Тип смазки	Внутренний диаметр втулки	t	R	r	b
Густая	До 100	2	3	1	4 или 6
	Св. 100	3	4	1,5	6 » 8
	до 200	4	5	2	8 » 10
Жидкая	До 100	2	3	1	4 или 6
	Св. 100	3	4	1,5	6 » 8

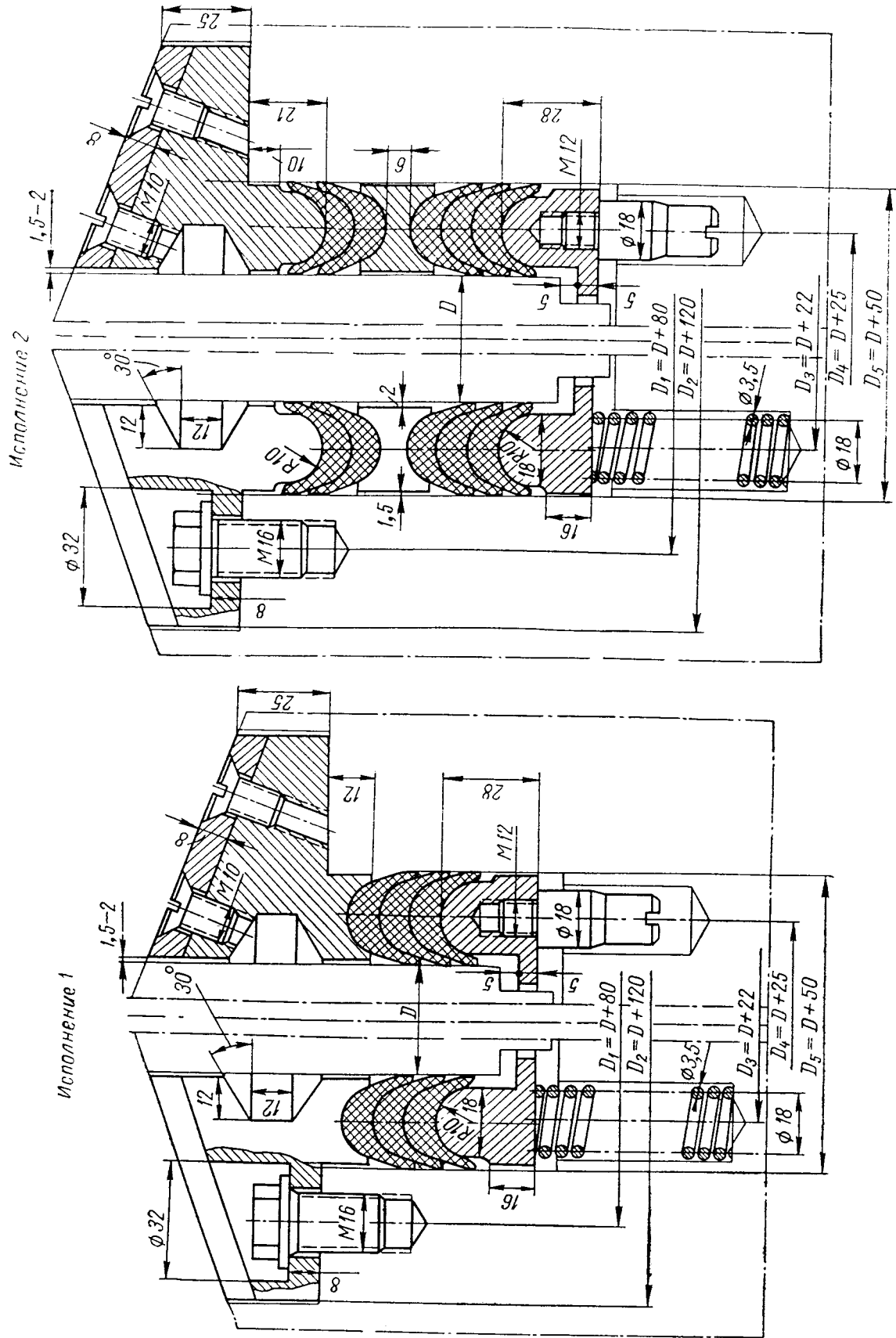


Рис. IV.60. Уплотнение фланца лопасти

Нагруженные антифрикционные втулки в поворотлопастных колесах изготавливаются из бронзы Бр.ОФ10-1. Максимальное расчетное удельное давление на втулки при максимальном (номинальном) давлении масла не должно превосходить 400 кг/см^2 .

В табл. IV.34 дана толщина s стенки бронзовой втулки (рис. IV.57) в зависимости от ее диаметра d . Профиль смазочных канавок на втулках показан на рис. IV.58, соответствующие размеры приведены в табл. IV.35.

На некоторых (опытных) колесах установлены радиально-упорные роликовые подшипники качения. Одно такое колесо эксплуа-

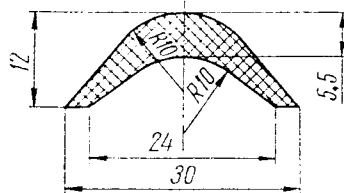


Рис. IV.61. Профиль шприцованного шнура

тируется на Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС, одно — на Днепродзержинской ГЭС (рис. IV.59).

В рабочем колесе турбины Краснооскольской ГЭС (см. рис. IV.51) наружная цапфа лопасти опирается на игольчатый подшипник качения.

В современных турбинах уплотнение зазора между поворотными лопастями и корпусом колеса выполняется съемным. На рис. IV.60 показано нормализованное уплотнение. Исполнение 1 применяется в случае, когда давление со стороны потока воды не превышает давления масла в полости корпуса колеса. В остальных случаях применяется уплотнение исполнения 2. Количество пружин в уплотнении выбирается из условия создания удельного давления на манжеты в пределах $1,5-2 \text{ кг/см}^2$. Манжета склеивается из шприцованного шнура (рис. IV.61).

Давление масла в полости корпуса рабочего колеса можно приближенно определить по формуле

$$p_k = 0,09 (\nabla BB - \nabla PK) + 1 \text{ кг/см}^2, \quad (IV.14)$$

где ∇BB — отметка верхнего конца вала агрегата в m ; ∇PK — отметка оси поворота лопастей рабочего колеса в m .

Давление в потоке воды можно определить по формуле

$$p_v = 0,1 (\nabla BB - \nabla PK) - 0,05 \frac{c_m^2}{g} \text{ кг/см}^2. \quad (IV.15)$$

Здесь ∇BB — максимальная отметка верхнего бьефа в m ; g — ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$; c_m — средняя меридиональная скорость.

Величина c_m в зоне рабочего колеса

$$c_m = \frac{4 \cdot 102N}{\gamma H_{\max} \eta \pi (D_1^2 - d_{от}^2)} \text{ м}, \quad (IV.16)$$

где N — мощность турбины в $квт$; γ — удельный вес воды, $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$; H_{\max} — максимальный напор турбины в m ; η — к. п. д. турбины, который можно принять равным 0,9; D_1 и $d_{от}$ — диаметры рабочего колеса и его втулки в m .

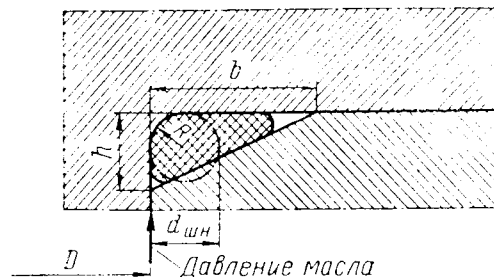


Рис. IV.62. Канавка под резиновый шнур

Уплотнения неподвижных соединений рекомендуется выполнять согласно рис. IV.62. Диаметр шнура выбирается по табл. IV.36 и зависит от диаметра D опоясываемой детали. Допуски на диаметр шнура $d_{шн}$ см. по ГОСТу 6467—69. Фактические размеры канавки должны быть выполнены не грубее чем по 7 кл. точности. Необходимое условие,

Т а б л и ц а IV.36. Размеры (в $мм$) уплотнительной канавки

D	$d_{шн}$	h	b	R
До 200	4	4	9	2
Св. 200 до 3000	8	8	18	4
» 3000	12	12	27	6

при котором не будет происходить защемления шнура: $\frac{F_k}{F_{шн}} > 1$, где F_k — площадь сечения канавки; $F_{шн}$ — площадь сечения шнура.

При номинальных размерах $\frac{F_k}{F_{шн}} = 1,37$.

В процессе монтажа, особенно крупных турбин, рабочее колесо приходится подвешивать в камере на специальных подвесках. Для этой цели в лопастях на периферической части пера сверлят отверстия, которые в процессе эксплуатации должны быть надежно и плотно закрыты. В противном случае за отверстием образуется шлейф кавитационной эрозии, и лопасть постепенно разрушается. На рис. IV.63 показана эксцентриковая заглушка лопасти. Винт 1 и верхняя шайба 2 изготавливаются из стали X18H10T, нижняя шайба 3 — из стали 2X13. Для заварки винта

после сборки при монтаже применяется электрод ЭА-1Б, ГОСТ 10052—62. В табл. IV.37 даны нормализованные размеры заглушек.

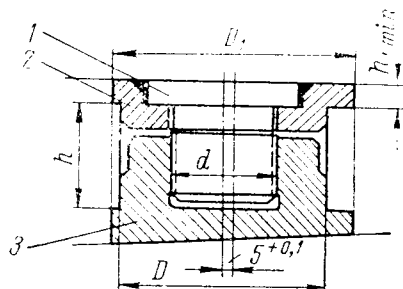


Рис. IV.63. Заглушка лопасти

Рабочее колесо подвергается статической балансировке.

Таблица IV.37. Размеры заглушки
в мм

D	D ₁	d	h	h ₁ min
75 $\frac{A_3}{-0,2}$ -0,3	95 $\frac{A_3}{X}$	M36×3	45 _{-0,5}	12
110 $\frac{A_3}{-0,2}$ -0,3	130 $\frac{A_3}{X}$	M56×4	55 _{-0,5}	14
150 $\frac{A_3}{-0,2}$ -0,3	170 $\frac{A_3}{X}$	M80×4	65 _{-0,5}	16

11. Валы

Вал — одна из наиболее ответственных деталей гидроагрегата. Вал обычно представляет собой цилиндрическую поковку из стали 40 или 20ГС с центральным осевым

отверстием и с фланцами на концах. Длина вала определяется общей компоновкой гидроагрегата.

Валы исполняются как цельноковаными (сравнительно небольших размеров), так и сварными, из нескольких заготовок. Принятый технологический процесс изготовления вала определяется технико-экономическими расчетами.

Для поворотлопастных турбин нижний фланец вала выполняют таким образом, что он является одновременно крышкой рабочего колеса (см. рис. IV.12). Такое решение, определяемое наличием соответствующих токарных станков, упрощает конструкцию этого узла.

В тех случаях, когда это возможно, целесообразно гидроагрегат оснащать единым валом (см. рис. IV.3). При этом в связи с отсутствием промежуточного фланцевого соединения валов упрощается центровка вала агрегата.

В центральном отверстии вала поворотлопастных турбин размещаются штанги, по которым масло под давлением от маслоприемника поступает к сервомотору рабочего колеса и которые осуществляют обратную связь сервомотора с золотником рабочего колеса.

Центральное отверстие вала радиально-осевых турбин нередко используется для подачи атмосферного воздуха под рабочее колесо с целью уменьшить при некоторых режимах пульсацию потока за колесом.

Наружный диаметр $D_в$ нормализованного вала вертикального агрегата выбирается по кривой на рис. IV.64 в зависимости от крутящего момента $M_{кр}$ и округляется до ближайшего меньшего нормального размера (табл. IV.38). Крутящий момент равен

$$M_{кр} = 97\,400 \frac{N}{n} \text{ кг·см}, \quad (\text{IV.17})$$

где N — мощность, передаваемая валом, в квт; n — скорость вращения вала в об/мин.

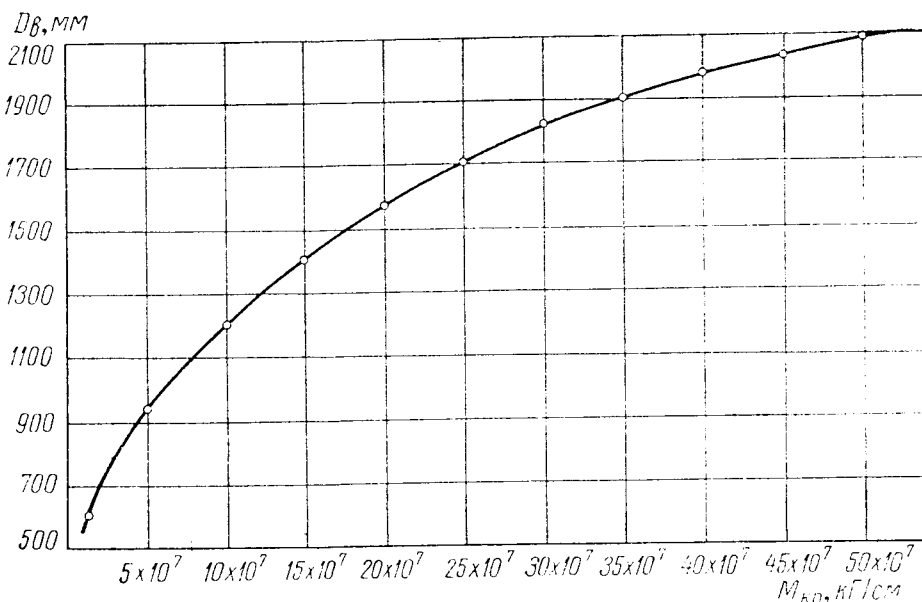


Рис. IV.64. Зависимость наружного диаметра вала от крутящего момента

Т а б л и ц а IV.38. Нормализованные размеры (в мм) валов

D_g	D_1	D_ϕ	h	h_1	D_b	d_b	Болт	Винт		
600	605 _{-0.5}	1000 _{-0.5}	150	180	820	85.4	M80×4	M16		
650	655 _{-0.5}	1050 _{-0.6}	150	180	870	85.4	M80×4			
700	705 _{-0.5}	1100 _{-0.6}	160	190	920	85.4	M80×4			
750	755 _{-0.5}	1150 _{-0.6}	160	190	970	85.4	M80×4			
800	805 _{-0.5}	1230 _{-0.6}	170	200	1045	85.4	M80×4			
850	855 _{-0.5}	1300 _{-0.7}	170	200	1110	90.4	M85×4			
900	905 _{-0.5}	1360 _{-0.7}	180	210	1165	95.4	M90×4	M20		
950	955 _{-0.5}	1490 _{-0.7}	195	230	1280	100.4	M95×4			
1000	1005 _{-0.6}	1570 _{-0.7}	210	250	1350	105.4	M100×4			
1100	1105 _{-0.6}	1660 _{-0.7}	225	260	1425	115.4	M110×4			
1200	1205 _{-0.6}	1830 _{-0.7}	240	270	1575	125.4	M120×4	M24		
1300	1305 _{-0.6}	1940 _{-0.7}	250	280	1675	135.4	M130×4			
1400	1405 _{-0.6}	2070 _{-0.8}	260	290	1800	145.4	M140×4			
1500	1505 _{-0.6}	2160 _{-0.9}	270	300	1900	150.4	M140×4			
1600	1605 _{-0.6}	2330 _{-0.9}	280	320	2030	170.4	M160×4	M30		
1700	1705 _{-0.6}	2450 _{-0.9}	290	330	2140	175.4	M170×4			
1800	1805 _{-0.6}	2600 ₋₁	300	340	2280	185.4	M180×4			
1900	1905 _{-0.6}	2710 ₋₁	310	350	2390	190.4	M180×4			
2000	2005 _{-0.6}	2860 ₋₁	320	360	2515	195.4	M190×4			
2100	2105 _{-0.6}	3015 ₋₁	330	370	2670	195.4	M190×4			
2200	2205 _{-0.6}	3065 ₋₁	330	370	2720	195.4	M190×4			
2300	2305 _{-0.6}	3245 ₋₁	340	380	2900	195.4	M190×4			
D_g	z	D_2	d_0	d'_0	d	d_1	d_2	l	l_1	R
600	12	675	580 ^{+0.05}	580 _{-0.05}	—	87	122	40	55	100
650	16	725	640 ^{+0.05}	640 _{-0.05}	—	87	122	40	55	100
700	16	775	670 ^{+0.05}	670 _{-0.05}	—	87	122	40	55	100
750	18	825	740 ^{+0.05}	740 _{-0.05}	—	87	122	40	55	100
800	20	900	800 ^{+0.05}	800 _{-0.05}	—	87	122	40	55	100
850	20	950	850 ^{+0.05}	850 _{-0.05}	—	92	132	45	60	100
900	20	1000	900 ^{+0.06}	900 _{-0.06}	—	97	142	45	65	100
950	20	1100	900 ^{+0.06}	900 _{-0.06}	1050	102	153	50	65	120
1000	20	1160	950 ^{+0.06}	950 _{-0.06}	1100	108	158	50	70	120
1100	20	1220	1000 ^{+0.06}	1000 _{-0.06}	1200	118	173	50	75	120
1200	20	1350	1100 ^{+0.06}	1100 _{-0.06}	1300	130	188	60	85	120
1300	20	1440	1200 ^{+0.06}	1200 _{-0.06}	1400	140	203	60	90	120
1400	20	1560	1300 ^{+0.06}	1300 _{-0.06}	1500	150	218	60	100	120
1500	20	1660	1350 ^{+0.07}	1350 _{-0.07}	1600	153	230	70	100	120

D_g	z	D_2	d_0	d'_0	d	d_1	d_2	l	l_1	R
1600	20	1760	1450 ^{+0,07}	1450 _{-0,07}	1700	174	255	80	110	125
1700	20	1860	1500 ^{+0,07}	1500 _{-0,07}	1800	180	260	80	120	125
1800	20	1990	1600 ^{+0,07}	1600 _{-0,07}	1950	190	265	85	125	125
1900	20	2100	1700 ^{+0,07}	1700 _{-0,07}	2050	190	270	90	125	125
2000	20	2200	1800 ^{+0,07}	1800 _{-0,07}	2150	200	285	90	135	125
2100	24	2355	1900 ^{+0,08}	1900 _{-0,08}	2250	200	285	95	135	140
2200	24	2405	2000 ^{+0,08}	2000 _{-0,08}	2350	200	285	95	135	150
2300	28	2585	2100 ^{+0,08}	2100 _{-0,08}	2450	200	285	100	135	160

D_g	R_1	R_2	R_3	a	l_2	l_3	c	c_1	κ	f	m
600	10	200	5	20	150	210	14	17	3		
650	10	200	5	20	150	210	14	17	3		
700	10	250	5	20	175	240	14	20	3		
750	10	250	5	20	190	250	14	20	3	1,5	0
800	10	275	5	25	200	260	14	20	3		
850	10	275	5	25	210	270	16	20	3		
900	10	300	5	25	225	290	16	20	3		

950	30	325	5	30	250	310	16	20	3		
1000	30	325	5	30	250	310	16	20	3		
1100	30	350	5	30	275	340	16	20	3		
1200	30	350	5	35	300	360	16	20	3		
1300	30	375	5	35	325	390	16	24	3		
1400	30	375	5	40	350	410	16	24	3		
1500	30	400	5	40	375	440	16	24	3		
1600	30	400	8	45	400	460	16	24	4	2	2
1700	30	425	8	45	425	490	16	24	4		
1800	30	425	8	50	450	510	16	24	4		
1900	30	450	8	55	475	540	16	24	4		
2000	30	450	8	55	500	560	16	24	4		
2100	40	500	8	60	550	610	16	24	4		
2200	40	500	8	60	550	610	16	24	4		
2300	40	500	8	65	600	660	16	24	4		

Внутренний диаметр вала

$$d_{\theta} = \sqrt[4]{D_{\theta}^4 - \frac{496 \cdot 102 N D_{\theta}}{\tau_{\max} n}} \text{ см}, \quad (\text{IV.18})$$

где D_{θ} — наружный диаметр вала в см;
 $\tau_{\max} = 450 \text{ кг/см}^2 \pm 10\%$ — максимальное допустимое напряжение на кручение.

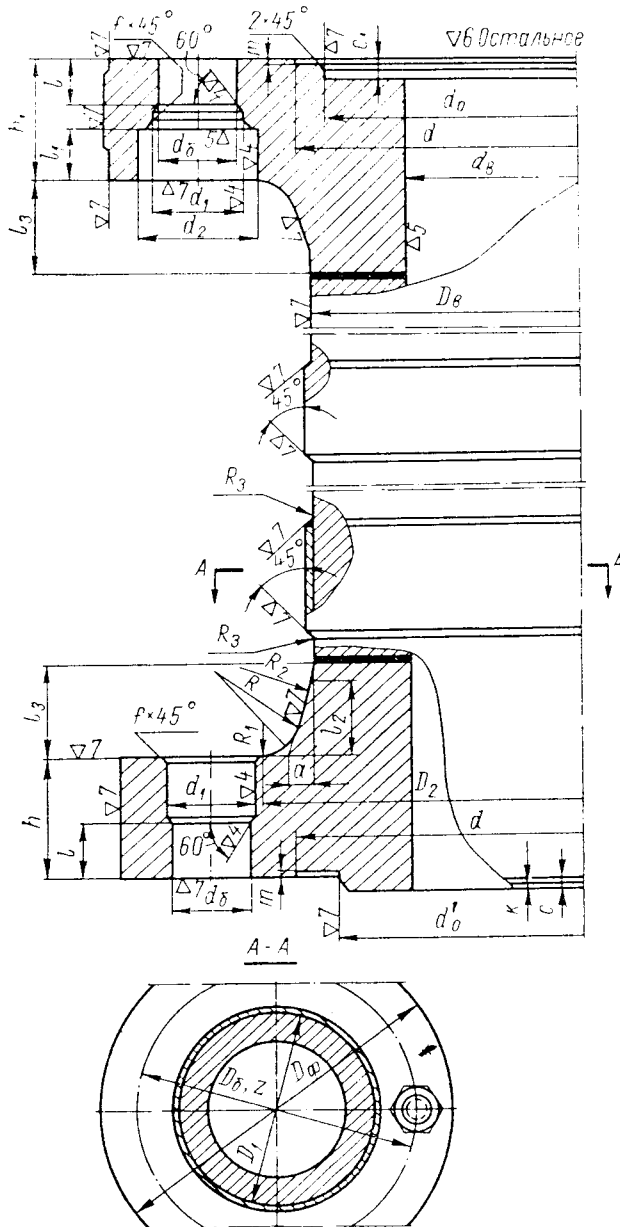


Рис. IV.65. Вал турбины

Внутренний диаметр, вычисленный по формуле (IV.18), округляется до ближайшего из нормального ряда внутренних диаметров вала (в мм):

400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1050; 1100; 1150; 1200; 1250; 1300; 1350; 1400; 1450; 1500; 1550; 1600; 1650; 1700; 1750; 1800; 1850; 1900; 1950; 2000.

Чертеж вала представлен на рис. IV.65, а размеры фланцев, количество и размеры бол-

тов приведены в табл. IV.38. В каждом конкретном случае в зависимости от действующей величины осевого усилия и крутящего момента допускается изменить число болтов в меньшую сторону, при этом вновь принятое по расчету число болтов должно быть кратным четырем.

После окончательного выбора вал и его фланцевые соединения проверяются расчетом на прочность с учетом осевых усилий. При-

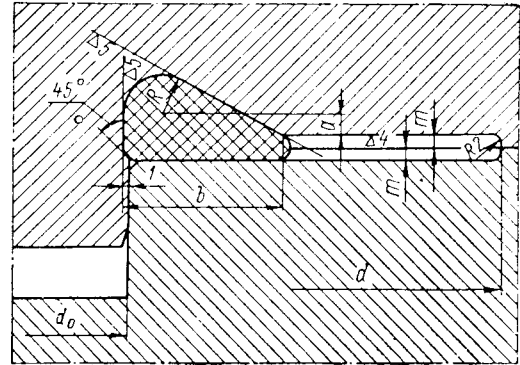


Рис. IV.66. Канавка под резиновый шнур

веденные напряжения σ_{np} в расчетных сечениях не должны превосходить 1000 кг/см^2 :

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2} \text{ кг/см}^2, \quad (\text{IV.19})$$

где σ_z и τ — напряжения растяжения и кручения в кг/см^2 .

Напряжения предварительного затяга болтов должны находиться в пределах 1500 — 1800 кг/см^2 . Максимальные приведенные напряжения в болтах не должны превосходить 2100 кг/см^2 . Болты изготавливаются из стали 40X или 40XФ.

В случае применения болта с неутепленной головкой толщина фланца h_1 принимается равной h (рис. IV.65). Размер l_3 задан до сварного шва и может быть изменен при конструировании в пределах $\pm 5 \text{ мм}$.

Размеры канавок под уплотнительный шнур (рис. IV.66) для валов поворотлопастных турбин указаны в табл. IV.39.

Таблица IV.39. Размеры (в мм) уплотнительной канавки

Диаметр вала	Диаметр шнура	b	a	R	m
600—900	8	18	2	4	—
950—1100	12	18	2	4	2
1200—2000	16	24	3	6	2

Размеры вала, у которого нижний фланец является крышкой поворотлопастного колеса (рис. IV.67), даны в табл. IV.40. В этой

Т а б л и ц а IV.40. Размеры (в мм) вала, объединенного с крышкой рабочего колеса

d_2	d_4	D_g	z	d	d_1	κ_1	κ_2	κ_3	κ_4	h	h_1	h_2	h_3	s	s_1	$R=R_2$	R_1	R_3
M60	910—1200	350—500	16	65	88	55	110	94	120	110	42	10	15	70	95	80	100	40
M68	1225—1400	500—600	20	72	96	60	120	102	130	120	45	10	15	80	100	80	100	40
M76	1440—1600	600—750	24	80	110	70	140	115	142	130	48	10	15	85	105	80	100	40
M90	1625—1800	700—850	24	95	128	85	170	134	185	160	70	10	20	90	110	100	120	50
	1825—1900	800—850	28	95	128	85	170	134	185	160	70	10	20	100	120	100	120	50
M100	1950—2200	800—1000	28	105	145	95	190	150	205	180	75	15	20	100	135	100	120	50
M110	2225—2325	950—1100	28	115	155	100	200	160	220	200	85	15	25	110	140	100	150	50
M120	2400—2500	1000—1200	28	125	170	110	220	175	240	220	95	15	25	110	140	120	150	60
M130	2550—2675	1100—1300	28	135	185	115	230	190	255	240	105	15	30	130	155	120	180	60
	2725—2900	1200—1400	32	135	185	115	230	190	255	250	115	15	30	140	165	120	180	60
M140	2950—3150	1300—1500	32	145	200	125	250	205	280	260	120	15	30	160	195	130	200	60

таблице d_2 — диаметр болтов-глухарей, которыми вал соединяется с рабочим колесом, z — количество болтов, расположенных по окружности $D_k = d_c - 2k_1$. Болты для соединения крышки с рабочим колесом показаны на рис. IV.68, а соответствующие раз-

с радиально-осевым колесом (см. рис. IV.2). Размеры болтов даны в табл. IV.42. В случае применения болта с утопленной головкой длина болта l принимается равной l_y . Необходимость среза лыски (размер s) и ее величина определяются при конструировании.

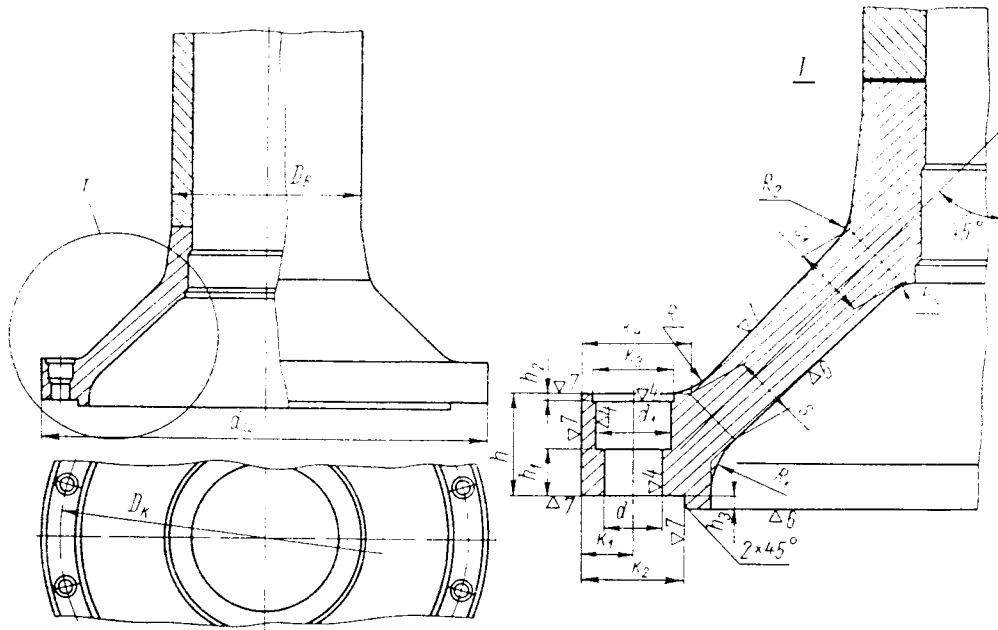


Рис. IV.67. Вал турбины, объединенный с крышкой рабочего колеса

меры приведены в табл. IV.41. Размер l определяется при конструировании.

На рис. IV.69 показаны нормализованные болты фланцевых соединений валов. Исполнение 1 предназначено для фланцевого соединения валов; исполнение 2 — для соединения вала с крышкой поворотного колеса, а также для соединения фланца вала

Для турбин с подшипниками на водяной смазке вал в зоне сопряжения с вкладышами облицовывается нержавеющей сталью. Диаметр D_1 вала под облицовку (см. рис. IV.65) принимать по табл. IV.38.

При самосмазывающихся подшипниках вал в большинстве случаев выполняется со специальным направляющим поясом (рис. IV.70).

Т а б л и ц а IV.41. Нормализованные размеры (в мм) болтов для соединения крышки с рабочим колесом

d_2	s	D	D_1	D_2	h	h_1	d_1	l_0	c	R
M60×4	$60_{-1,2}^{-0,4}$	83	69,2	60	54	20	54	75	7	3
M68×4	$65_{-1,2}^{-0,4}$	92	75	65	60	24	62	85		
M76×4	$75_{-1,2}^{-0,4}$	105	86,5	75	68	26	70	95	8	4
M90×4	$85_{-1,4}^{-0,87}$	123	98,2	85	78	30	84	115		
M100×4	$95_{-1,4}^{-0,87}$	140	110	95	85	35	94	125		
M110×4	$105_{-1,4}^{-0,87}$	150	121	105	95	37	104	140		
M120×4	$115_{-1,4}^{-0,87}$	165	133	115	105	40	114	150	9	5
M130×4	$125_{-1,6}^{-1,0}$	180	144	125	115	45	124	165		
M140×4	$130_{-1,6}^{-1,0}$	192	150	130	120	50	134	175		

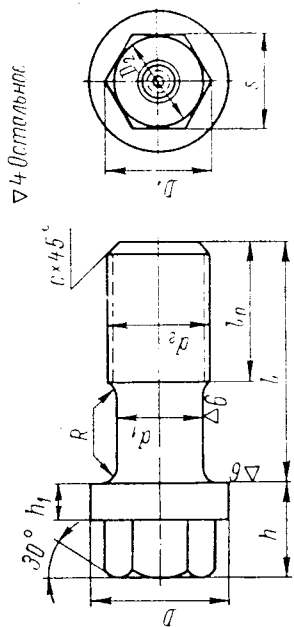


Рис. IV.68. Болт-глухарь

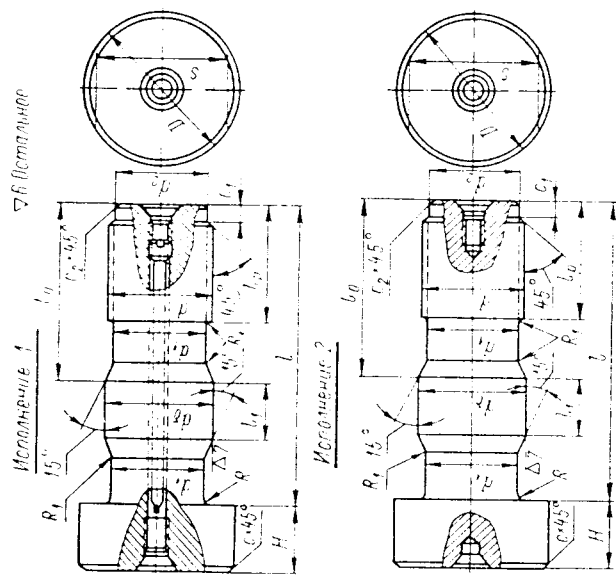


Рис. IV.69. Болты фланцевых соединений турбинных валов

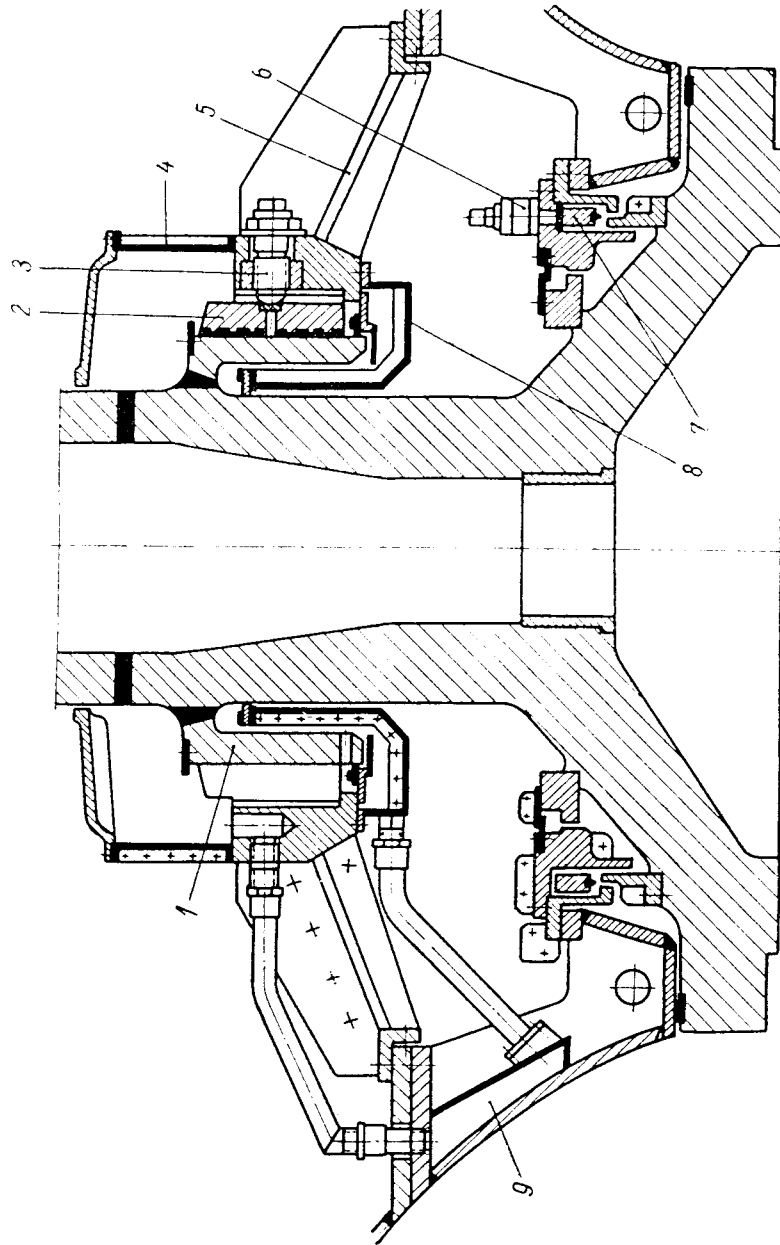


Рис. IV.70. Самосмазывающийся направляющий подшипник и торцовое уплотнение турбины У-4 Курганской ГЭС.
 1 — направляющий пояс вала; 2 — сегмент; 3 — распорный винт; 4 — верхняя ванна; 5 — корпус; 6 — ручной домкрат; 7 — запорное кольцо с резиновым шнуром; 8 — нижняя ванна; 9 — охлаждаемые отсеки

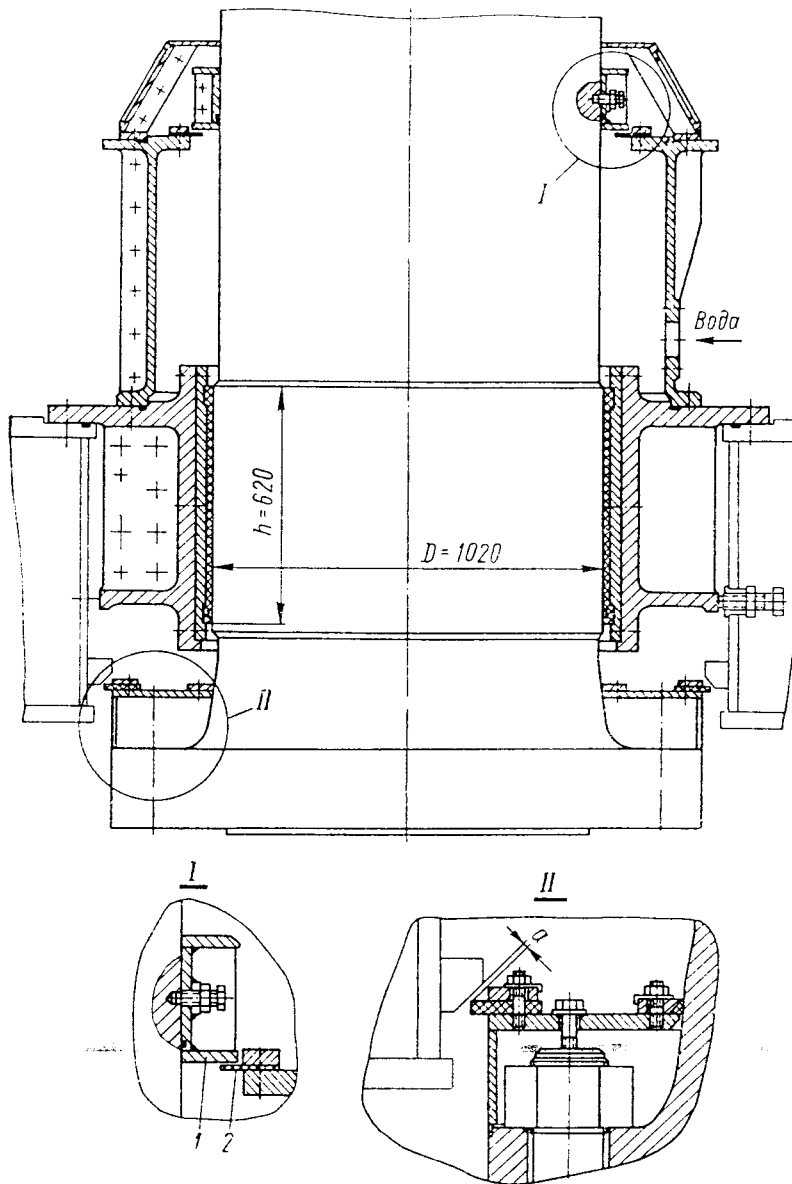
Таблица IV.42. Нормализованные размеры (в мм) болтов
фланцевых соединений валов

D_8	d_6	d	d_1	d_2	D	l	l_y	l_0	l_1	l_p	H	c	c_1	c_2	R	R_1
600	85Д	M80×4	74	72	120	380	355	190	80	90	55	3	8	3	5	3
650	85Д	M80×4	74	72	120	380	355	190	80	90	55	3	8	3	5	3
700	85Д	M80×4	74	72	120	400	375	200	80	90	55	3	8	3	5	3
750	85Д	M80×4	74	72	120	400	375	200	80	90	55	3	8	3	5	3
800	85Д	M80×4	74	72	120	420	395	210	80	90	55	3	8	3	5	3
850	90Д	M85×4	79	76	130	425	395	210	90	95	60	3	10	3	5	3
900	95Д	M90×4	84	82	140	450	415	225	90	100	65	3	10	3	6	3
950	100Д	M95×4	89	86	150	485	455	240	100	105	65	3	12	3	6	3
1000	105Д	M100×4	94	92	155	520	490	260	100	110	70	3	12	3	6	3
1100	115Д	M110×4	104	102	170	560	520	285	100	120	75	3	12	3	6	3
1200	125Д	M120×4	114	112	185	600	545	300	120	130	85	5	12	5	8	3
1300	135Д	M130×4	124	122	200	630	570	320	120	140	90	5	12	5	8	3
1400	145Д	M140×4	134	132	215	660	590	340	120	150	100	5	15	5	8	3
1500	150Д	M140×4	134	132	225	680	610	340	140	150	100	5	15	5	9	3
1600	170Д	M160×4	154	152	250	715	645	355	160	160	110	5	15	5	10	3
1700	175Д	M170×4	164	162	255	740	660	370	160	175	120	5	15	5	10	3
1800	185Д	M180×4	174	172	265	770	685	385	170	180	125	5	15	5	10	3
1900	190Д	M180×4	174	172	275	790	705	390	180	180	125	5	15	5	10	3
2000	195Д	M190×4	184	182	280	820	725	410	180	190	135	5	15	5	12	3
2100	195Д	M190×4	184	182	280	840	745	415	190	190	135	5	15	5	12	3
2200	195Д	M190×4	184	182	280	840	745	415	190	190	135	5	15	5	12	3
2300	195Д	M190×4	184	182	280	860	765	420	200	190	135	5	15	5	12	3

12. Направляющие подшипники

Направляющие подшипники для гидротурбин применяют на масляной или водяной смазке. Масляная смазка бывает густой или жидкой. Густая масляная смазка загрязняет акваторию нижнего бьефа, требует специаль-

Принцип действия подшипников с трубкой Пито заключается в преобразовании скоростного напора в статический. Для создания необходимого статического напора нижний конец закрепляют на вращающемся валу трубки помещают в неподвижную нижнюю ванну или применяют конструкции подшипников, в которых закреп-



ленная на валу ванна перемещается относительно неподвижной трубки. Масло, поступившее по трубке в верхнюю ванну, смазывая вкладыш, сливается в нижнюю ванну. Этот процесс происходит непрерывно.

Круговорот масла при самосмазывающемся подшипнике (рис. IV.70) осуществляется благодаря центробежному эффекту. При вращении вала масло, залитое в нижнюю ванну, поступает через радиальные отверстия в нижней части направляющего пояса, имеющегося на валу, омывает сегменты подшипника и поднимается в верхнюю ванну. Отсюда масло стекает в нижнюю ванну. Такой процесс происходит непрерывно.

В необходимых случаях, определяемых тепловым расчетом, в цепи циркуляции масла устанавливаются маслоохладители. Для всех типов масляных подшипников вкладыши следует заливать баббитом марки Б-83. Для контроля температуры устанавливают термометры сопротивления и термометрические сигнализаторы.

При подшипниках на жидкой масляной смазке уплотнение вала должно быть весьма надежным.

В тех случаях, когда водоток достаточно чистый, т. е. если содержание взвешенных в воде частиц не превышает $0,1 \text{ г/л}$, у отече-

Рис. IV.71. Подшипник с резиновым вкладышем турбины Чарвакской ГЭС

ственных турбин с вертикальным валом обычно устанавливаются подшипники с резиновыми вкладышами на водяной смазке (рис. IV.71). Конструктивно такие подшипники значительно проще масляных, но и они требуют соблюдения определенных условий. Вал в зоне подшипника должен быть облицован нержавеющей сталью. Продольные канавки в резиновом вкладыше не следует выполнять сквозными (см. рис. VII.28). В нижней (выходной) части вкладыша предусматривается объединяющая кольцевая канавка и подпирющий пояс. Этот пояс

ных устройств для непрерывной подачи. При густой смазке нередко местные надкры и подплавления баббитового вкладыша. Доставка на ГЭС и подача к подшипнику свежих порций густой смазки — операции, практически не автоматизируемые. По этим причинам устанавливать подшипники на густой масляной смазке не рекомендуется.

Подшипники на жидкой масляной смазке (см. рис. IV.4 и IV.9) весьма разнообразны по конструкции. Наиболее распространены подшипники с трубкой Пито и самосмазывающиеся.

должен обрабатываться заподлицо с основной рабочей поверхностью вкладыша или с обнизкой не более 0,1 мм. Большие обнизки в пояске выполнять не следует, так как при увеличенном зазоре возрастают скорости воды в подшипнике, понижается давление в верхней ванне и появляется опасность местного подгорания резины вследствие неравномерного смачивания.

Резиновый вкладыш подшипника состоит из нескольких секторов. Каждый сектор представляет собой изогнутую по окружности подшипника стальную пластину с привулканизированной к ней резиной. Число секторов и их высота h зависят от диаметра D подшипника (рис. IV.71) и определяются по табл. IV.43.

Необходимый расход воды для подшипника определяется тепловым расчетом. Диаметр трубопровода, по ко-

бесперебойная подача воды, так как в случае ее отсутствия резиновый подшипник из-за своей нетеплопроводности сразу же подгорает и выходит из строя. Поэтому в системе

Таблица IV.43. Нормализованные размеры (в мм) вкладыша резинового подшипника

D	h	Количество секторов	D	h	Количество секторов
265 ^{+0,15}	200	4	920 ^{+0,25}	580	6
315 ^{+0,15}	230		970 ^{+0,25}	600	
365 ^{+0,18}	270		1020 ^{+0,25}	620	
415 ^{+0,18}	300		1120 ^{+0,28}	650	
465 ^{+0,18}	330		1220 ^{+0,28}	700	
515 ^{+0,20}	360		1320 ^{+0,30}	750	
565 ^{+0,20}	390		1420 ^{+0,30}	800	
620 ^{+0,20}	420		1520 ^{+0,30}	840	
			1620 ^{+0,30}	880	8
670 ^{+0,22}	460	6	1720 ^{+0,35}	910	
720 ^{+0,22}	490		1820 ^{+0,35}	940	
770 ^{+0,22}	520		1920 ^{+0,40}	980	
820 ^{+0,25}	540		2020 ^{+0,40}	1000	
870 ^{+0,25}	560				

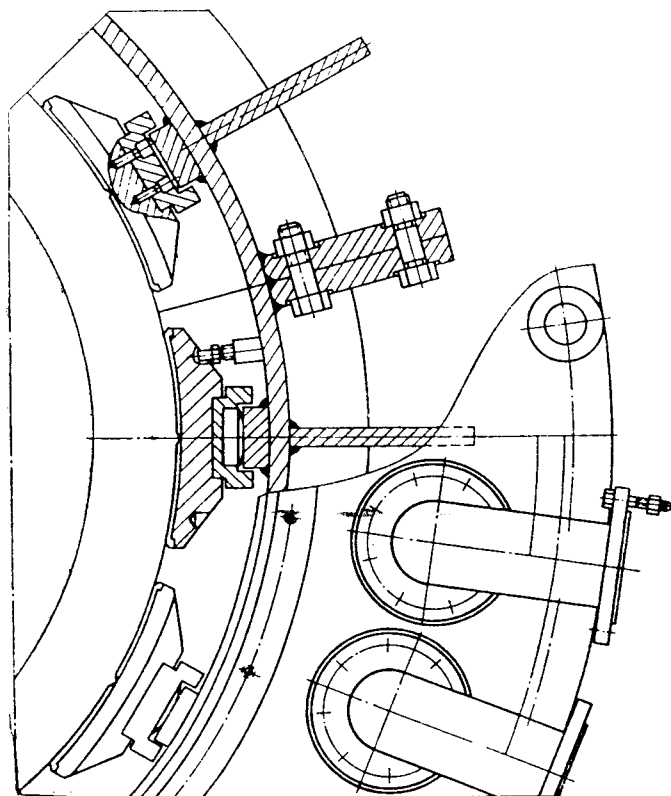
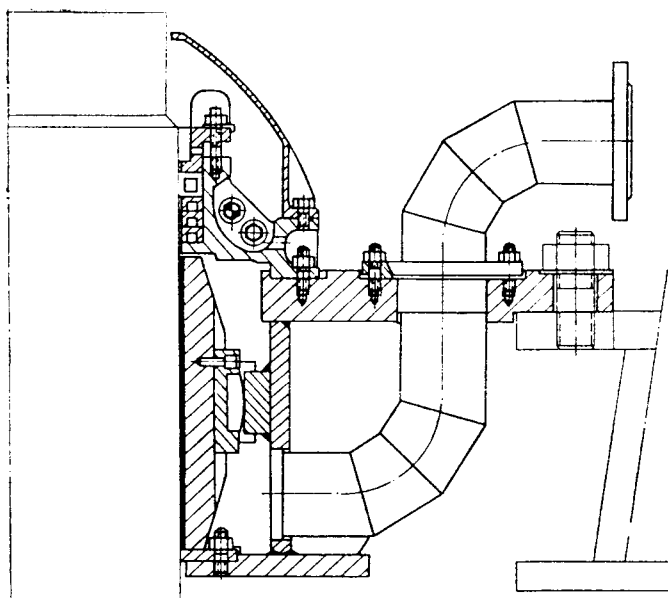


Рис. IV.72. Подшипник турбины Плявиньской ГЭС

тому вода поступает в верхнюю ванну подшипника, определяется по формуле

$$d = (2,5 \div 3) \sqrt{D} \text{ мм}, \quad (\text{IV.20})$$

где D подставляется в мм.

Основное требование, которому должна удовлетворять система подвода смазки, —

подвода смазки наряду с основным питанием надо обязательно предусматривать резервное.

На рис. IV.71, 1 показано основное уплотнение подшипника, предотвращающее протечки воды из ванны при вращении ротора агрегата. Контактными поверхностями являются нержавеющая сталь (нижний лист упорного кольца 1) и резина (кольцо 2).

На рис. IV.71, II показано ремонтное уплотнение, которым пользуются во время ревизии подшипника при остановленном агрегате. Поднимая ротор на тормозах, перекрывают зазор *a* и тем самым закрывают воде из нижнего бьефа доступ в крышку турбины. Такое уплотнение устанавливают в тех случаях, когда подшипник подтоплен нижним бьефом.

На Плявиньской ГЭС эксплуатируется сегментный подшипник на водяной смазке (рис. IV.72). Рабочие поверхности сегментов покрыты графито-каучуковым слоем. Для подвода воды предусмотрены два трубопровода — основной и резервный.

13. Маслоприемник

Маслоприемники устанавливаются на поворотнолопастных турбинах (осевых или диагональных). Они служат для подачи и отвода масла, поступающего под давлением от золотника рабочего колеса к сервомотору, расположенному, как правило, в корпусе колеса. Через маслоприемник сливаются также протечки из полости рабочего колеса. Наиболее простыми и надежными являются маслоприемники, располагаемые над верхним торцом вала агрегата (см. рис. IV.12). Маслоприемники, охватывающие вал, значительно сложнее, и поэтому они встречаются очень редко.

В конструкции маслоприемника наряду с трубами для подвода масла предусматриваются также детали обратной связи (системы выключения) от штанг, связанных с сервомотором, к золотнику. На маслоприемнике нередко располагают указатель разворота лопастей. Конструкция маслоприемника зависит от типа сервомотора рабочего колеса. При поршневых сервомоторах штанги, связанные с поршнем, наряду с вращением совершают возвратно-поступательное движение, а при крыльчатых сервомоторах штанги наряду с вращением совершают возвратно-поворотное движение.

На рис. IV.73 показана схема маслоприемника и его связь через штанги с рабочим колесом. На рис. IV.74 и IV.75 показаны маслоприемники современных гидротурбин, у которых обычный осевой сервомотор расположен в рабочем колесе. Маслоприемник на рис. IV.75 — пониженной высоты, частично утопленный в полости вала.

Между штангами и верхним концом вала агрегата всегда следует предусматривать значительный зазор. Недопустимо связывать штанги с верхним концом вала какими-либо шпонками, шлицевым соединением или другими деталями. Это связано с тем, что бой верхнего конца вала нередко достигает 1—2 мм и при каждом обороте вала штанги будут испытывать удар, который, с одной стороны, разрушает детали маслоприемника, а с другой — через обратную связь вызывает непрерывное колебание золотника ра-

бочего колеса. Направляющие втулки для штанг должны быть установлены на значительном удалении (4—5 м) от верхнего конца вала генератора, т. е. в таком месте, где бой вала незначителен.

Маслоприемник, штанги и маслопроводы представляют собой замкнутый электропроводящий контур, пересекающий статор генератора. Поэтому в этих деталях будут индуцироваться блуждающие токи, вызывающие их коррозию. В связи с этим в соединениях маслоприемника с маслопроводами и передачами устанавливаются изоляционные прокладки и втулки.

Выбор маслоприемника производят по скорости масла в подводящем трубопроводе диаметром *d* (рис. IV.74):

$$v = \frac{4Fs}{t\pi d^2} \text{ м/сек.} \quad (\text{IV.21})$$

где *F* — рабочая площадь сервомотора рабочего колеса в м²; *s* — ход поршня в м; *t* — время открытия или закрытия рабочего колеса в сек; *d* — в м. Скорость *v* принимается 5—6 м/сек.

Основные размеры маслоприемника (см. рис. IV.74) в зависимости от диаметра напорной трубы *d* даны в табл. IV.44. Наружный диаметр штанги обозначен *d*₁.

Т а б л и ц а IV.44. Основные размеры (в мм) маслоприемника

<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>D</i>	<i>H</i>
100	159	1450	1205
150	245	1750—2400	1445
200	325	2900	1825
250	426	3200	2155

14. Холостой выпуск

Холостые выпуски применяются обычно 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 при этом повышение давления в трубопроводе составляет не более чем 15—20%

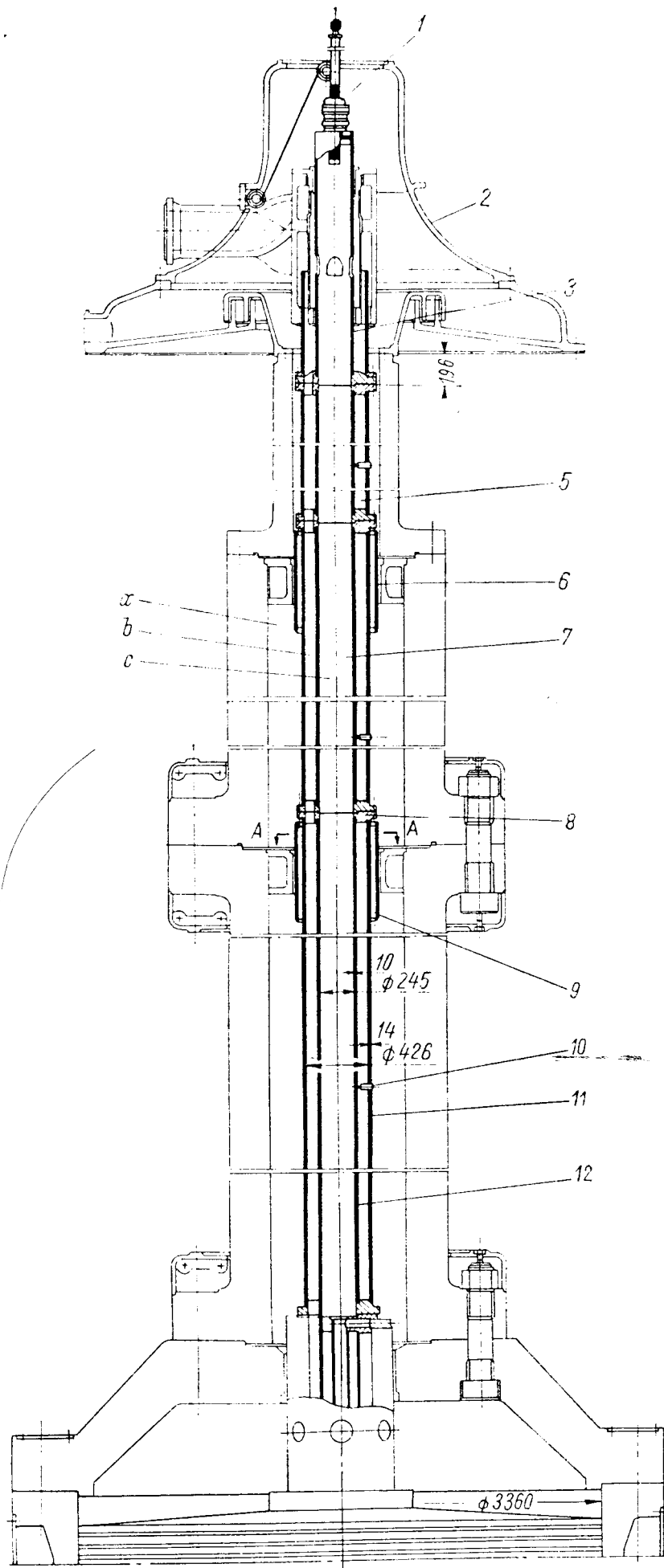


Рис. IV.73. Схема маслоприемника и штанги рабочего колеса:
 1 — траверса; 2 — корпус; 3 — штанга маслоприемника; 4 — прорезь; 5 — верхняя часть штанги вала; 6 — бронзовая втулка; 7 — средняя часть штанги; 8 — фланцы; 9 — нижняя часть штанги; 10 — винт; 11 — наружная труба; 12 — внутренняя труба; *a, b, c* — полости для прохода масла

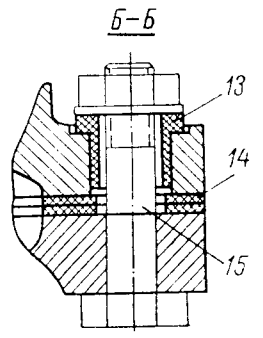
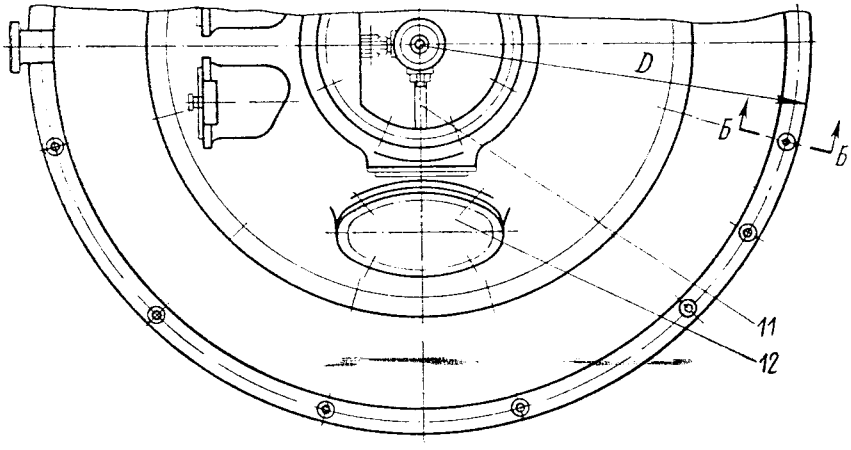
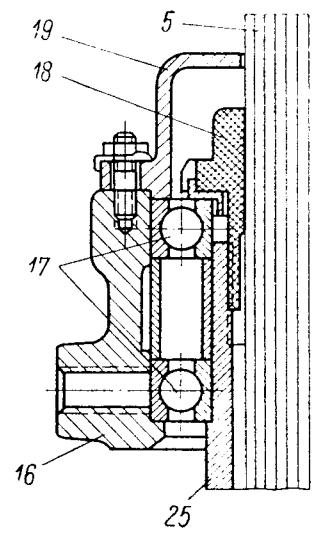
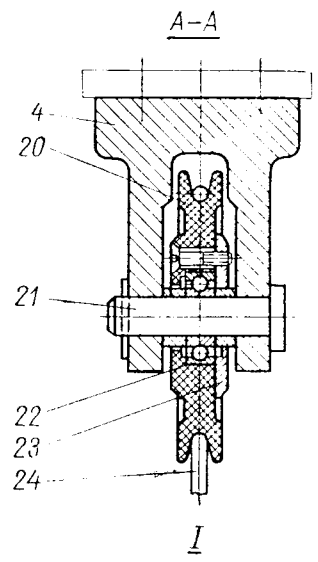
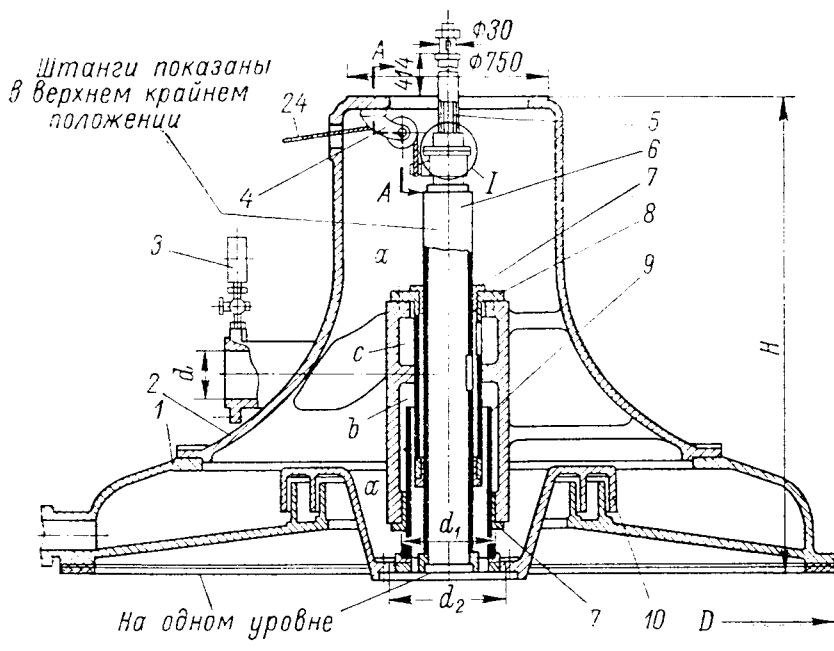


Рис. IV.74. Современный маслоприемник:
 1 — нижняя ванна; 2 — корпус; 3 — манометр; 4 — кронштейн;
 5 — шлицевой валик; 6 — внутренняя труба штанги; 7 — втулка;
 8 — букса; 9 — наружная труба штанги; 10 — маслоотражатель;
 11 — указатель; 12 — крышка люка; 13, 14 — втулка и прокладка
 из текстолита; 15 — шпилька; 16 — траверса; 17 — шарикоподшип-
 ники; 18 — гайка; 19 — крышка; 20 — ролик; 21 — ось; 22 — шарико-
 подшипник; 23 — крышка; 24 — трос передачи; 25 — втулка штанги;
 а — безнапорная полость; б, с — напорно-сливные полости

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, а холостой выпуск не открывается.

На рис. IV.76 показан современный холостой выпуск диаметром 600 мм, расчи-

Максимальный расход Q_x , который должен пропускать холостой выпуск, определяется по формуле

$$Q_x = Q_0 \left(1 - \frac{T_s}{T}\right), \quad (IV.23)$$

здесь Q_0 — максимальный расход через турбину в $\text{м}^3/\text{сек}$; T_s — время закрытия направляющего аппарата, обеспечивающее при

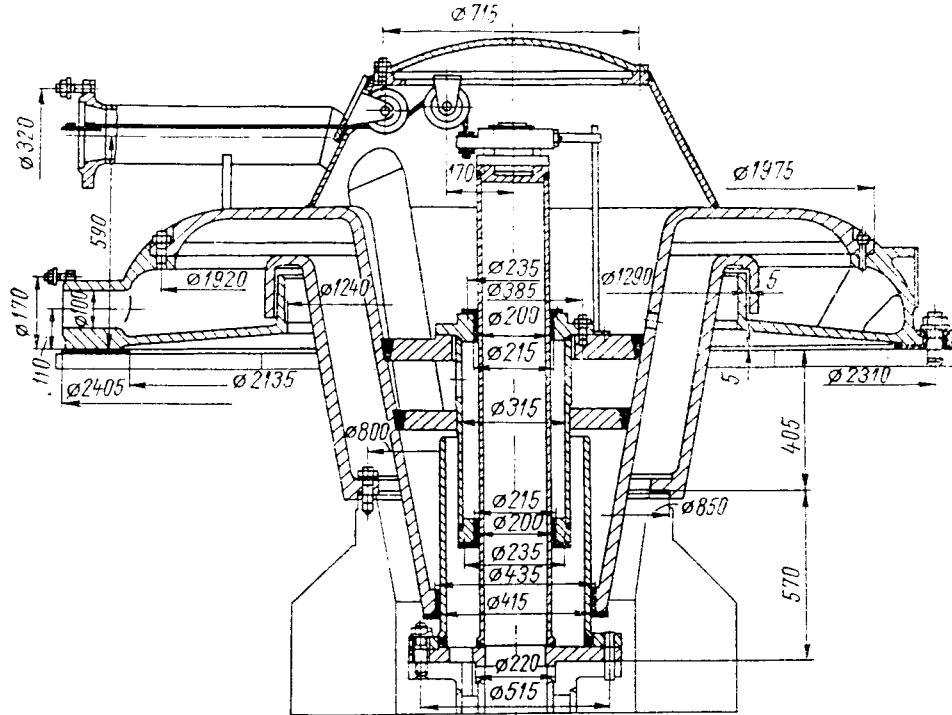


Рис. IV.75. Маслоприемник турбины Саратовской ГЭС

танный на максимальный расход $7,5 \text{ м}^3/\text{сек}$. Входным коленом холостой выпуск крепится к спиральной камере.

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 (рис. IV.77) определяют приведенный расход Q'_{Ix} в $\text{м}^3/\text{сек}$. 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 Q'_{Ix} на 5—10%.

Действительный расход через холостой выпуск равен

$$Q_x = Q'_{Ix} D_x^2 \sqrt{H_0 (1 + \xi)} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (IV.22)$$

где ξ — относительное повышение давления в трубопроводе, обычно $\xi = 0,15 \div 0,20$; H_0 — номинальный напор в м .

наличии холостого выпуска допустимое повышение давления и скорости вращения, в сек ; T — время закрытия направляющего аппарата, которое обеспечило бы ту же величину повышения давления при отсутствии холостого выпуска, в сек .

Время T_s определяют по формуле

$$T_s = \frac{\beta [GD^2 n_0^2 (1 + 0,5\beta)]}{182N}, \quad (IV.24)$$

где β — допустимое относительное повышение скорости вращения агрегата; n_0 — номинальная скорость вращения в $\text{об}/\text{мин}$; GD^2 — маховой момент ротора агрегата в $T \cdot \text{м}^2$; N — мощность на валу турбины в квт .

Время T определяется по формуле прямого гидравлического удара:

$$T = \frac{\sum Lv}{gH_0\sigma}, \quad (IV.25)$$

здесь $\sum Lv$ — сумма произведений длин участков трубопровода на скорость воды в них

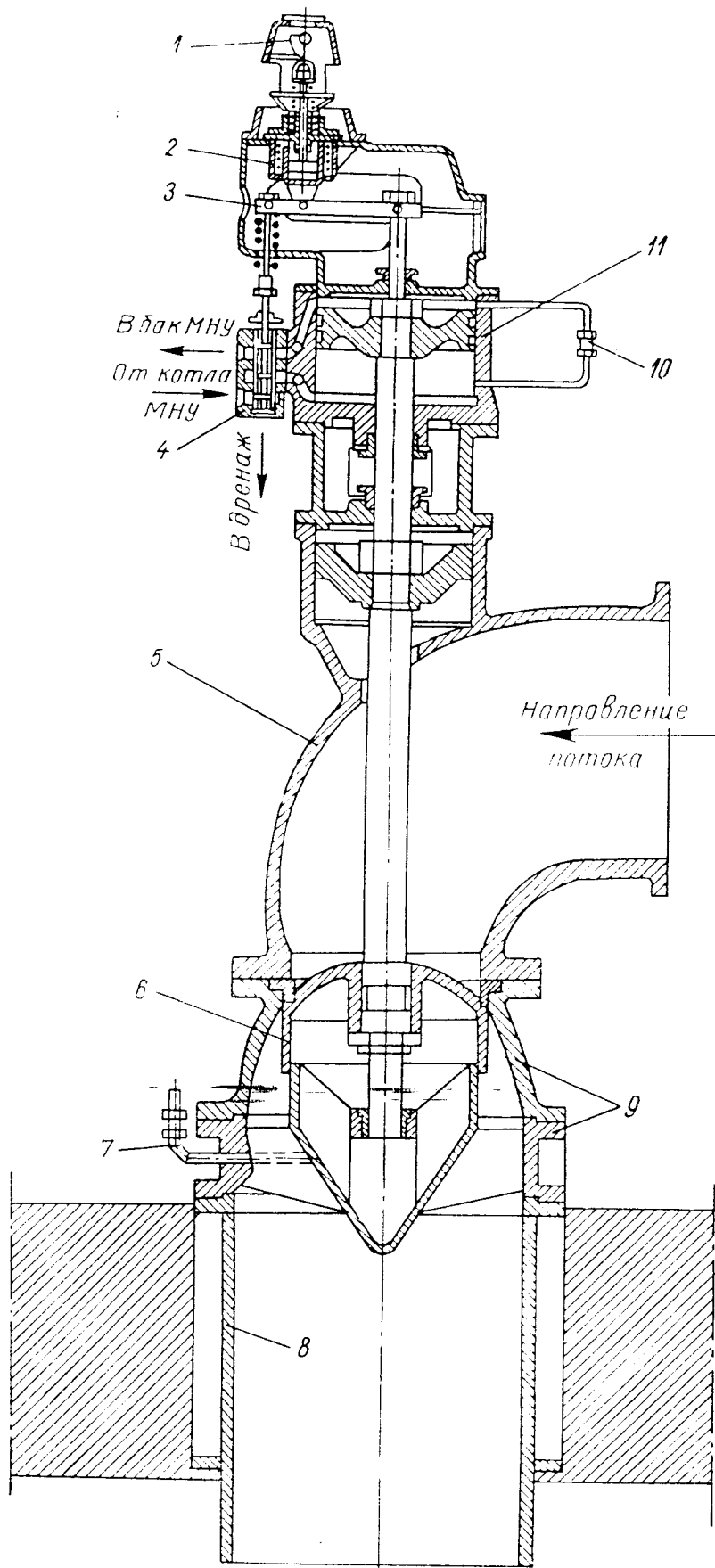


Рис. IV.76. Холостой выпуск турбины Храмовской ГЭС:

1 — программный кулачок;
 2 — катаракт;
 3 — рычажная передача;
 4 — золотник;
 5 — входное колено;
 6 — клапан;
 7 — обратный воздушный клапан;
 8 — выходной патрубок;
 9 — камера с обтекаемым конусом;
 10 — клапан предохранительный;
 11 — сервомотор

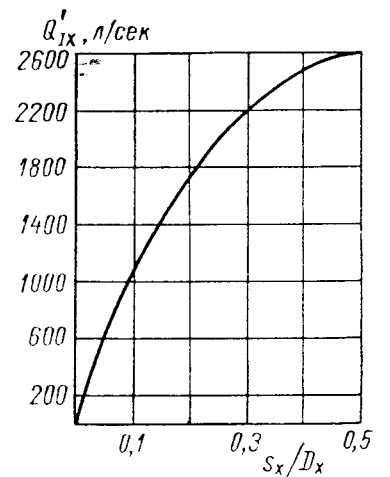


Рис. IV.77. Характеристика холодного выпуска с коническим клапаном

в $\text{м}^2/\text{сек}$; σ — характеристика трубопровода, причем

$$\sigma = \frac{\xi}{\sqrt{1 + \xi}} \quad (\text{IV.26})$$

Таким образом, диаметр холостого выпуска

$$D_x = \sqrt{\frac{Q_x}{Q'_{1x} \sqrt{H_0 (1 + \xi)}}} \text{ м.} \quad (\text{IV.27})$$

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 размеры холостого выпуска.

При проектировании холостых выпусков надо предусматривать возможность подачи воздуха под клапан и применять гасители энергии вытекающей воды.

15. Клапаны срыва вакуума

При сбросе нагрузки и резком закрывании направляющего аппарата в полости рабочего колеса возникает разрежение, которое при некоторых условиях достигает величины 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 достаточно высокой скоростью воды о рабочее колесо, что может привести к разрушению турбины. Во избежание этого устанавливаются клапаны срыва вакуума, которые автоматически открывают доступ атмосферного воздуха в полость рабочего колеса и этим срывают вакуум, если он там образуется. Особое значение клапаны срыва вакуума имеют для поворотнолопастных турбин. Чтобы эффект от клапанов был наибольшим, их следует устанавливать возможно ближе к оси агрегата, т. е. к той зоне, в которой вакуум имеет наибольшую величину. Поэтому, на-

пример, можно отметить, что клапан срыва вакуума на рис. IV.12 установлен неправильно.

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 кла-

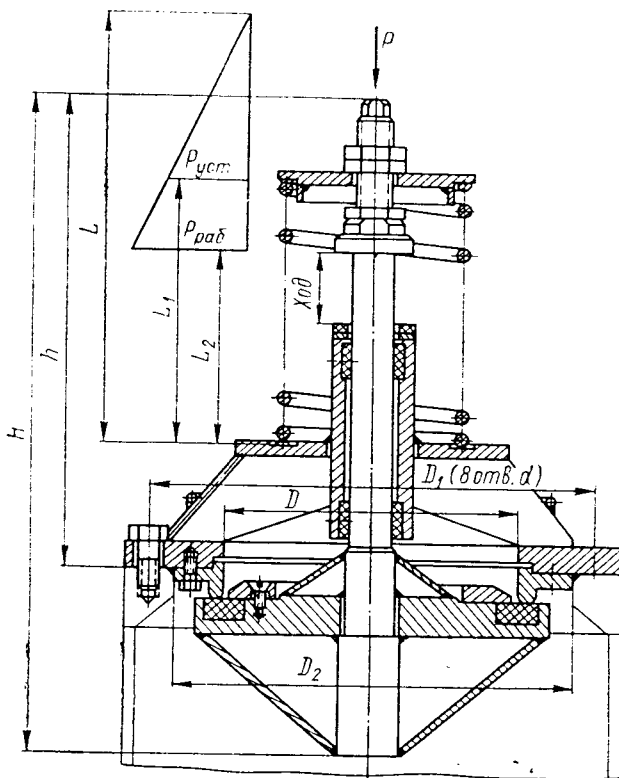


Рис. IV.78. Клапан срыва вакуума

панов с принудительным приводом. На рис. IV.78 показан нормализованный клапан, а в табл. IV.45 даны соответствующие размеры. При установке клапана его пружину следует поджать так, чтобы от усилия P клапан открывался на 10 мм. Это соответствует началу открытия клапана при вакууме под ним в пределах 0,12—0,15 $\text{кг}/\text{см}^2$.

Т а б л и ц а IV.45. Размеры (в мм) клапана срыва вакуума

D	D_1	d	D_2	H	h	L	L_1	L_2	$P_{уст.}$ кг	$P_{раб.}$ кг	P , кг	Ход
140	230	M12	$200 \frac{A_3}{X_3}$	360	252	260	142	102	48	65	51 ÷ 54	40
200	305	M12	$275 \frac{A_3}{X_3}$	460	325	332	175	125	80	106	83 ÷ 88	50
250	360	M16	$325 \frac{A_3}{X_3}$	555	405	410	218	146	148	204	150 ÷ 155	72
300	435	M20	$390 \frac{A_3}{X_3}$	665	487	500	265	175	200	276	206 ÷ 212	90
400	550	M24	$500 \frac{A_3}{X_3}$	815	586	580	315	215	330	450	340 ÷ 345	100

Как правило, устанавливают не менее двух клапанов, располагая их симметрично. Обычно рекомендуемая суммарная проходная площадь клапанов срыва вакуума (в m^2) равна

$$F = \frac{Q}{500}, \quad (IV.28)$$

где Q — максимальный расход воды через турбину в $m^3/сек.$ Однако подсчитанная таким образом площадь нередко приводит к необходимости применять большие клапаны, так как больше четырех клапанов на турбине не устанавливают. Поэтому практически суммарная проходная площадь клапанов составляет

$$F = (0,001—0,0003) Q \text{ м}^2. \quad (IV.29)$$

16. Особенности проектирования некоторых механизмов гидротурбин

При проектировании турбины в каждом конкретном случае возможны решения, которые выше не были рассмотрены. Такие особенности могут явиться результатом определенных требований заказчика, специфических условий гидроузла, заводской традиции, поиска новых решений и т. д. Поскольку все многообразие особенностей охватить невозможно, ниже приводятся несколько примеров находящегося в эксплуатации оборудования.

На рис. IV.6 показан обратимый гидроагрегат Киевской ГАЭС, выполненный по двухмашинной схеме. Диаметр рабочего колеса 4,65 м. Обратимая гидромашинка таких размеров установлена в СССР впервые. Гидроагрегат снабжен клапанами срыва вакуума. Перевод агрегата из турбинного режима в насосный производится с отжатием воды из зоны рабочего колеса. Направляющий подшипник насос-турбины является сегментным, на водяной смазке. Сегменты покрыты каучуко-графитовой массой. Рабочее колесо — сварно-литое с шестью лопастями. Уплотнение рабочего колеса выполнено из нержавеющей стали. Зона между верхним ободом рабочего колеса и крышкой соединена с нижним бьефом. Уплотнение закрытого направляющего аппарата осуществляется резиновыми шнурами. Для фиксации направляющего аппарата при работе гидроагрегата в насосном режиме лопатки прижимаются к верхнему кольцу. С этой целью под уплотненные манжетами нижние цапфы лопаток подается вода насосом высокого давления. Индивидуальный выем лопаток не предусмотрен.

Для высоконапорных радиально-осевых турбин, как правило, предусматривается возможность смены изношенного колеса. Чтобы эту операцию проводить без демонтажа всего агрегата, для небольших колес проектируют съемный конус отсасывающей трубы, кото-

рый позволяет при ремонте опускать рабочее колесо вниз, а затем выводить его в специальную галерею (см. рис. IV.1).

Как уже отмечалось, предусматривать индивидуальный выем направляющих лопаток нет надобности. Но в тех случаях, когда верхнее кольцо объединяется с верхним поясом статора (см. рис. IV.12) и становится, следовательно, несъемным, индивидуальный выем обязателен. Вынимать лопатки можно по-разному: либо через спиральную камеру, опуская их предварительно в камеру рабочего колеса, либо вверх, через верхнее кольцо, в шахту турбины. Последнее возможно при достаточной высоте шахты турбины. Способ выема лопаток неизбежно влияет на конструкцию верхнего кольца направляющего аппарата.

Для современного гидротурбиностроения характерно стремление к уменьшению общей высоты гидроагрегата. Это приводит к уменьшению его общего веса и позволяет, как правило, применять единый вал. С этой целью пята агрегата опирают либо непосредственно на крышку турбины, либо на промежуточную опору (см. рис. IV.8), которая, в свою очередь, опирается на крышку. Однако такое решение не всегда может быть реализовано. При диаметре рабочего колеса менее 5 м компоновка с опорой на крышке затрудняет доступ к подшипнику турбины, хотя такие компоновки известны. Такая компоновка невозможна и в тех случаях, когда высота агрегата специально увеличивается, например для размещения водосбросов в некоторых зданиях совмещенных гидроэлектростанций. Опора пяты, если ее устанавливать, получается чрезмерно высокой, не обеспечивается необходимая устойчивость агрегата.

Чтобы уменьшить величину гидравлического усилия, действующего на радиально-осевое колесо и, следовательно, на пята агрегата, между верхним ободом рабочего колеса и крышкой турбины иногда предусматривают так называемый дефлектор. Однако следует иметь в виду, что он должен быть выполнен очень точно, в противном случае никакой пользы он не принесет.

В крышке турбины собираются всякого рода протечки воды через различные неплотности. В поворотнлопастных турбинах эти протечки удаляются либо дренажными насосами, либо эжекторами. В радиально-осевых турбинах дренажных механизмов можно избежать, если предусмотреть самослив с крышки турбины в общестанционный дренажный колодец через полую колонну статора. Многолетний опыт эксплуатации подтверждает высокую надежность такого устройства.

В целях облегчения работ при ремонте и ревизии оборудования в шахте турбины желательно предусмотреть средства малой механизации. В зависимости от размера турбины и веса поднимаемых деталей в шахте

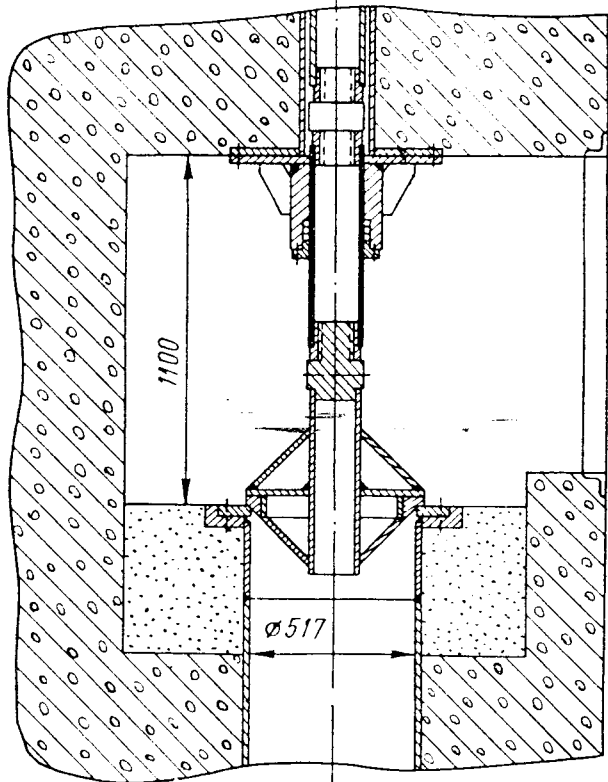
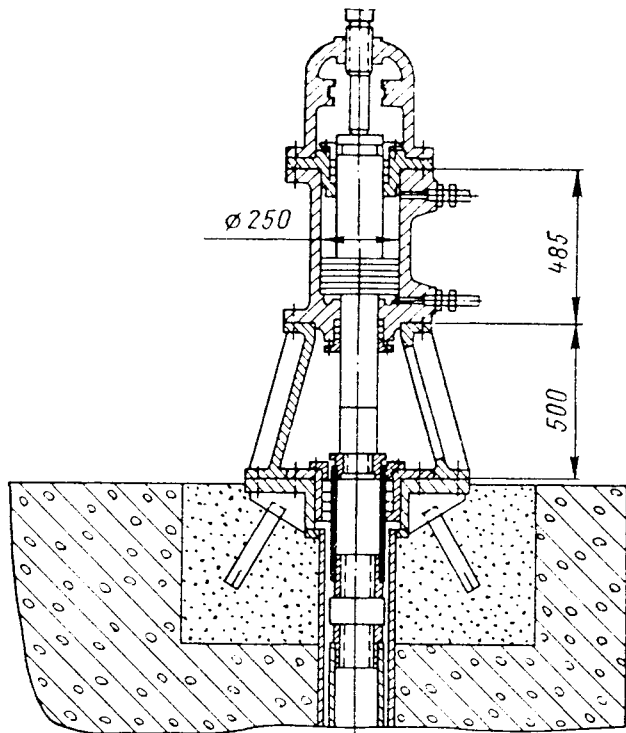


Рис. IV.79. Клапан опорожнения отсасывающей трубы с гидроприводом для турбины Чарвакской ГЭС

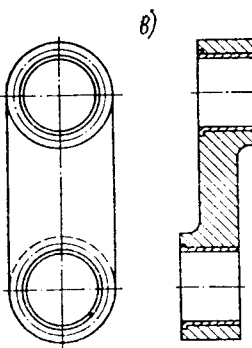
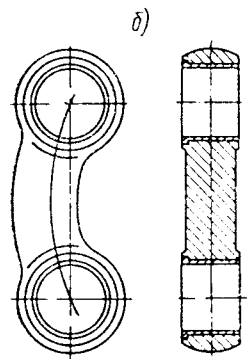
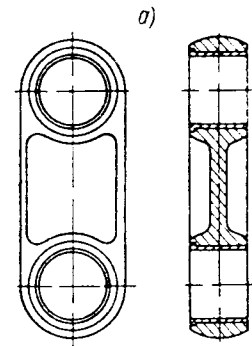


Рис. IV.80. Серьги рабочего колеса: а — прямая; б — изогнутая; в — ступенчатая

предусматривают кран-балку или кольцевой рельс, по которому перемещаются тельфер, тали или кошка. Возможны и другие решения.

Для осмотра и ремонта проточного тракта турбины спиральная камера и отсасывающая труба снабжаются клапанами для спуска воды. Приемное отверстие клапана, обычно перекрываемое решеткой, защищающей клапан от засасывания топляков, располагается в выемке наиболее низкого места водовода. При работе турбины клапан закрыт. Возможно различное управление клапаном: руч-

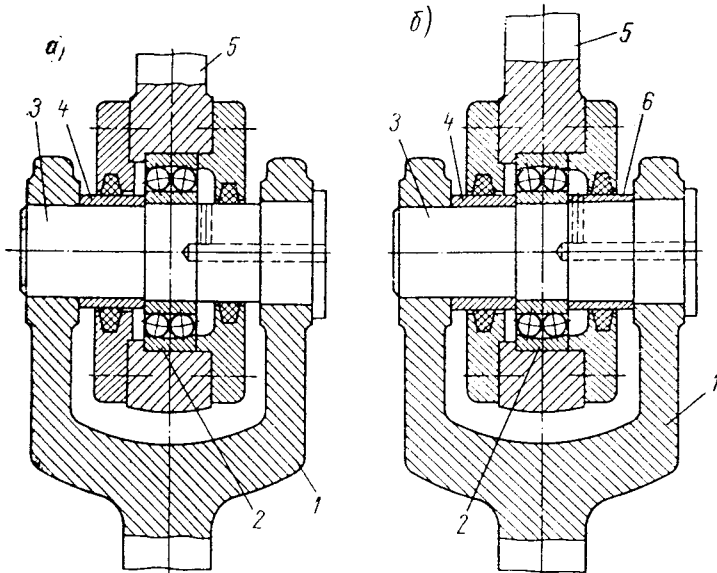


Рис. IV. 81. Примеры неправильного (а) и правильного (б) соединений:

1 — тяга нижняя; 2 — сферический шарикоподшипник; 3 — палец; 4 — втулка; 5 — тяга верхняя; 6 — втулка

ное, электрическое и т. д. Наиболее простым и надежным является гидравлический привод, применяемый, как правило, в современных турбинах (рис. IV.79). Время удаления воды из спиральной камеры или отсасывающей трубы согласно «Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей» не должно превышать 16 ч. Из этих условий с учетом объема сливаемой воды выбирается размер клапана.

Наряду с указанными особенностями иногда имеют место и просто ошибочные решения. В современных конструкциях поворотных колес механизм поворота лопастей включает серьги. Эти серьги в зависимости от компоновки механизма могут быть прямыми или изогнутыми (рис. IV.80), однако изгиб серьги допустим только в плоскости ее качания. Если же серьга изогнута, как показано на рис. IV.80, в, то при этом неизбежно возникает момент, который, вызывая защемление серьги, приводит к дополнительному трению и усиленному износу втулок.

При конструировании механизмов наряду с простой и удобной сборкой следует предусматривать возможность разборки при ре-

визии и ремонте без поломки деталей. На рис. IV.81 приведены примеры правильного и неправильного соединений с помощью сферического шарикового подшипника. При выколачивании пальца в соединении по рис. IV.81, а неизбежно повреждение (или поломка) подшипника, поскольку отсутствует упорная втулка б, в которую может упереться внутреннее кольцо подшипника.

Как известно, в начале турбинных водоводов устанавливаются решетки, предотвращающие попадание в проточный тракт турбины всевозможных плавающих тел. Расстояние между стержнями (полосами) решетки можно принять по следующей формуле:

$$a = 60 + \sqrt{D_1} \text{ мм, (IV.30)}$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса в мм.

17. Ковшовые турбины

В Советском Союзе производство ковшовых гидротурбин пока не достигло того уровня, который характерен для производства поворотнолопастных и радиально-осевых турбин. Наиболее мощные ковшовые турбины изготовлены для Татевской ГЭС (см. рис. III.21). Турбина состоит из следующих основных узлов: распределителя, шести игльчатых бесштоковых сопел, рабочего колеса, вала, направляющего подшипника, кожуха и шести отсекаелей с сервомотором. Турбина снабжена следующими вспомогательными устройствами: тормозным соплом с игльчатым запорным клапаном к нему, системой масляной смазки, масляными трубопроводами, передачей выключателя, трубопроводами для подвода воздуха, защитными экранами и т. д. Предусмотрена работа агрегата в режиме синхронного компенсатора.

Распределитель предназначен для равномерного подвода воды к соплам турбины и представляет собой единую сварную конструкцию, которая своим входным фланцем соединена с переходным патрубком шарового затвора. Фланцы шести отводов распределителя прикреплены к соответствующим фланцам кожуха турбины.

Для осмотра внутренней поверхности на входном патрубке предусмотрен люк диаметром 500 мм, закрытый крышкой. Для крепления к фундаменту снизу приварены лапы.

К фланцам отводов распределителя крепятся шесть сопел (рис. IV.82), которые для лучшего формирования струи и получения высоких энергетических показателей турбины приняты прямоточными. В целях выявления оптимального варианта на одной турбине установлены поршневые сопла, на дру-

гой — с пружинным устройством. Каждое сопло включает корпус 5, насадок 3, масляный сервомотор, разгрузочное устройство и другие детали. Корпус состоит из сварно-литого кожуха и запрессованной в него сварной капсулы 4, внутри которой находятся все механизмы сопла, расположенные на одном штоке. С одной стороны к капсуле крепятся направляющая втулка и обтекаемый стакан, с другой — крышка сервомотора 8. Капсула удерживается шестью ребрами обтекаемой формы. Игла связана со штоком резьбовым соединением и может вместе с ним перемещаться поступательно в направляющей втулке. В конструкции сопел предусмотрена гидравлическая разгрузка, уменьшающая усилие, действующее на иглу в сторону закрытия. Помимо указанной разгрузки в поршневых соплах имеется масляная разгрузка, а в соплах с пружинным устройством — пружинная разгрузка. В обеих конструкциях разгрузка выполнена так, что результирующее усилие, действующее на иглу, обеспечивает закрытие сопла как при нормальной работе турбины, так и при падении давления в масляной системе. В средней части капсулы на штоке закреплен конус 6, перемещением которого посредством тяги с роликом 7 осуществляется обратная связь с золотником, установленным на кожухе турбины. Чтобы исключить воздействие соседних струй друг на друга, на насадках предусмотрены защитные экраны 1. Корпус каждого сопла также защищается экраном от действия струй, отклоненных отсекателями.

Так как иглы при падении давления масла имеют тенденцию закрываться, то для предупреждения гидравлического удара на каждом сливном трубопроводе золотника, управляющем иглами, предусмотрен дроссель. Дросселирование производится в конце хода на закрытие.

Рабочее колесо (рис. IV.83) выполнено сварно-литым. Оно состоит из 20 ковшей, отлитых из стали 0Х12НДЛ, и двух ободьев, откованных из такой же стали. Сварка производится электродами ЭА395/9. Ковши

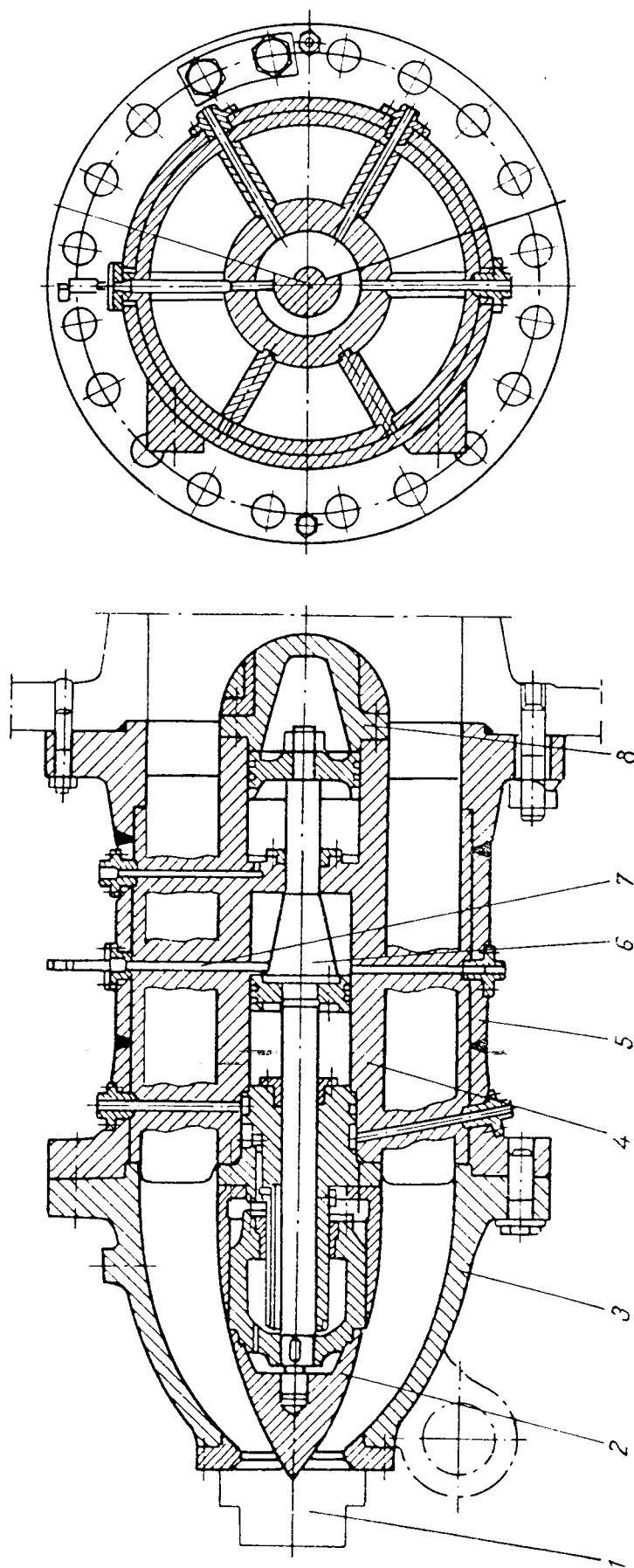


Рис. IV.82. Сопло турбины Татевской ГЭС

обрабатываются с высокой степенью точности и чистоты отделки поверхностей.

Вал турбины выполнен цельнокованным из стали 40. В зоне подшипника на валу предусмотрен кольцевой направляющий пояс диаметром 900 мм.

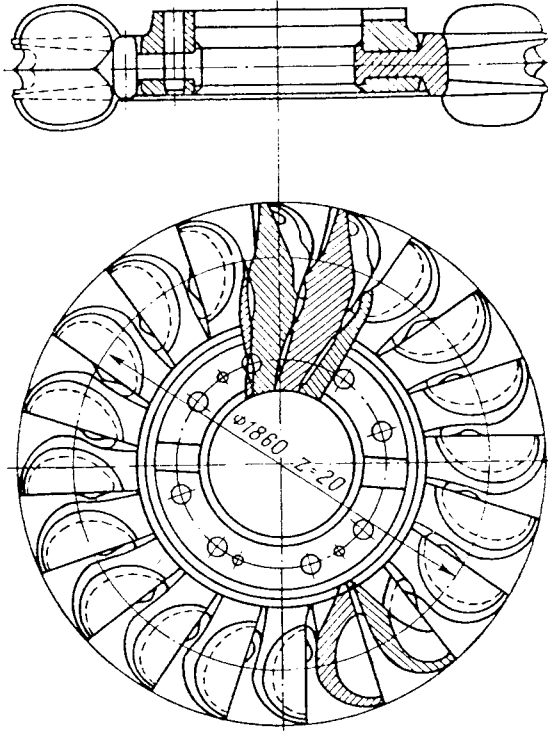


Рис. IV.83. Ковшовое рабочее колесо

Направляющий подшипник — самосмазывающийся, на жидкой масляной смазке. Он устанавливается на кожухе турбины и состоит из следующих основных деталей: чугунного корпуса, восьми сегментов с баббитовой заливкой, сварной ванны (из двух частей) и крышки. Наружная тороидальная форма корпуса способствует плавному отводу воды, сбегаящей с рабочего колеса. Циркуляцию масла в подшипнике создают радиаль-

ные отверстия в кольцевом поясе на валу турбины. В ванне установлены четыре трубчатых водяных охладителя.

Кожух турбины облегчает отвод стекающей с ковшей воды в нижний бьеф. На кожухе размещен ряд вспомогательных механизмов турбины. В плане он имеет шестигранную, а в меридиональном сечении — удобообтекаемую форму. По условиям монтажа кожух разделен на четыре сектора. К каждой грани кожуха приварены трубы, к которым крепится распределитель. На верхней плоскости кожуха устанавливаются корпус подшипника турбины, шесть подшипников валов отсекаателей с сервомотором управления, золотники управления соплами и приводы обратной связи от сопел к золотникам. Кожух полностью бетонируется.

Отсекатели служат для регулирования подачи воды на рабочее колесо и соответственно скорости вращения турбины при сбросах нагрузки. Одновременно они являются средством защиты турбины от разгона. Отсекатели установлены на всех соплах в непосредственной близости от струи. Их действие основано на отсекании (полном или частичном) струи от ковшей рабочего колеса в зависимости от величины сбрасываемой нагрузки. Все отсекатели управляются одним сервомотором, который получает импульс на перемещение от регулятора. Сервомотор установлен на кожухе турбины. Диаметр сервомотора 300 мм, ход его поршня 295 мм. Время полного отсека струи принято 3 сек, повышение скорости вращения при этом не превосходит 40%.

Каждый отсекатель состоит из корпуса и ножа. Последний выполнен из нержавеющей стали и закреплен на корпусе. Корпус надет на вал, с которым соединен цилиндрической шпонкой. Посредством рычагов и тяг сервомотор поворачивает валы. Регулируя длину тяг, устанавливают необходимый зазор между ножами отсекаателей и струями. На рычагах предусмотрены приливы для установки кулачков-комбинатора, с помощью которых осуществляется управление соплами.

ГЛАВА V

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ

1. Задачи автоматического регулирования

Основной функцией автоматического регулятора гидротурбины является поддержание установленной скорости вращения агрегата, т. е. частоты тока в электросети. С развитием автоматизации управления гидроагрегатами регуляторы стали выполнять также функции пуска-останавливающих устройств, действующих при дистанционном управлении или автоматически от соответствующих операторов.

В современных условиях при больших мощностях энергосистем и энергообъединений, при все более широком развитии автоматизации управления не только отдельными агрегатами, но и целыми гидроэлектростанциями функции автоматических регуляторов гидротурбин значительно расширились.

В настоящее время считается необходимым, чтобы регулятор обеспечивал возможность группового регулирования нескольких агрегатов, реализацию импульсов системой автоматики, поддержание установленных перетоков мощности по линиям электропередач, работу агрегатов и ГЭС в целом, задаваемую различными операторами и управляющими машинами, устанавливающими наиболее выгоднейшее распределение нагрузок между агрегатами и станциями.

Теперь существенно меняются и условия поддержания постоянства скорости вращения агрегата — частоты сети. В связи со стремлением к отказу от вторичных регуляторов частоты и активной мощности на ГЭС повышаются требования к чувствительности и точности работы регуляторов гидротурбин, к выбору наиболее благоприятных структурных схем регуляторов и применению их отдельных элементов, обеспечивающих удобное и быстрое изменение динамических и статических характеристик регулятора, что позволяет обеспечить наилучшее качество регулирования.

2. Требования, предъявляемые к регуляторам

Как указано выше, в настоящее время все большее значение приобретает использование регуляторов скорости гидротурбин для реализации весьма многочисленных управляющих воздействий. Однако для того, чтобы эти воздействия могли быть эффективно восприняты регуляторами, последние должны быть к этому приспособлены. Гидромеханические регуляторы к этому малопригодны, так как управляющие воздействия должны в них вводиться в виде тех или иных перемещений, что требует соответствующих сервоприводов, пристройка которых к регулятору создает сложную, а следовательно, и малонадежную систему управления.

Создание в Советском Союзе и за рубежом электрогидравлических регуляторов (ЭГР) позволило достаточно просто решить задачу ввода в регулятор дополнительных воздействий со стороны энергосистемы и управляющих машин, так как эти воздействия стало возможно вводить непосредственно в электрическую часть регулятора в виде токов или напряжений необходимой величины или фазы, а также легко изменять различные характеристики регулятора, что привело к упрощению схемы управления и увеличению их надежности. В настоящее время Ленинградский Металлический завод выпускает электрогидравлические регуляторы различных модификаций для управления радиально-осевыми (ЭГР), поворотнолопастными (ЭГРК) и ковшовыми (КЭГР) турбинами. Ниже электрогидравлические регуляторы всех модификаций будем именовать ЭГР.

3. Схемы электрогидравлических регуляторов

ЭГР обеспечивают устойчивое автоматическое регулирование гидроагрегатов при их работе в следующих режимах: индивиду-

альное регулирование — на холостом ходу, на изолированную нагрузку, на энергосистему; групповое регулирование — на изолированную нагрузку, на энергосистему. ЭГР обеспечивают также выполнение следующих автоматических операций: пуск гидроагрегата, его остановку на любом режиме работы, перевод агрегата в режим синхронного компенсатора и обратно в генераторный режим, перевод агрегата из режима индивидуального в режим группового регулирования и обратно, заданное распределение нагрузок между агрегатами при работе их в группе, оптимальный процесс закрытия турбины при сбросах нагрузки, ручное управление агрегатом при помощи механизма ограничения открытия. Для выполнения этих функций регуляторы снабжены соответствующей релейной частью, расположенной в шкафу электрооборудования.

Электрическая часть ЭГР питается током от тахогенератора мощностью 100 *ва*, расположенного на валу гидроагрегата и вырабатывающего при номинальной скорости вращения переменный ток частотой 50 *гц* и напряжением 110 *в*, а также от сети оперативного постоянного тока ГЭС (220 *в*) и от сети собственных нужд ГЭС (переменный ток, 220 и 110 *в*). Гидромеханическая колонка управления снабжается турбинным маслом от маслонапорной установки под давлением 25 или 40 *кг/см²*. В настоящее время разрабатываются маслонапорные установки на давлении 64 и 100 *кг/см²*.

Ниже приводятся некоторые схемы электрогидравлических регуляторов (рис. V.1 и V.2), разрез по колонке регулятора (рис. V.3), а также комплексные схемы автоматического управления гидротурбинным оборудованием, на которых наряду с регуляторами показаны схемы и элементы автоматики собственно турбины, маслонапорной установки и вспомогательного оборудования (рис. V.4 и V.5). На рис. V.4:

20—побудительный золотник регулятора; 21—главный золотник регулятора; 22 — выключатель цепи МИО; 23 — механизм обратных связей; 24 — редуктор механизма ограничения открытия; 25 — сигнальные лампы положения стопора; 26 — электротахометр; 27 — указатель открытия направляющего аппарата; 28 — ключ управления МИО; 29 — балансный прибор; 30 — электрогидравлический преобразователь (ЭГП); 31 — механизм обратной связи настройки по напору; 32 — ограничитель по напору; 33 — катаракт противоразгонного устройства; 34 — вал выключателя; 35 — устройство впуска воздуха под рабочее колесо; 36 — клапан впуска воздуха; 37 — золотники управления клапаном; 38 — эжектор; 39 — термосигнализатор; 40 — термосопротивление; 41 — реле уровня масла в ванне подшипника; 42 — контакт устройства контроля срезных пальцев; 43 — реле уровня воды в крышке турбины; 44 — клапан приемный; 45 — манометр

Порядок работы элементов гидротурбинного оборудования при пуске и остановке (нормальной и аварийной), а также при других процессах управления показан на схеме последовательности операций (рис. V.6); схема эта относится к агрегату с радиально-осевой гидротурбиной.

4. Конструкции маслонапорных установок

Маслонапорная установка (МНУ) обеспечивает работоспособность системы регулирования и управления гидроагрегатом. Она состоит из аккумулятора давления (котла), масляного бака с расположенными на нем двумя насосами с электроприводами, механизмов автоматики, контрольно-измерительных приборов, специальной арматуры и трубопроводов. Аккумулятор давления — сосуд, заполненный сжатым воздухом и маслом в определенном соотношении: объем воздуха составляет 60—70% общего объема аккумулятора. Энергия сжатого воздуха расходуется в процессе регулирования и управления на работу сервомоторов системы.

Крупные МНУ имеют аккумулятор давления, состоящий из двух котлов, один из них масло-воздушный, а другой — воздушный ресивер. В масляный бак поступает отработанное масло из гидравлической системы. Из бака насосы засасывают масло и нагнетают его в аккумулятор, соединяя напорную и сливную магистрали в замкнутую гидравлическую систему. Масляные насосы работают периодически, восполняя израсходованный объем масла и тем самым поддерживая заданное давление в аккумуляторе. Зарядка и пополнение МНУ маслом и сжатым воздухом производится от централизованных систем масляного и воздушного хозяйств ГЭС. Питание электродвигателей насосов предусматривается от сети местных нужд переменного тока. Принципиальная схема МНУ дана на рис. V.7. Конструкция МНУ изображена на рис. V.8.

5. Выбор и расчет маслонапорных установок

Работа расширяющегося воздуха в котле затрачивается на преодоление всех сил сопротивления, приложенных к поршням сервомоторов направляющего аппарата и рабочего колеса гидротурбины и к другим механизмам системы управления и регулирования агрегата.

Аварийное закрытие регулирующих и запорных органов турбины происходит автоматически при появлении импульса от реле минимального (аварийного) давления, ниже которого МНУ теряет свою аккумулирующую способность; уставка этого реле принимается не ниже давления, обеспечивающего надежное закрытие всех запорных органов турбины. Для выбора и расчета МНУ должно быть известно количество масла $Q_{норм}$ и $Q_{авар}$, которое расходуется из котла при нормальном и аварийном процессах управления гидроагрегатом. При расчете МНУ обычно принимаются следующие предположения:

1) величина воздушного объема котла V_0 должна обеспечивать в случае расхода масла из котла в количестве $Q_{норм} + Q_{авар}$ такое

минимальное давление p_{\min} , которое обеспечивало бы закрытие и застопоривание всех запорных органов турбины; обычно принимается $Q_{\text{норм}} = 2,5V_{н.а}$, а $Q_{\text{авар}} = 1,5V_{н.а}$, где $V_{н.а}$ — объем сервомоторов направляющего аппарата турбины;

2) полный объем V_a котла должен выбираться с учетом запаса объема масла ΔV_a в котле после аварийного закрытия для устранения возможности попадания воздуха в трубопроводы системы регулирования; величина ΔV_a принимается обычно равной $0,03V_a$;

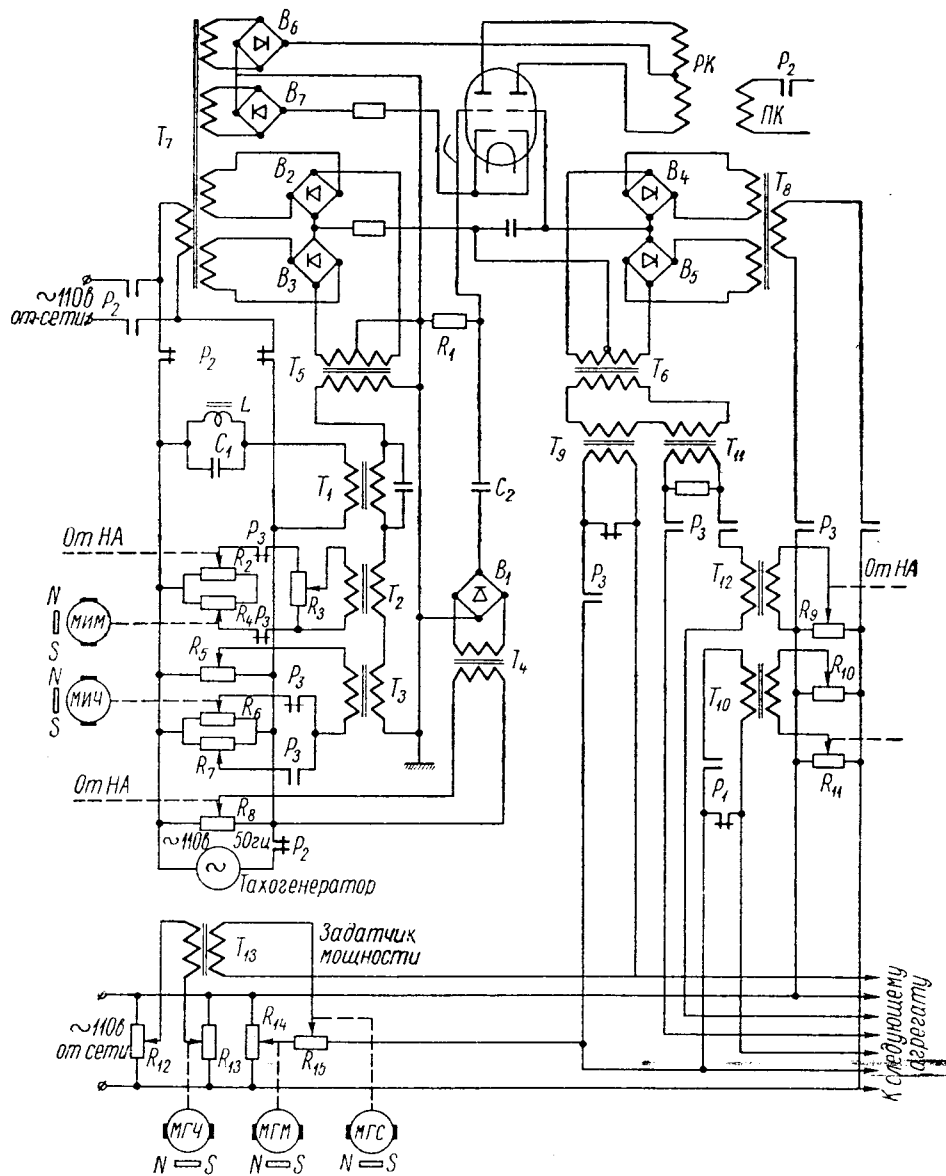


Рис. V.1. Схема электрической части регуляторов ЭГР и ЭГРК:

трансформаторы: T_1 — электрического маятника, T_2 — индивидуального статизма, T_3 — индивидуальной уставки частоты, T_4 — изодрома, T_5 и T_6 — входные фазочувствительных выпрямителей, T_7 и T_8 — опорного напряжения выпрямителей, T_9 и T_{10} — группового статизма, T_{11} и T_{12} — уравнивания открытий, T_{13} — групповой уставки частоты; L и C_1 — дроссель и конденсатор частотного контура; C_2 — конденсатор изодрома; сопротивления: R_1 — изодрома, R_2 — жесткой обратной связи, R_4 — изменения мощности, R_5 и R_7 — настройки частотного контура, R_6 — изменения скорости вращения, R_8 — изодромной обратной связи, R_9 — уравнивания открытий, R_{10} — настройки цепи открытий, R_{11} — измерения открытий (мощности), R_{12} — настройки групповой частоты, R_{13} — уставки групповой частоты, R_{14} — задания суммарного открытия (мощности) группы, R_{15} — группового статизма; R_3 — потенциометр статизма; B_1 — выпрямитель изодрома; B_2 — B_5 — фазочувствительные выпрямители; B_6 и B_7 — выпрямители усилителя; P_1 — контакты реле повторителя выключателя генератора; P_2 и P_3 — реле режима подогрева и группового регулирования; PK — рабочая катушка исполнителья; PK — пусковая катушка исполнителья; MIM — механизм изменения мощности; $MICH$ — механизм изменения частоты; MGC — мотор групповой частоты; MGM — мотор групповой мощности; MGS — мотор группового статизма

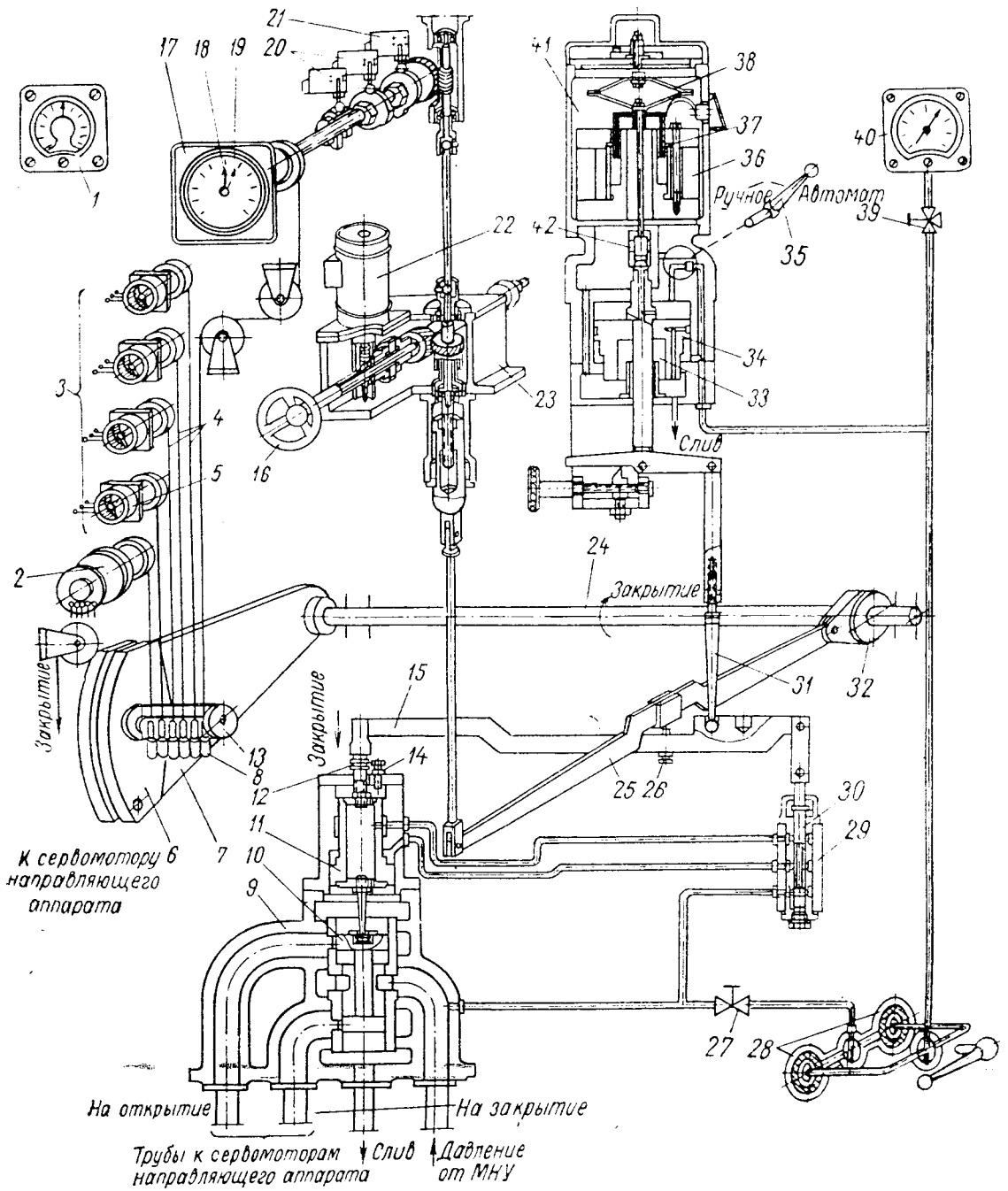


Рис. V.2. Гидромеханическая схема электрогидравлического регулятора:

- 1 — электротахометр; 2 — датчик следящего устройства МИЦ; 3 — механизм обратных связей; 4 — трос; 5 — потенциометр; 6 — груз; 7 — рычаг; 8 — наконечник; 9 — главный золотник; 10 — тело золотника; 11 — поршень вспомогательного сервомотора; 12 — гайка ограничения времени закрытия направляющего аппарата; 13 — стойка; 14 — болт ограничения времени открытия направляющего аппарата; 15 — рычаг; 16 — маховичок механизма ограничения открытия; 17 — главный указатель; 18 — стрелка указателя положения направляющего аппарата; 19 — стрелка указателя положения механизма ограничения открытия; 20 — конечные выключатели; 21 — путевой переключатель; 22 — электродвигатель механизма ограничения открытия; 23 — редуктор механизма ограничения открытия; 24 — вал выключателя; 25 — коромысло; 26 — регулировочный винт; 27 — вентиль; 28 — масляный фильтр; 29 — побудительный золотник; 30 — игла побудительного золотника; 31 — распор; 32 — рычаг; 33 — гидромеханическая часть исполнителя; 34 — поршень вспомогательного сервомотора исполнителя; 35 — рукоятка отключения исполнителя; 36 — магнит; 37 — катушка; 38 — рессора; 39 — трехходовой кран; 40 — манометр; 41 — электрическая часть исполнителя; 42 — колпачок

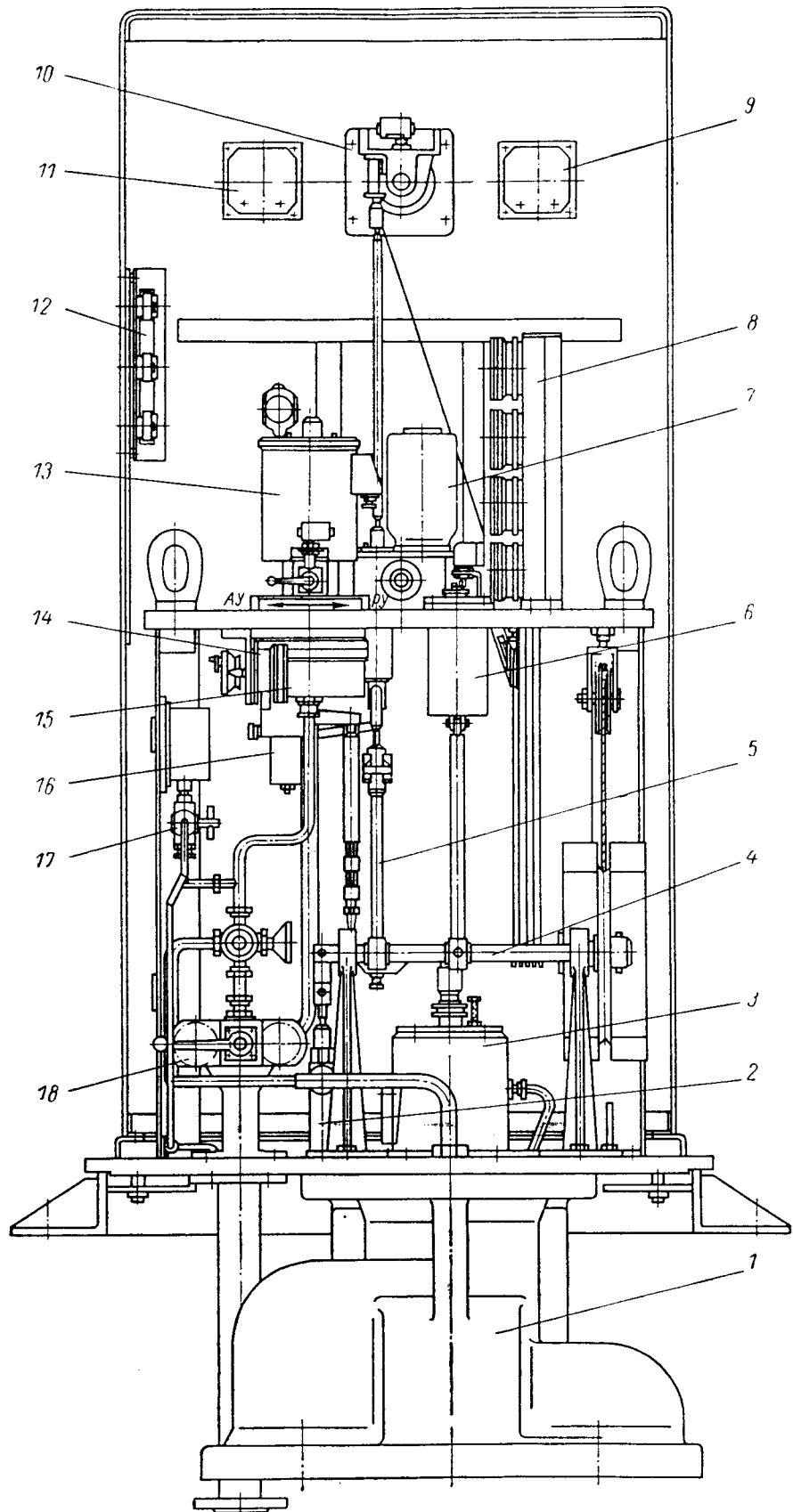


Рис. V.3. Колонка регулятора ЭГР:

1 — главный золотник; 2 — побудительный золотник; 3 — вспомогательный сервомотор; 4 — вал выключателя; 5 — рычажная передача; 6 — катаракт противоразгонного устройства; 7 — электродвигатель механизма ограничения открытия; 8 — механизм обратной связи (потенциометры); 9 — электротахометр; 10 — указатель открытия направляющего аппарата и положения ограничителя с контактами; 11 — балансный прибор; 12 — клеммник; 13 — магнитоэлектрический преобразователь; 14 — механизм обратной связи настройки по напору; 15 — гидроусилитель типа сопло-заслонка; 16 — ограничитель по напору; 17 — дроссель; 18 — двойной масляный фильтр; АУ — автоматическое управление; РУ — ручное управление

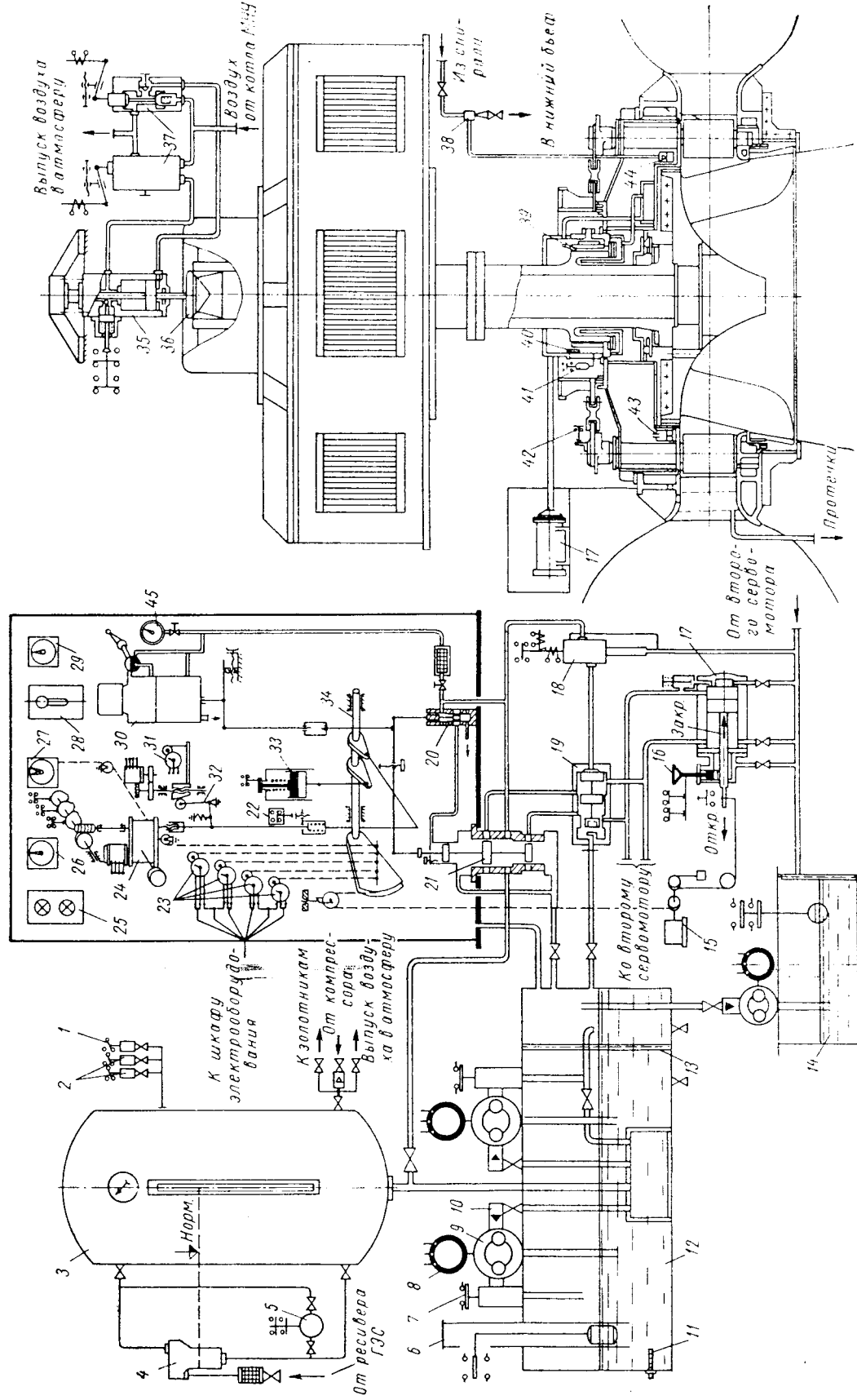
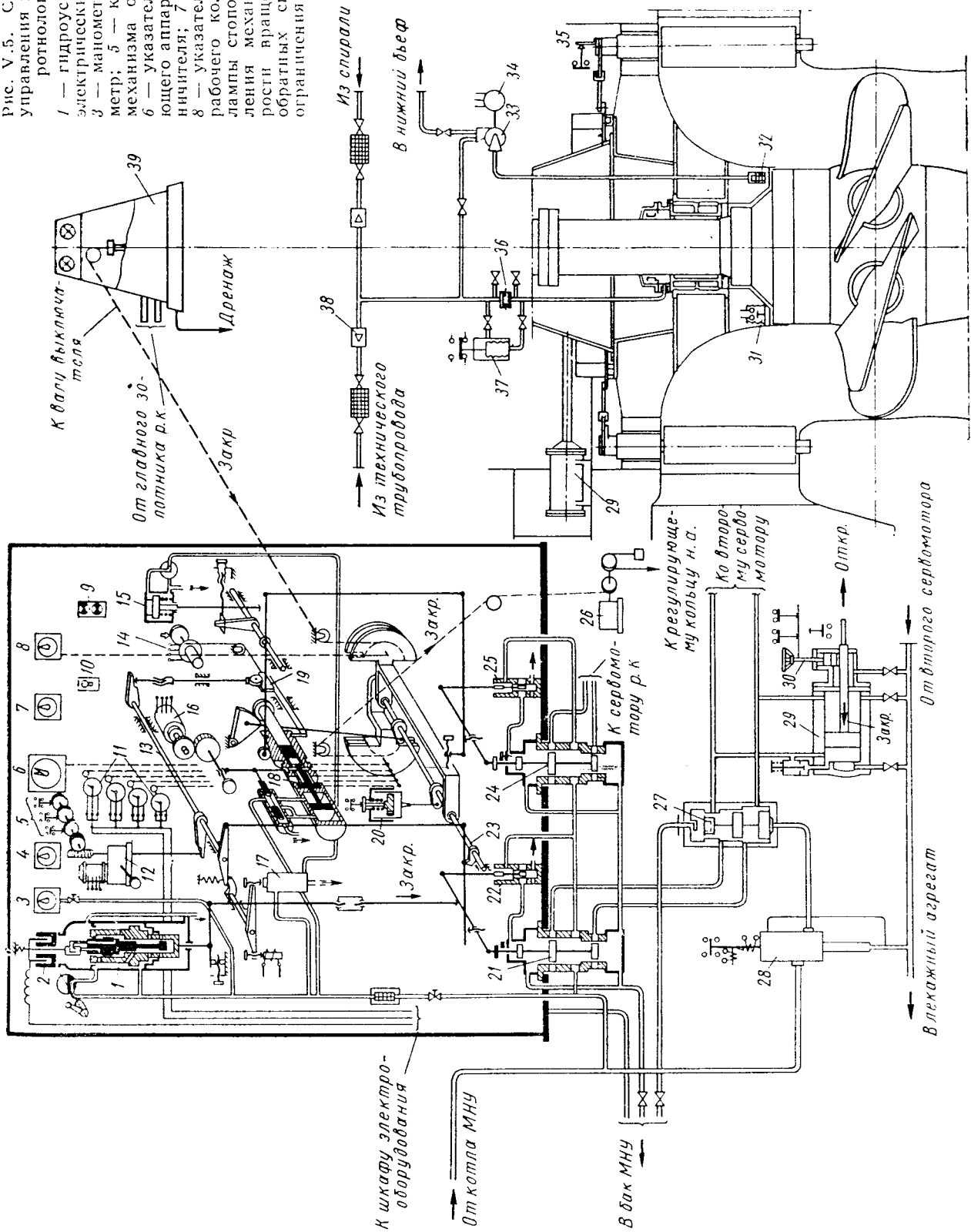


Рис. V.4 Схема автоматического управления гидроагрегатом с радиально-осевой турбиной:

1 — реле давления аварийно низкого; 2 — реле давления, управляющее насосами; 3 — котел масло-воздушный; 4 — устройство автоматической подкачки воздуха; 5 — реле контроля минимального уровня в котле; 6 — указатель уровня масла в баке с контактами; 7 — клапан предохранительно-разгрузочный; 8 — электродвигатель насоса; 9 — насос масляный, винтовой; 10 — клапан обратный; 11 — термосопроствление; 12 — бак масляный, сливной; 13 — фильтр; 14 — командоаппарат; 15 — стопор сервомотора с контактами; 17 — сервомотор направляющего аппарата; 18 — клапан аварийного закрытия; 19 — золотник аварийного закрытия; 20-45 — см. стр. 198

Рис. V-5. Схема автоматического управления гидроагрегатом с поворотной турбиной:

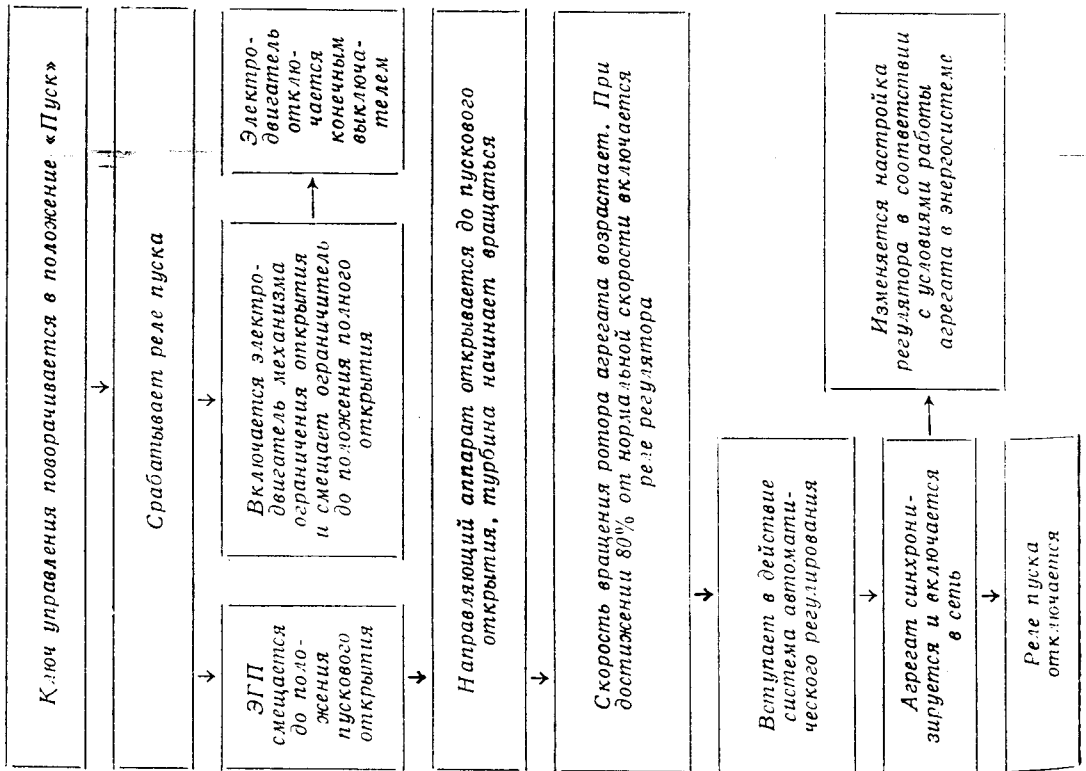
1 — гидроусилитель; 2 — магнитоэлектрический преобразователь; 3 — манометр; 4 — электротахометр; 5 — контактное устройство механизма ограничения открытия; 6 — указатель открытия направляющего аппарата и положения ограничителя; 7 — балансный прибор; 8 — указатель положения лопастей рабочего колеса; 9 — сигнальные лампы стопора; 10 — ключ управления механизмом изменения скорости вращения; 11 — механизм обратных связей; 12 — механизм ограничения открытия; 13 — вал ограничителя; 14 — механизм обратной связи по напору; 15 — механизм разворота лопастей; 16 — электродвигатель для настройки комбинатора по напору; 17 — золотник автоматикки разворота лопастей; 18 — гидроусилитель для настройки комбинатора по напору; 19 — клин ограничителя по напору; 20 — катаракт противозонного устройства; 21 — главный золотник регулятора; 22 — побудительный золотник регулятора; 23 — вал выключателя; 24 — главный золотник комбинатора; 25 — побудительный золотник комбинатора; 26 — командопарат; 27 — золотник аварийного закрытия; 28 — клапан аварийного закрытия; 29 — сервомотор направляющего аппарата; 30 — стопор сервомотора с контактами; 31 — реле уровня воды в крышке турбины; 32 — клапан приемный; 33 — шайба дросельная; 34 — насос дренажный; 35 — электродвигатель насоса; 36 — дифференциальное устройство; 37 — реле давления; 38 — клапан обратный; 39 — направляющий аппарат.



34 — электродвигатель насоса; 35 — контакт устройства контроля срезающих палцев направляющего аппарата; 36 — шайба дросельная; 37 — реле давления; 38 — клапан обратный; 39 — направляющий аппарат.

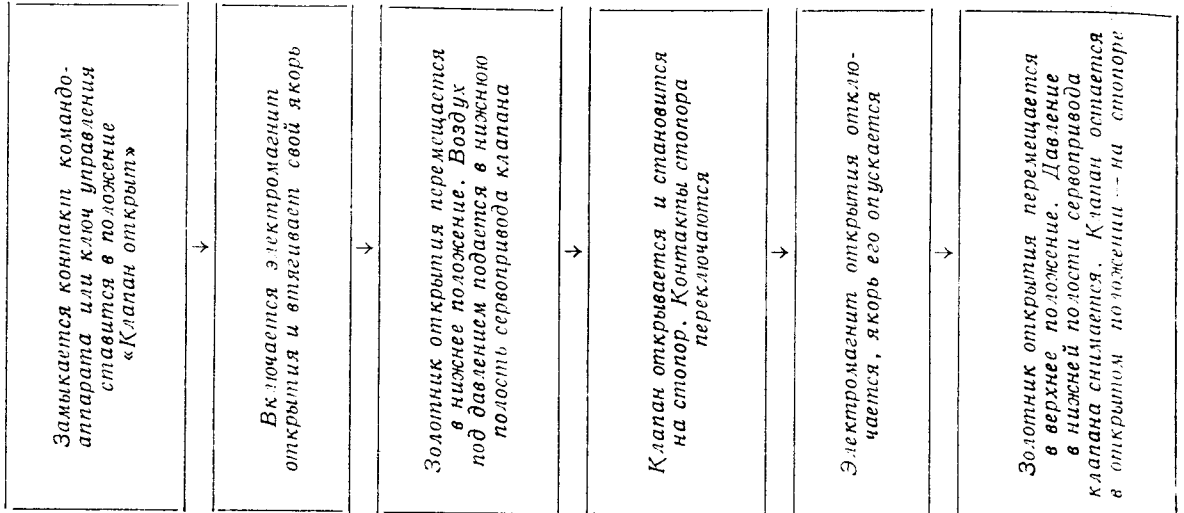
Автоматический пуск агрегата в режиме «Индивидуальное регулирование»

Исходное положение: турбина остановлена механическим ограничением открытия; МНУ — в заряженном состоянии; регулятор питается от сети собственных нужд; ключ регулировки в положении «Индивидуальное регулирование»; стопор турбины поднят.

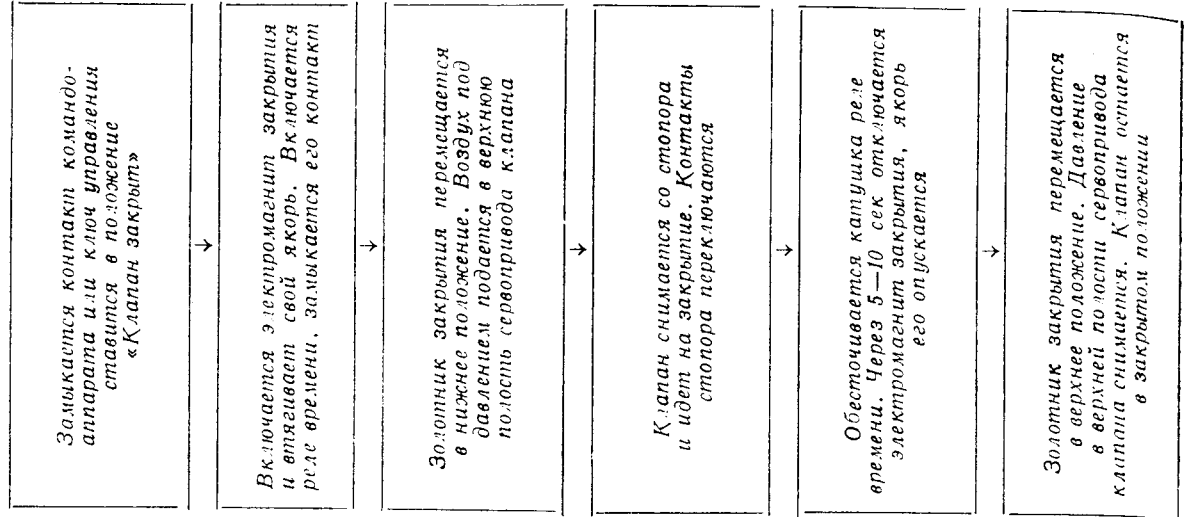


Управление клапаном впуска атмосферного воздуха под рабочем режиме

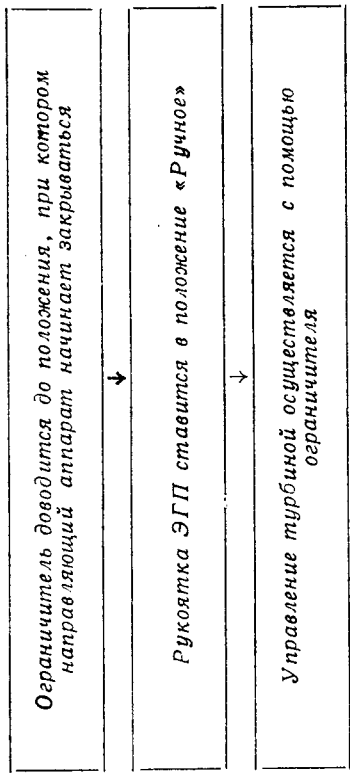
Открытие клапана



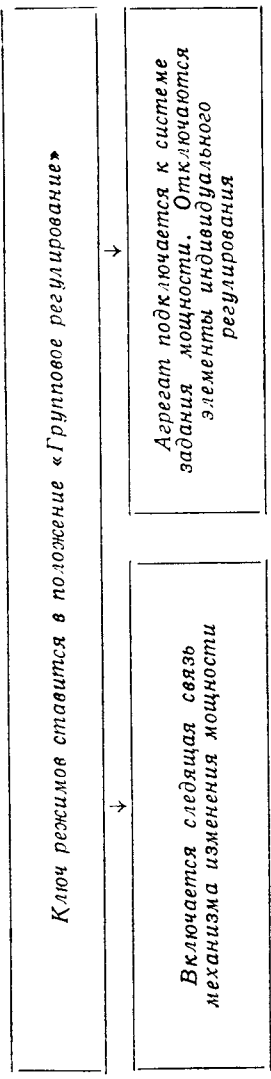
Закрывание клапана



Перевод агрегата в режим «Ручное управление»



Перевод агрегата с режима регулирования «Индивидуальное» на «Групповое» (агрегат включен в сеть)



Аварийная автоматическая остановка агрегата

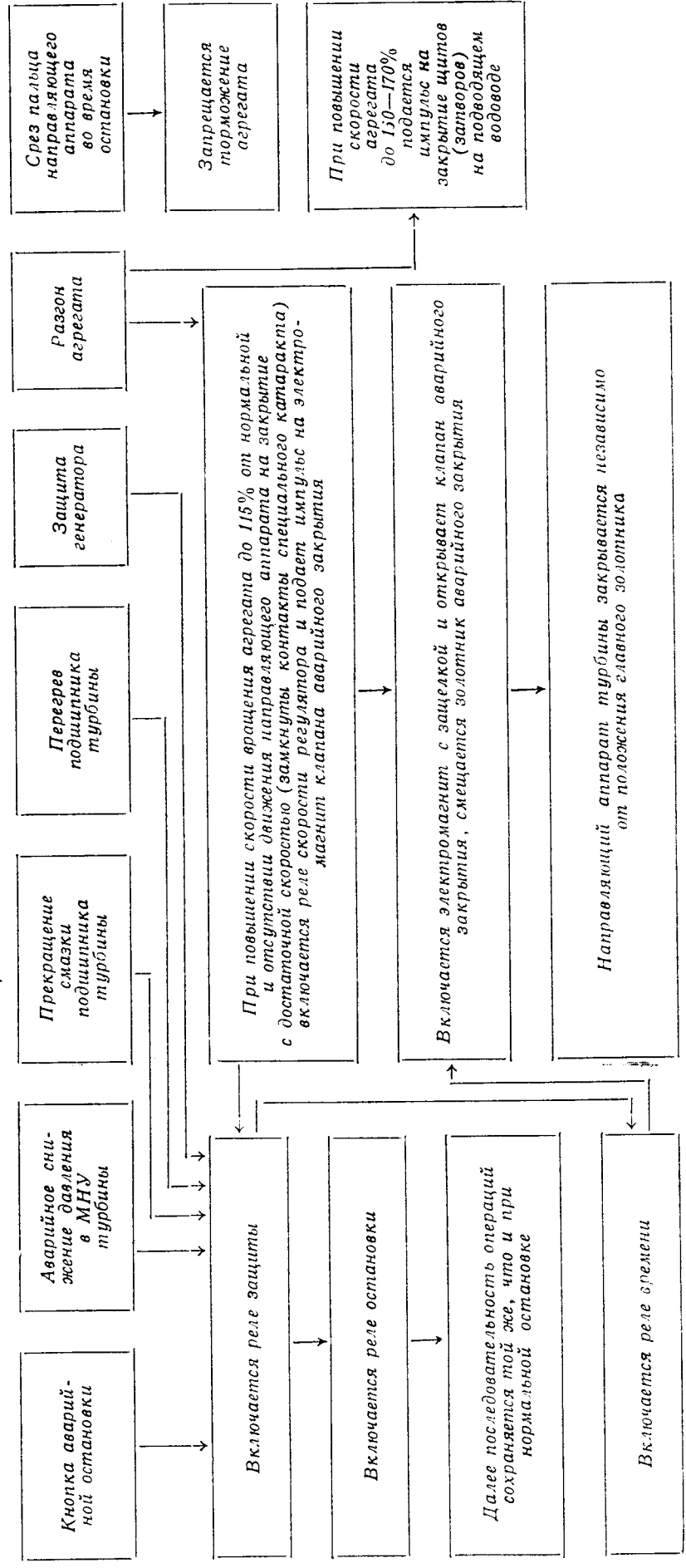


Рис. V.6. Схема последовательности операций

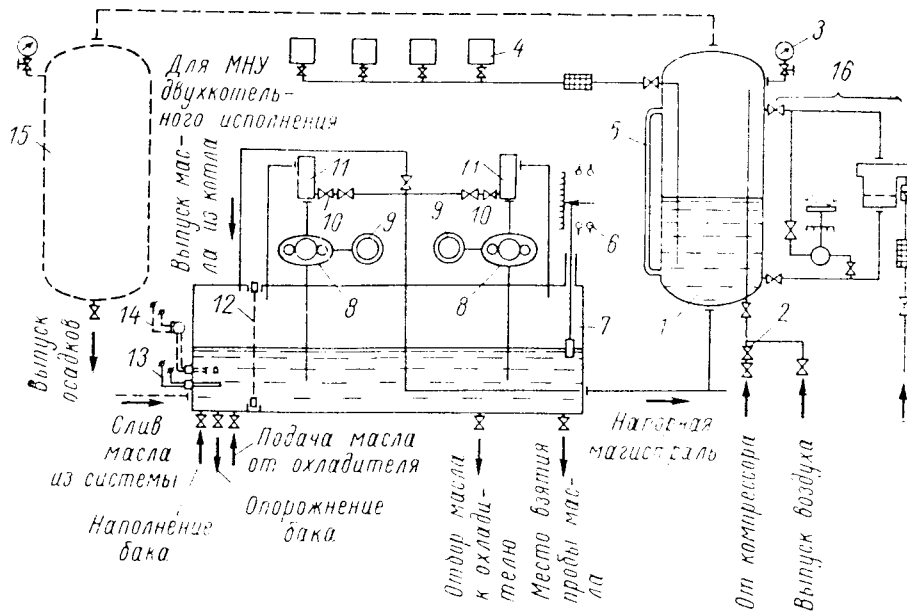


Рис. V.7. Гидромеханическая схема МНУ:

1 — масло-воздушный котел аккумулятора; 2 — клапан обратный; 3 — манометр; 4 — датчики давления; 5 — указатель уровня масла в котле; 6 — реле уровня масла в баке; 7 — бак масляный; 8 — масляный насос винтовой; 9 — электродвигатель; 10 — клапан обратный; 11 — клапан разгрузочно-предохранительный; 12 — фильтр бака; 13 — термометр сопротивления; 14 — электроконтактный термометр; 15 — воздушный котел аккумулятора; 16 — устройство автоматической подкачки воздуха

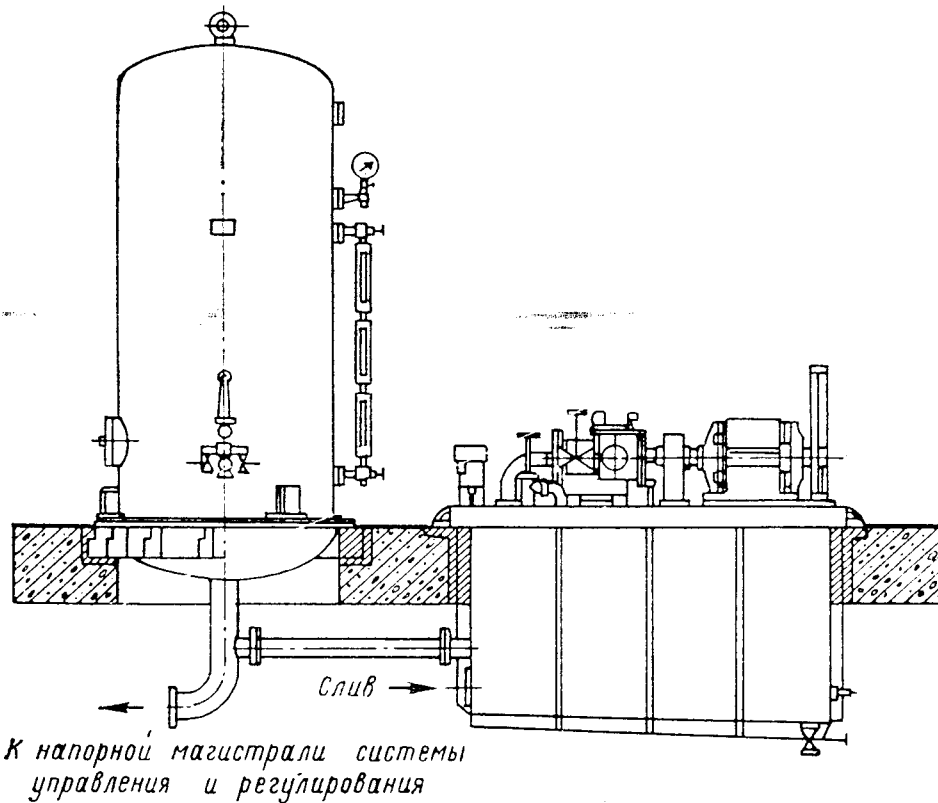


Рис. V.8. Маслонапорная установка

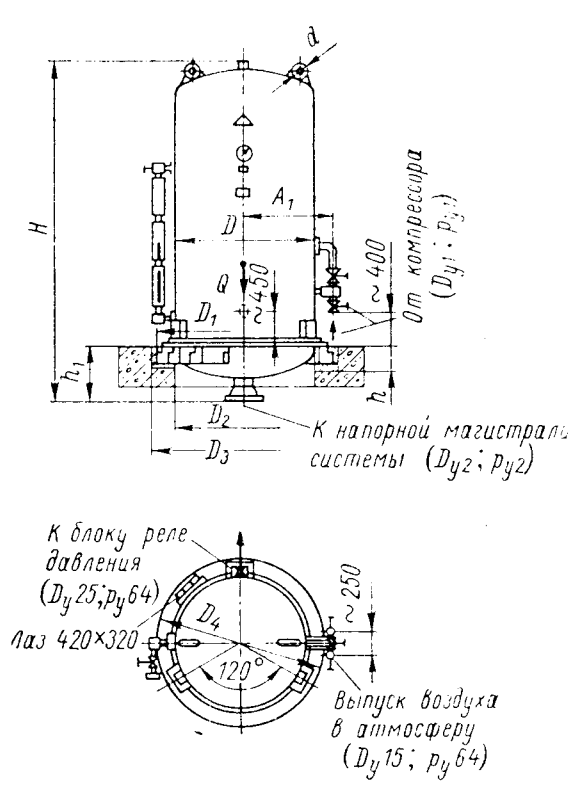


Рис. V.9. Аккумуляторы давления однокотельного исполнения

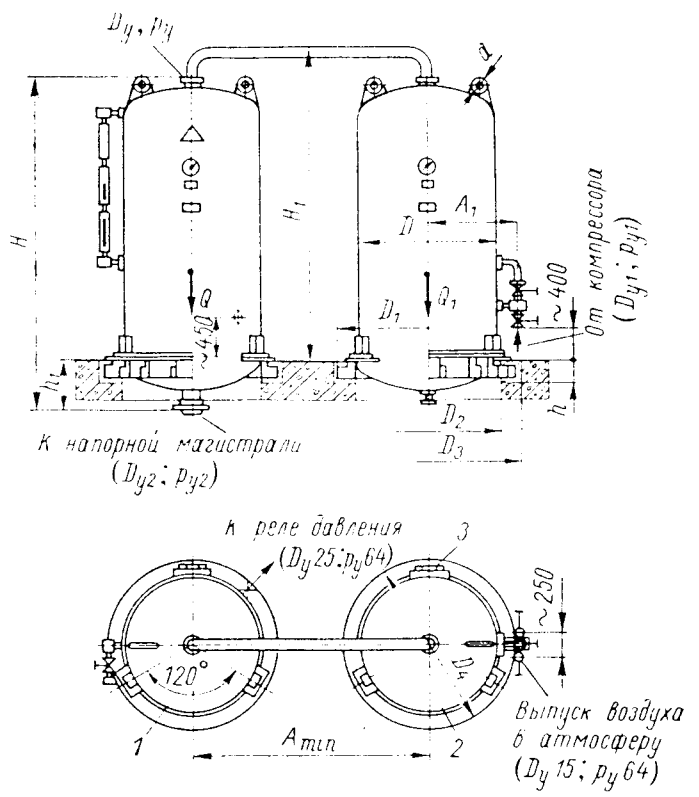


Рис. V.10. Аккумуляторы давления двухкотельного исполнения:

1 — котел масло-воздушный; 2 — котел воздушный; 3 — лаз

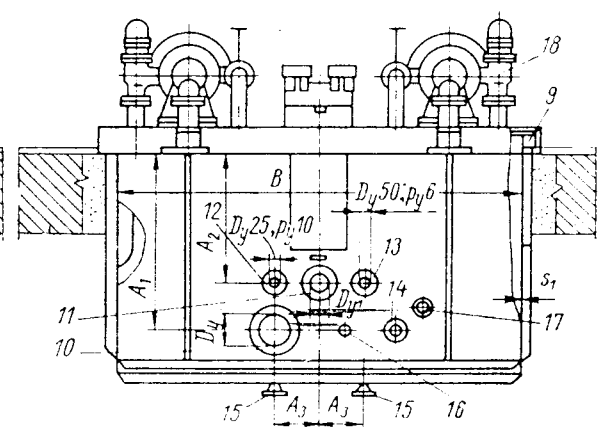
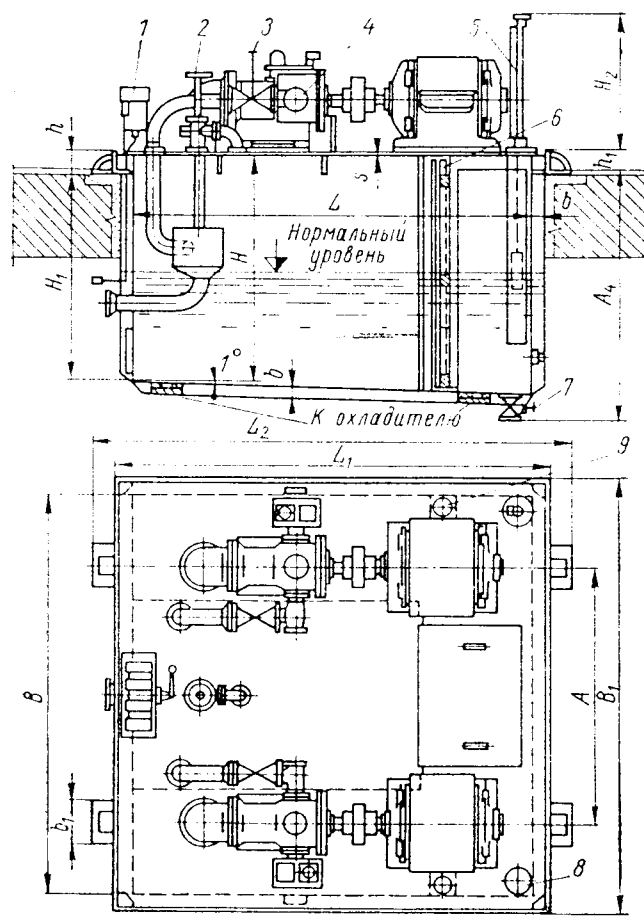


Рис. V.11. Маслонасосный агрегат:

1 — блок реле давления; 2 — вентиль d_{y1} ; 3 — вентиль d_y ; 4 — клапан обратный; 5 — указатель уровня; 6 — фильтр масляный; 7 — кран для пробы масла; 8 — фильтр воздушный; 9 — кабельный канал; 10 — слив из магистрали системы регулирования; 11 — слив напорной магистрали; 12 — слив от лекажного агрегата; 13 — дренаж от регулятора; 14 — слив из маслоприемника; 15 — вентиль D_{y2} ; 16 — термометр сопротивления; 17 — слив от аварийного золотника; 18 — клапан разгрузочно-предохранительный

3) предполагается, что при аварийном режиме работа масляного насоса прекратилась и не происходит пополнение котла маслом;

4) поскольку в процессе нормальной работы МНУ давление и объем воздуха в котле меняются в некоторых пределах, расчет МНУ ведется при наименьшем значении номинального давления;

5) для упрощения расчета величина протечек масла в системе принимается постоянной и равной той, которая имеет место при начальном давлении p_0 ;

МНУ различной работоспособности с нормализованными размерами и основными параметрами. Для больших типоразмеров МНУ применяются аккумуляторы двухкотельного исполнения, что позволяет разместить их в невысоких помещениях ГЭС.

Маслонапорные установки изготавливаются согласно ГОСТу 8339—62 и ВС-284—68, основные параметры их приведены в табл. V.1.

Обозначения типоразмеров МНУ отражают как основные параметры, так и конст-

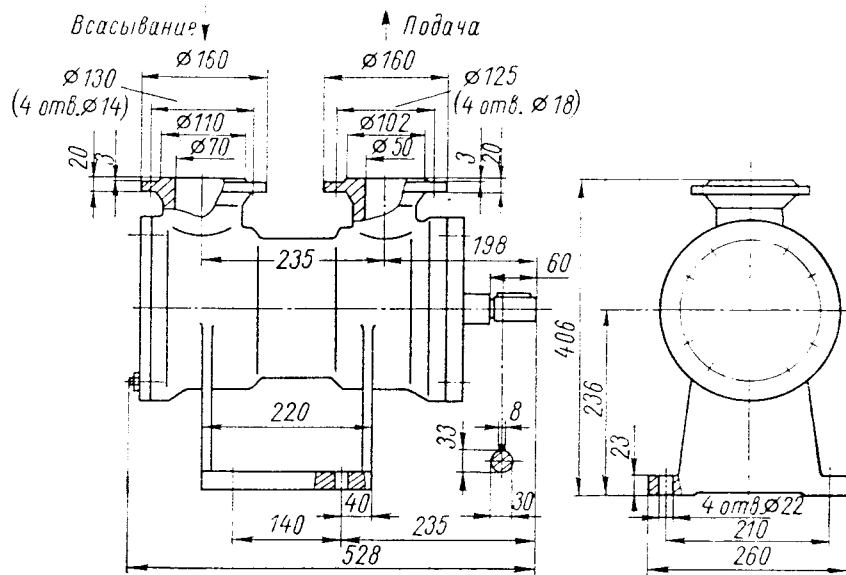


Рис. V.12. Масляный насос трехвинтовой производительностью 5,8 л/сек

6) процессы изменения состояния воздуха в котле происходят по политропе и подчиняются основному закону газодинамики $p v^n = \text{const}$, где n — показатель политропы ($n = 1,4$);

7) величина подачи Q_n масляного насоса определяется исходя из выбранного (заданного) времени восстановления начального давления p_0 в котле после расхода из него количества масла $Q_{\text{норм}}$.

С учетом некоторых допущений объем котла V_a определяется по формуле

$$V_a = \frac{Q_{\text{норм}} + Q_{\text{авар}}}{1 - \sqrt[n]{\frac{p_{\text{min}} + \Delta p}{p_0 - \Delta p_0}}} + \Delta V_a, \quad (\text{V.1})$$

где Δp — запас давления в котле в конце аварийного закрытия, $\Delta p = 1 \div 1,5 \text{ кг/см}^2$; Δp_0 — перепад реле давления или перепускного клапана, $\Delta p_0 = 2 \div 3 \text{ кг/см}^2$; p_{min} — давление после аварийного закрытия, обычно около $0,65 p_0$.

6. Типоразмеры маслонапорных установок

Вследствие большого разнообразия параметров гидротурбинного оборудования выявилась необходимость создания целого ряда

руктивных факторы. Например, МНУ25-2/40 означает: буквы — сокращенное наименование «Маслонапорная установка», первые две цифры — объем аккумулятора в м^3 , цифра в числителе — количество котлов, цифра в знаменателе — давление в кг/см^2 .

Конструкция и размеры аккумуляторов давления в однокотельном и двухкотельном исполнениях даны на рис. V.9 и V.10 и в табл. V.2.

Условное давление p_y в табл. V.2 дано в кг/см^2 . Нагрузка на фундамент Q и Q_1 определена для котла, полностью заполненного маслом.

Конструкция и размеры маслонасосных агрегатов приведены на рис. V.11 и в табл. V.3. Значения p_y даны в кг/см^2 . Рабочий объем масла в баке составляет $0,45$ — $0,5$ от его полного объема.

Маслонапорные установки оснащаются винтовыми насосами (ГОСТ 10056—70) с тремя винтами, имеющими циклоидальное зацепление; габаритный чертеж насоса производительностью $5,8 \text{ л/сек}$ приведен на рис. V.12.

Для различных МНУ применяются различные насосы, основные параметры которых приведены в табл. V.1.

Таблица V.I. Маслонапорные установки с $p_{ном} = 40 \text{ кг/см}^2$

Обозначение	Объем аккумулятора, м³	Исполнение	Объем котлов аккумулятора, м³		Воздушный	Объем бака, м³	Трехвинтовой масляный насос			Условный проход-напорных патрубков, мм		Маслонасосный агрегат			Вес установки, т
			Масло-воздушный	Воздушный			Обозначение	Подача, л/сек	Потребляемая мощность, квт	Обозначение	Обычное	Тропическое	Мощность, квт	Скорость вращения, об/мин	
МНУ1-1/40 МНУ1,6-1/40	1,0	Однокотельное	1,0	—	—	2,5	3В8/40ГТ	3,5	19	50	АО2-71-2	АО2-72-2Г	22	2930	4,3 4,5
	1,6		—												
МНУ2,5-1/40 МНУ4-1/40	2,5	Однокотельное	2,5	—	—	4,0	3В16/40ГТ	6	33	50	АО2-81-2	АО2-82-2Г	40	2940	6 7,5
	4,0		—												
МНУ5,6-1/40 МНУ8-1/40	5,6	Однокотельное	5,6	—	—	8,0	3В40/40ГТ	8,9	53	70	АО2-82-4	АО2-91-4Г	55	1470	10,6 11,5
	8,0		—												
МНУ10-1/40 МНУ12,5-1/40	10,0	Однокотельное	10,0	—	—	12,5	3В63/40ГТ	13,5	75	80	АО2-91-4	АО2-92-4Г	75	1480	15,2 17,2
	12,5		—												
МНУ16-2/40 МНУ20-2/40	16,0	Двухкотельное	8,0	8,0	—	20,0	3В80/40ГТ	18,5	100	80	АО2-92-4	—	100	1480	21,1 23,3
	20,0		10,0												
МНУ25-2/40 МНУ30-2/40	25,0	Двухкотельное	12,5	12,5	—	30,0	3В125/40ГТ	25	135	100	А102-4	—	160	1470	33 36,9
	30,0		15,0												

Таблица V.2. Аккумуляторы маслonaпорных установок

Обозначение	Исполнение	Габаритные и установочные размеры, мм										Присоединительные размеры, мм					Вес, кг	Нагрузка на фундамент, Т	
		H	H ₁	A _{min}	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d	h	A ₁	h ₁	D _y (p, y ₄₀)	D _{y1} (p, y1 ⁶⁴)	D _{y2} (p, y2 ⁴⁰)		G	Q
МНУ1-1/40 МНУ1,6-1/40 МНУ2,5-1/40 МНУ4-1/40 МНУ5,6-1/40 МНУ8-1/40 МНУ10-1/40 МНУ12,5-1/40	Однокотельное	1980	—	—	960	1150	980	1300	1100	40	175	600	350	—	15	100	1,5	2,4	—
		2460	—	—	1040	1250	1085	1450	1220	40	175	630	385	—	15	100	1,7	3,2	—
		3100	—	—	1148	1440	1200	1550	1350	50	200	765	440	—	25	150	2,2	4,5	—
		3470	—	—	1356	1660	1400	1800	1550	50	200	845	450	—	25	150	3,7	7,3	—
		3670	—	—	1560	1900	1590	1700	1750	70	225	954	500	—	25	150	4,6	9,7	—
		3670	—	—	1860	2200	1900	2400	2150	70	225	1110	580	—	25	150	5,5	12,7	—
3790	—	—	2064	2500	2100	2650	2350	90	225	1210	650	—	25	200	7,0	16,0	—		
3950	—	—	2280	2730	2310	2900	2600	90	250	1326	720	—	25	200	9,0	20,2	—		
МНУ16-2/40 МНУ20-2/40 МНУ25-2/40 МНУ30-2/40	Двухкотельное	3700	3590	2400	1860	2200	1900	2400	2150	70	225	1145	610	100	40	250	11,4	12,7	12,7
		3820	3630	2600	2064	2500	2100	2650	2350	70	225	1250	675	100	40	250	13,6	16,0	16,0
		3970	3685	2900	2280	2730	2310	2900	2600	90	250	1360	765	100	40	300	17,8	20,2	20,2
		4045	3800	3250	2480	3050	2520	3250	2830	90	250	1460	820	125	40	300	21,2	24,1	24,1

Т а б л и ц а V.3. Маслонасосные агрегаты

Обозначения	Габаритные и установочные размеры, мм											Вес, кг		Присоединительные размеры, мм											
	B	B ₁	L	L ₁	L ₂	H	H ₁	H ₂	h	h ₁	b	b ₁	s	s ₁	агрегата	агрегата с рабочим маслом	A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	D _г (D _{г10})	D _{г1} (D _{г140})	D _{г2} (D _{г210})	
МНУ1-1/40 МНУ1,6-1/40	1800	1972	1600	1772	2012	990	900	850	125	110	56	200	14	6	2,8	3,9	1250	750	650	250	1140	100	70	40	40
МНУ2,5-1/40 МНУ4-1/40	2200	2412	1800	2012	2312	1150	1000	850	160	145	56	200	16	6	3,8	5,6	1420	850	700	250	1250	150	80	40	40
МНУ5,6-1/40 МНУ8-1/40	2500	2736	2500	2736	3035	1300	1135	850	180	160	78	250	16	8	6	10	1600	940	705	300	1400	150	100	40	40
МНУ10-1/40 МНУ12,5-1/40	2800	3036	2800	3036	3336	1600	1455	1200	180	160	78	300	20	8	8,2	13,6	1800	1220	920	300	1715	200	100	40	40
МНУ16-2/40 МНУ20-2/40	3000	3240	3300	3540	3840	2000	1855	1300	180	160	78	300	20	8	9,7	19	2000	1600	1260	400	2160	250	125	50	50
МНУ25-2/40 МНУ30-2/40	3000	3240	4000	4240	4620	2500	2340	1450	200	175	78	350	20	8	12,8	25	1900	2000	1600	400	2650	250	125	50	50

7. Автоматизация маслонапорных установок

Работа маслонапорных установок полностью автоматизирована. Управление насосами осуществляют реле давления, которые в соответствии с заданными установками дают импульсы на пуск или остановку насосов. Один из насосов является основным, рабочим, а другой — резервным, включаемым автоматически при интенсивном расходе масла из аккумулятора. В случае снижения давления, при котором дальнейшая работа турбины недопустима, реле давления дает импульс на аварийную остановку агрегата.

В случаях тяжелой работы МНУ предусматривается установка перепускных клапанов, обеспечивающих работу основного насоса не только при прерывистом, но и при непрерывном включении электродвигателя в сеть.

8. Автоматическая подкачка воздуха в котел маслонапорной установки

Для сохранения работоспособности МНУ соотношение между объемами масла и воздуха при нормальном давлении в котле необходимо поддерживать в установленных пределах.

Давление масла в котле поддерживается насосом, восполняющим расход масла на регулирование и другие нужды. Однако вследствие утечки воздуха уровень масла в котле в процессе работы МНУ при том же давлении постепенно повышается. Потери воздуха из системы происходят в основном в результате его растворения в масле, они неизбежны и вызваны интенсивным перемешиванием масла в котле во время работы насоса на котел. Кроме того, потери воздуха происходят через неплотности в арматуре и соединениях воздушного трубопровода; их можно устранить более тщательным монтажом и наладкой оборудования.

Утечка воздуха из котла МНУ при условии хорошей наладки оборудования сравнительно невелика, поэтому для ГЭС с небольшим числом агрегатов не было необходимости в автоматизации подкачки воздуха, тем более, что это вносит некоторое усложнение в схемы и конструкции гидротурбинного оборудования. В связи с автоматизацией многоагрегатных ГЭС с большой единичной мощностью агрегатов целесообразность автоматизации подкачки воздуха в МНУ стала очевидной, и в настоящее время разработаны и внедрены несколько схем автоматической подкачки. Одни схемы построены на использовании имеющегося на ГЭС воздушного хозяйства высокого давления, причем могут иметь место два случая: когда давление в кот-

ле МНУ значительно ниже давления в ресивере воздушного хозяйства и когда эти давления равны. В других схемах воздух забирается из системы низкого давления (8 кг/см^2), сжимается и проталкивается в котел маслом под давлением от насоса МНУ.

Ниже приводится наиболее распространенная схема автоматической подкачки воздуха в котел от ресивера с давлением, примерно равным давлению в котле МНУ (рис. V.13), и основной конструктивный узел этой схемы — регулятор уровня (рис. V.14), через который происходит пополнение котла воздухом. Схема действует следующим образом: если в конце очередной подкачки масла насосом уровень в котле поднимается несколько выше нормального (в результате утечки воздуха из котла), подпружиненный поплавок 2 через рычажную систему 3 и толкатель 4 открывает клапан 5. Воздух из ресивера поступает в корпус 1 регулятора и далее в котел МНУ до тех пор, пока давление в котле и ресивере не сравняется или уровень за счет расхода масла из котла не снизится до нормального. При этом поплавок 2 опустится, клапан 5 закроется.

Если количество поступившего в котел за один цикл воздуха недостаточно, цикл подкачки повторяется.

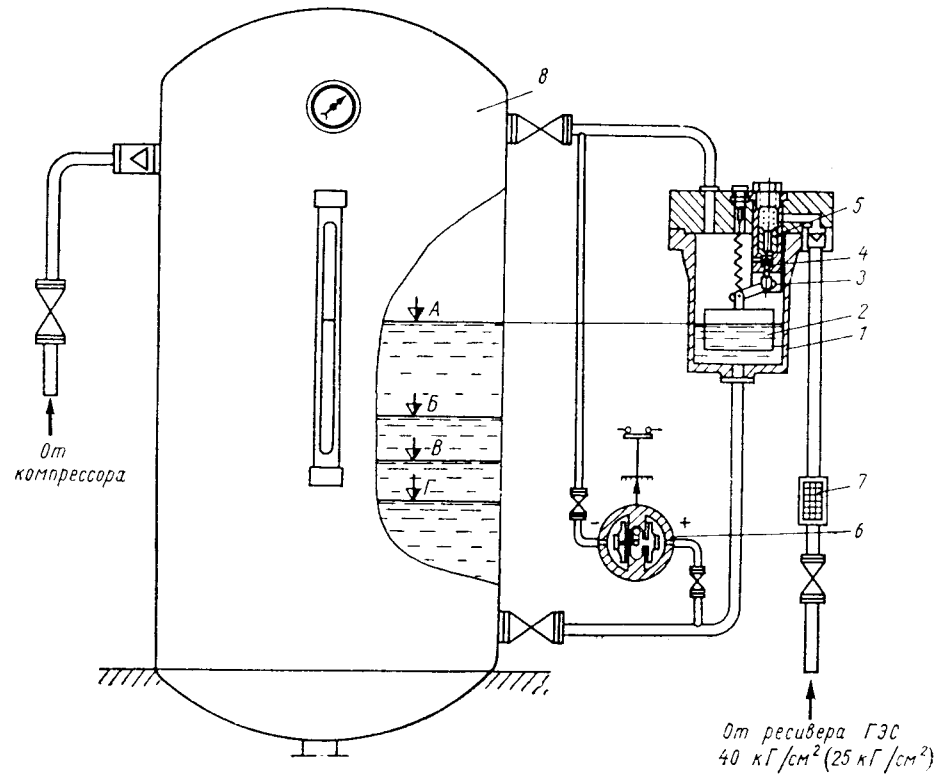
9. Устройство для впуска воздуха в зону рабочего колеса радиально-осевой турбины

Практика эксплуатации показала, что радиально-осевые гидротурбины при работе на нерасчетных режимах, т. е. при пониженном напоре, частичных и максимальных нагрузках, работают беспокойно; в проточном тракте машины возникают пульсации давления различной частоты и амплитуды, слышны шум и удары, вызывающие повышенную вибрацию агрегата, увеличивается кавитационная эрозия. Это объясняется интенсивным вращением потока за рабочим колесом, вызывающим появление вихря на конусе рабочего колеса и в отсасывающей трубе, который, принимая спиралевидную форму, вращается, периодически ударяя о стенки и дно отсасывающей трубы, и вызывает значительные вибрации гидроагрегата и всего здания ГЭС.

Для уменьшения интенсивности указанных нестационарных явлений применяется впуск воздуха в зону рабочего колеса, что, как показывают испытания, приводит при напорах, отличных от расчетного, к уменьшению амплитуд вибрации в 3—5 и более раз; в диапазоне открытий от 20 до 50% (при расчетном напоре) впуск воздуха приводит к уменьшению вибраций в 2—3 раза. Имеются различные способы подвода воздуха в зону рабочего колеса: непосредственно под рабочее колесо в отсасывающую трубу, через крышку турбины, через клапаны срыва

Рис. V.13. Схема автоматической подкачки воздуха в котел МНУ:

1 — корпус регулятора уровня масла РУМ-1; 2 — подпружиненный поплавок; 3 — рычажная система; 4 — толкатель; 5 — клапан; 6 — реле контроля минимального уровня в котле; 7 — фильтр; 8 — котел масло-воздушный; А — нормальный уровень масла; Б — уровень включения резервного насоса; В — уровень включения реле 6; Г — аварийный уровень



в котел МНУ

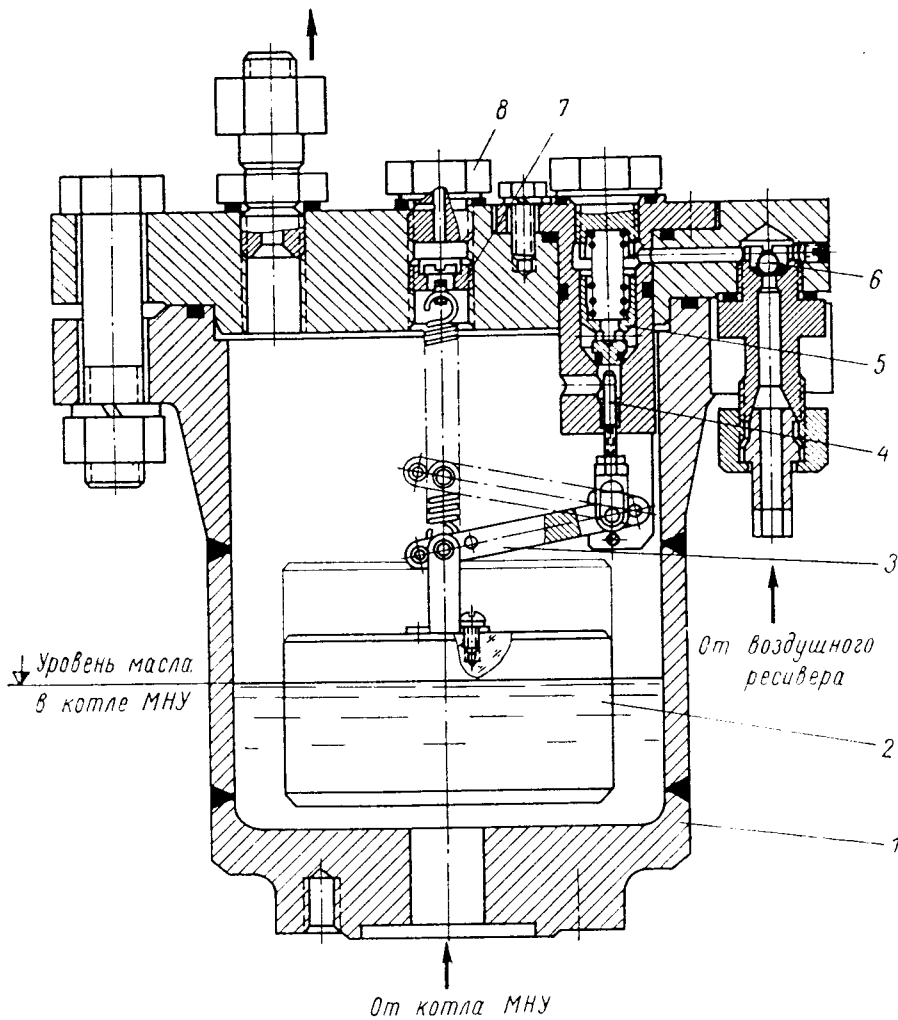


Рис. V.14. Регулятор уровня масла РУМ-1:

1 — корпус регулятора; 2 — подпружиненный поплавок из оргстекла; 3 — рычажная передача; 4 — толкатель; 5 — клапан воздушный; 6 — клапан обратный; 7 — гайка регулировки натяга пружины поплавка; 8 — пробка для выпуска сжатого воздуха

вакуума без принудительного привода, через полый вал гидроагрегата и др.

В практике ЛМЗ наибольшее применение получил способ впуска воздуха в зону рабочего колеса через полый вал гидроагрегата, с расположением клапана впуска воздуха на

мости от открытия направляющего аппарата именно при тех нагрузках агрегата, когда имеют место указанные нестационарные явления.

На рис. V.15 приведена схема автоматического управления клапаном впуска воздуха.

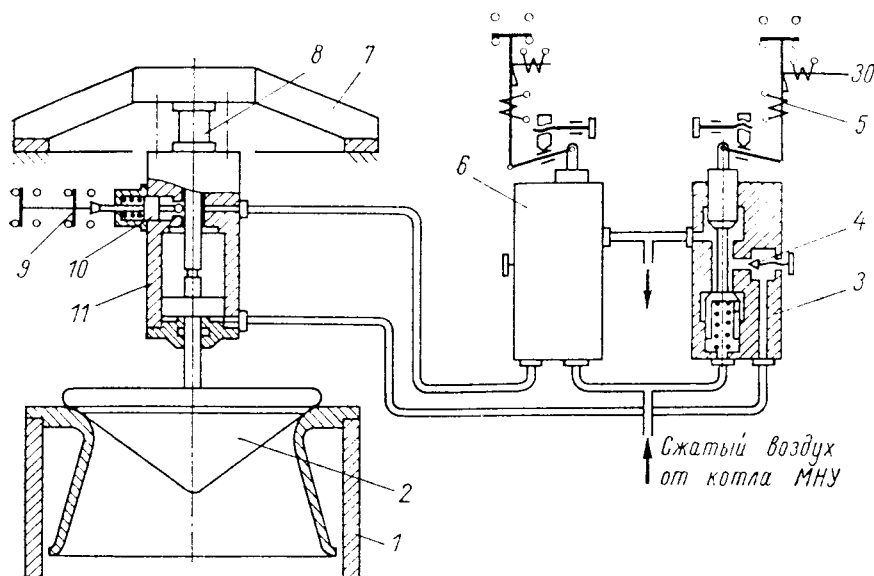


Рис. V.15. Схема устройства впуска воздуха в камеру рабочего колеса гидротурбины: 1 — надставка вала генератора; 2 — клапан впуска воздуха; 3 — золотник открытия клапана; 4 — дроссель; 5 — электромагнит с защелкой; 6 — золотник закрытия клапана; 7 — крестовина; 8 — шаровой шарнир; 9 — контакты стопора; 10 — стопор верхнего положения клапана; 11 — сервомотор

верхнем конце вала (надставки вала) гидроагрегата.

Управление клапаном впуска сжатым воздухом при помощи электромагнитных золотников позволяет автоматически подавать воздух под рабочее колесо турбины в зависи-

мости от открытия направляющего аппарата именно при тех нагрузках агрегата, когда имеют место указанные нестационарные явления. Контакты стопора отключают подачу сжатого воздуха в сервомотор клапана при открытом положении последнего; в нижнем положении клапана давление также снимается, если гидроагрегат не работает в режиме синхронного компенсатора.

ГЛАВА VI

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЗАТВОРЫ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ГЭС

1. Назначение затворов

Затворы предназначены для перекрытия напорных трубопроводов ГЭС с целью:

1) прекращения доступа воды к гидротурбине при нормальных условиях эксплуатации, а также для проведения ревизий и ремонта 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;

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 в котле МНУ ниже допустимого; закрытие затвора при этом производится в потоке автоматически от импульса соответствующих устройств.

2. Место расположения затворов

Место расположения затворов на ГЭС обуславливается целевым назначением оборудования, требованиями эксплуатации по обеспечению нормальной работы гидроагрегата, а также аварийными условиями при отказе в работе направляющего аппарата или разрыве напорного трубопровода.

На приплотинных ГЭС затворы обычно устанавливаются непосредственно перед входом в спиральную камеру турбины.

На высоконапорных деривационных ГЭС, имеющих длинные трубопроводы, опорожнение и наполнение которых требует много времени и объем которых вмещает количество воды, достаточное для вывода гидроагрегата в аварийный разгонный режим, устанавливаются, как правило, два затвора: один в начале напорного трубопровода на головном сооружении у напорного бассейна, второй — перед турбиной.

3. Типы затворов

Перед турбинами ГЭС в зависимости от величины напора, диаметра трубопровода, эксплуатационных требований могут устанавливаться дисковые затворы с плоскоскошенным диском ($H = 30 \div 120$ м), дисковые затворы с плоским диском ($H = 30 \div 200$ м) и шаровые затворы ($H \geq 200$ м). Схемы управления затворами, устанавливаемыми перед турбинами, выполняются в нескольких вариантах и имеют разные типы блокировок (гидравлические, электрические, электрогид-

Т а б л и ц а VI.1. Типы гидравлических затворов

Действующий напор, м	Тип затвора	Обоснование выбора типа затвора
30—120	Дисковый затвор с плоскоскошенным диском	Простота конструкции, простота изготовления, минимальные потери напора
30—200	Дисковый затвор с плоским диском и двухрядным уплотнением	Более высокая плотность запираения, возможность смены рабочего уплотнения без осушения напорного трубопровода
200 и выше	Шаровой затвор с различным типом уплотнений	Отсутствие гидравлических потерь, наибольшая плотность запираения при напорах выше 200 м
30—200	Цилиндрический (конусный) затвор	Для обеспечения регулируемого расхода воды на выброс в атмосферу или в безнапорные водоводы

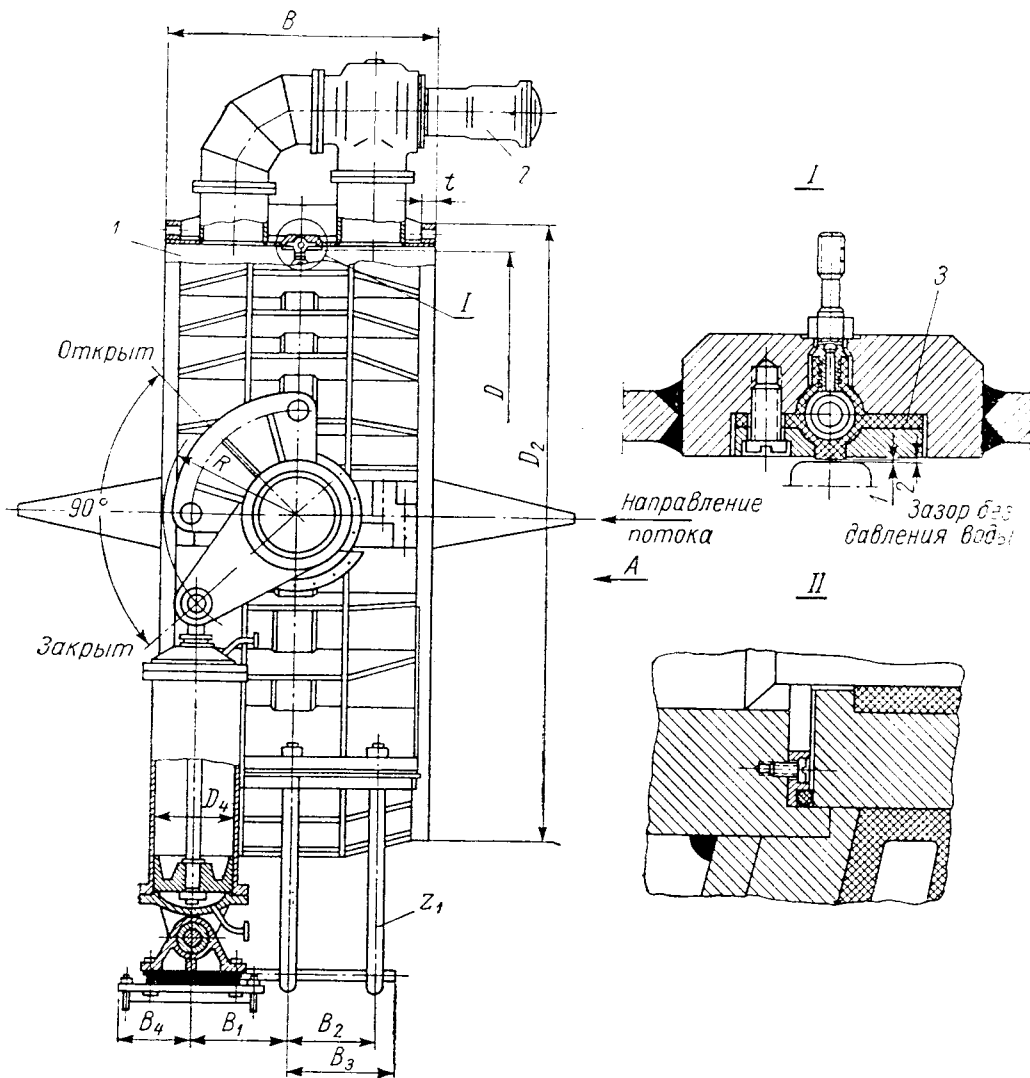
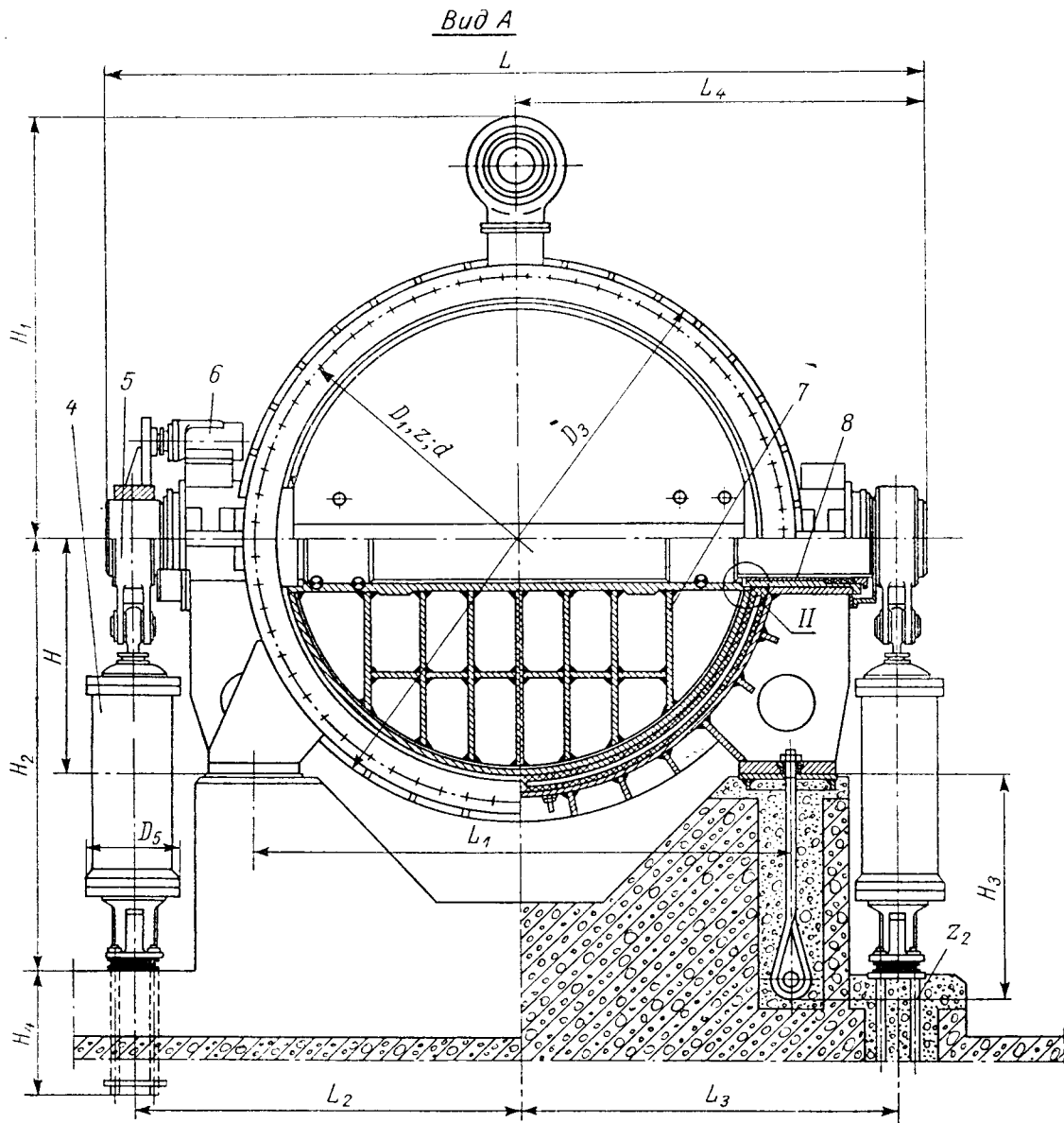


Рис. VI.1. Дискосый затвор

Таблица VI.2. Основные раз

Обозначение	D	D ₁	d	z	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	H	H ₁	H ₂
ЗД120-25	1200	1320	32	29	1375	1375	—	—	—	—	—
ЗД130-35	1300	1470	24	40	1550	1550	254	540	700	—	2040
ЗД130-120	1300	1535	32	54	1650	1650	350	470	650	2260	1800
ЗД160-55	1600	1760	40	34	1820	1885	500	670	910	1370	2755
ЗД160-95	1600	1820	36	46	1915	1915	350	470	800	2325	1800
ЗД160-120	1600	1820	36	46	1915	1915	400	520	800	2540	1920
ЗД160-120	1600	1820	36	46	1915	1915	400	520	800	2540	1920
ЗД220-65	2200	2390	48	48	2475	2475	350	500	1000	2895	1900
ЗД220-75	2200	2420	48	48	2530	2530	350	470	1000	2975	1795
ЗД240-60	2400	2600	48	48	2685	2730	700	920	1100	3105	2555
ЗД260-120	2600	2800	48	54	2900	2900	600	790	1200	3300	3050
ЗД320-80	3200	3450	60	60	3560	3740	500	620	1400	—	2870
ЗД600-120	6000	6380	80	78	6550	7000	800	1100	2800	3600	5380



с плоскоскошенным диском

меры (в мм) дисковых затворов

H_3	z_1	H_4	z_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	R	B	B_1	B_2	B_3	B_4	t
—	—	—	—	2270	—	1200	—	800	—	500	—	—	—	—	30
740	4	630	4	2260	1300	1150	—	1295	450	700	384	225	325	365	40
910	4	665	6	2250	1450	1200	—	945	450	900	318	250	375	325	60
780	4	608	6	2615	1600	1340	—	1080	450	1000	318	335	500	400	50
910	4	665	6	2815	1720	1425	—	1610	450	900	318	325	400	325	60
990	4	465	6	2815	1720	—	1425	1130	450	900	318	325	400	340	60
990	4	465	6	2815	1720	—	1425	1130	450	900	318	325	400	340	60
785	4	665	6	4020	2350	1800	1800	—	450	1100	318	375	550	330	50
775	4	665	6	3560	2350	1800	1800	1550	450	1100	318	375	550	325	50
980	6	890	6	4135	2470	2065	—	1780	520	1200	368	400	600	340	50
795	4	950	6	4170	2600	—	2470	2360	800	1200	600	415	475	500	60
1460	6	760	6	5370	3500	2500	2500	—	800	1500	567	480	650	375	70
3010	6	1340	6	8380	6000	4410	4410	—	1500	2200	1060	700	950	550	110

гидравлические и т. д.). Затворы действуют от различных источников энергии: МНУ маслонапорных агрегатов, электромеханических приводов, давления воды из напорных трубопроводов.

Схемы управления должны надежно осуществлять все виды управления затвором: автоматическое — при выходе гидроагрегата в аварийный разгонный режим, дистанционное — с центрального пульта сооружения и вручную — с местного поста управления, расположенного вблизи затвора.

В головных сооружениях на напорных трубопроводах устанавливаются, как правило, дисковые затворы. В отличие от затворов, устанавливаемых перед турбиной, схемы управления затворов на головных сооружениях высоконапорных ГЭС должны включать устройства, гарантирующие автоматическое закрытие затвора при разрыве трубопровода. Такие устройства должны включать в себя датчик, срабатывающий при увеличении скорости или расхода воды в трубопроводе выше допустимой величины (в случае разрыва трубопровода) и дающий импульс (электрический, гидравлический или механический) на привод закрытия затвора.

В зависимости от действующего на сооружении напора, назначения затвора и эксплуатационных требований рекомендуются к установке типы гидравлических затворов, указанные в табл. VI.1.

4. Технические требования к затворам

Гидравлические затворы ГЭС как органы аварийной и ремонтной защиты дорогостоящих сооружений и оборудования должны обладать большой степенью надежности и достаточной плотностью при закрытом положении, чтобы гарантировать безаварийную работу ГЭС и оборудования, а также возможность производства ремонтных работ и ревизий на турбинах и в напорных трубопроводах и в то же время обеспечивать наименьшее сопротивление потоку.

Затворы должны закрываться при скоростях воды, имеющих место в аварийных случаях (разрыв трубопровода или разгон гидроагрегата). Максимальное время аварийного закрытия затвора, устанавливаемого перед турбиной, находится в пределах 1—3 мин и определяется по допустимому времени работы генератора при разгонной скорости вращения.

Максимальное время аварийного закрытия затвора, устанавливаемого в начале напорного трубопровода деривационных ГЭС, определяется особенностями эксплуатации данного сооружения и устанавливается в пределах 30—120 сек. Минимальное время аварийного закрытия определяется по допустимой величине гидравлического удара в напорном трубопроводе.

Время закрытия и открытия ремонтных затворов, маневрирование которыми производится в условиях уравновешенного давления и при отсутствии течения воды, определяется эксплуатационными требованиями и составляет 2—5 мин.

Работа дисковых и шаровых затворов происходит при двух крайних положениях ротора (диска) — затвор «открыт» или «закрыт».

Промежуточное положение рабочего органа для пропуска частичных расходов воды, как правило, не допускается.

Поворот ротора осуществляется с помощью качающегося сервомотора, электропривода или сервомотора с грузовым противовесом.

Крепление затворов к фундаменту производится фундаментными болтами. Отверстия в лапах корпуса предусматривают возможность перемещения затвора в осевом направлении на величину 10—30 мм, тем самым фундамент затвора разгружается от осевых усилий, которые полностью воспринимаются напорным трубопроводом или бетонной стеной здания. К затвору с одной стороны присоединяется компенсатор или монтажный патрубок, позволяющий производить монтаж и демонтаж затвора. С другой стороны через соединительный патрубок затвор соединяется с напорным трубопроводом при помощи сварки.

На механизмах управления затвором предусматривается сигнализация крайних положений ротора (диска).

Система управления питается маслом марки турбинное 30 по ГОСТу 32—53.

5. Оборудование затворов

В состав оборудования гидрозатворов, как правило, входят следующие агрегаты и узлы: 1) затвор; 2) механизмы поворота ротора (диска); 3) маслонапорная установка (МНУ); 4) автономный маслонасосный агрегат (АМНА); 5) лекажный агрегат; 6) байпас; 7) компенсатор или монтажный патрубок; 8) ресивер сжатого воздуха; 9) механизмы управления затвором.

В настоящее время на напорных трубопроводах ГЭС наиболее широкое применение нашли различные модификации дисковых и шаровых затворов.

Дисковые затворы с плоскоскошенным диском. Дисковые затворы с плоскоскошенным диском показаны на рис. VI.1 и VI.2; их размеры и параметры приведены в табл. VI.2 и VI.3.

Корпус затвора 1 выполняется литым или сварным. Затворы диаметром 2600 мм и более имеют разъемный корпус (из двух или более частей). При этом для удобства сборки и разборки затвора корпус имеет горизонтальный разъем (по оси поворота диска). Ребра придают конструкции необходимую жесткость.

Корпус имеет лапы для установки на фундаменте, фланцы для соединения с напорным трубопроводом, приливы для установки подшипников и патрубки для присоединения байпаса 2. Диск затвора 7 — литой или сварно-литой, имеет плоскоскошенную форму, благодаря чему потери напора при открытом затворе могут быть сведены к минимуму. Диск насаживается на вал и фиксируется при помощи цилиндрических штифтов. В со-

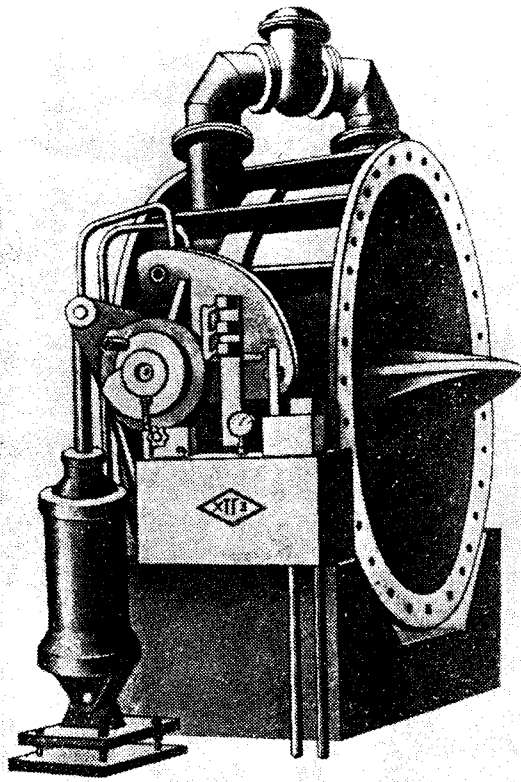


Рис. VI.2. Установка дискового затвора с плоскоскошенным диском

временных конструкциях с целью снижения веса затвора диск выполняется заодно с полым валом. Для затворов диаметром 4 м и более диск выполняется из условий транспортировки и технологии производства разъемным из трех частей.

Подшипники скольжения 8 состоят из древеснопластиковых или бронзовых втулок, запрессованных в корпуса. Подшипники с древеснопластиковыми втулками смазываются водой из напорного трубопровода, с бронзовыми — густой масляной смазкой.

Между корпусом подшипника и диском устанавливаются бронзовые кольца, ограничивающие перемещение диска вдоль оси поворота. Для устранения протечек через подшипники на выходе из корпуса затвора устанавливаются сальники. Затвор уплотняется профильным резиновым шлангом 3, который устанавливается в кольцевой проточке корпуса затвора и крепится к нему с помощью прижимных планок. Внутри шланга через ниппель подводится под давлением воздух

или вода. Расширяясь, шланг выбирает зазор между корпусом и диском затвора.

Сервомотор 4 создает крутящий момент на валу затвора при помощи рычага 5, который насаживается на вал и закрепляется клиновой цилиндрической шпонкой. Шарнирное соединение рычага 5 с тягой сервомотора осуществляется пальцем и бронзовой втулкой на масляной смазке.

Сервомотор состоит из цилиндра, поршня, тяги, крышек и основания. Качание сервомотора в плоскости поворота рычага достигается благодаря шарнирному соединению нижней крышки сервомотора с его основанием. Масло в полости сервомотора подается через гибкие шланги или шарнирное соединение. Торможение поршня в крайних положениях достигается дросселированием масла. Для уменьшения протечек на поршне предусматриваются канавки или поршневые кольца. Тяга в верхней крышке сервомотора уплотняется сальниковой набивкой. Установка сервомотора на фундаментной плите с помощью регулировочных шпилек позволяет производить его регулировку по высоте в процессе монтажа.

Стопорное устройство 6 предназначено для фиксации диска затвора в крайних положениях. Отжатие стопора производится давлением масла, стопорение — под действием пружины.

Дисковые затворы с плоским диском.

Дисковые затворы с плоским диском показаны на рис. VI.3 и VI.4; их размеры и параметры приведены в табл. VI.4. Плоский диск 2 выполняется прямоугольного сечения. Для уменьшения сопротивления потоку перед диском и за ним устанавливаются неподвижные обтекатели рациональной формы. Дисковые затворы с плоским диском, устанавливаемые при напорах 120 м и выше, имеют меньший коэффициент сопротивления по сравнению с затворами, имеющими диск плоскоскошенной формы, так как при равнопрочном состоянии дисков толщина плоского диска может быть принята меньше, чем у плоскоскошенного. Это обуславливает рациональность применения дисковых затворов с плоским диском на более высокие напоры.

В отличие от затвора с плоскоскошенным диском затвор с плоским диском имеет двойной ряд уплотнений 8 (ремонтное на входе в затвор и оперативное на выходе), что позволяет производить замену рабочего уплотнения без опорожнения напорного трубопровода, под защитой ремонтного уплотнения. Такая конструкция создает большую степень герметичности уплотнения и большую надежность затвора. Протечки через затвор уменьшаются в 5—10 раз по сравнению с протечками через затвор с диском плоскоскошенной формы. Указанные преимущества дискового затвора с плоским диском являются при определенных эксплуатационных требованиях решающим фактором при определении типа затвора в сооружении.

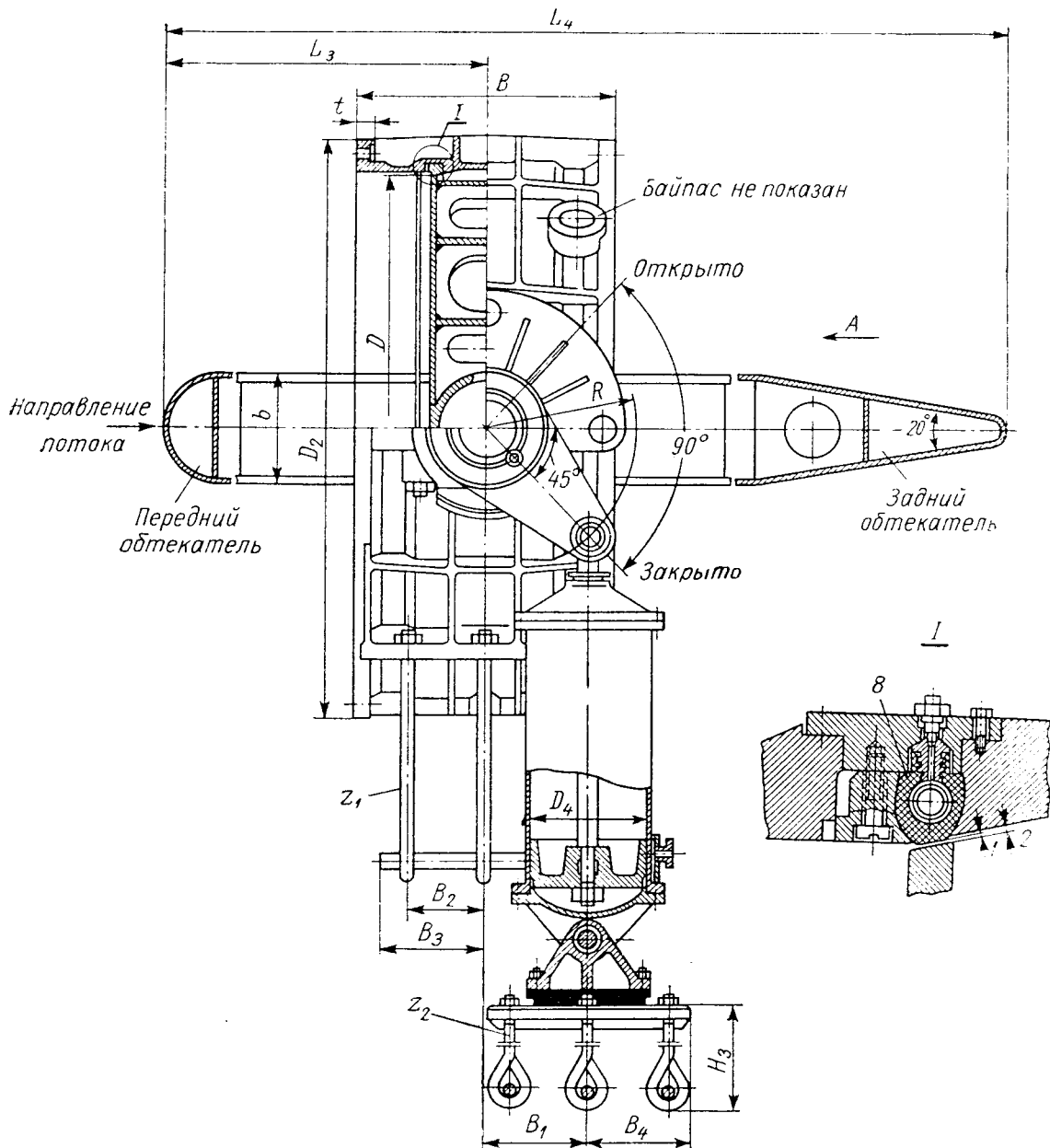


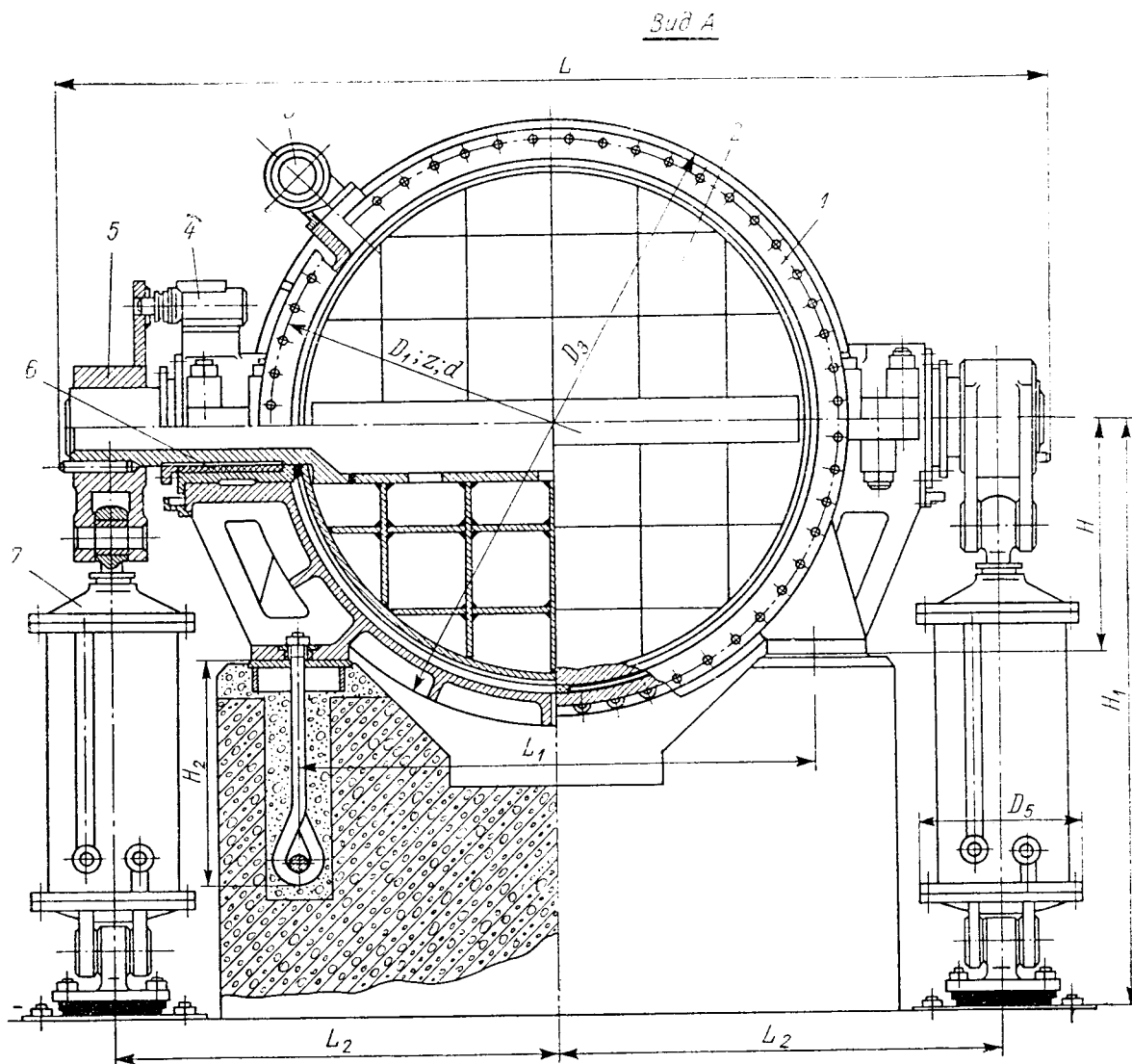
Рис. VI.3. Дискový затвор с плоским диском: 1 — корпус затвора; 2 — диск; 3 — байпас; 4 — сто

Уплотнение затвора 8 осуществляется шлангами специального сечения, которые устанавливаются в кольцевых проточках корпуса затвора и крепятся к нему с помощью прижимных планок и винтов. Внутри шлангов через ниппель подводится под давлением воздух или вода. Расширяясь, шланги выбирают зазор между корпусом и диском затвора. При напоре до 120 м ремонтные и оперативные уплотнения могут также выполняться в виде резиновых шнуров круглого или специального сечения и располагаться в плоскости торцевых стенок затвора. При этом отпадает необходимость в воздушном компрессоре и другой воздушной арматуре.

В остальном конструкция дискового затвора с плоским диском аналогична конструкции с плоскоскошенным диском.

Цилиндрические (конусные) затворы. Цилиндрические (конусные) затворы показаны на рис. VI.5 и VI.6; их размеры и параметры приведены в табл. VI.5. Цилиндрические затворы являются запорными органами напорных трубопроводов и предназначены для регулирования расхода воды от нуля до расчетной величины. Пропуски воды через цилиндрические затворы могут осуществляться как в атмосферу, так и под уровень.

Цилиндрические затворы устанавливаются на водобросных трубопроводах ГЭС, водопроводных галереях и других гидротехнических сооружениях. Цилиндрический затвор может быть установлен в вертикальном и горизонтальном положениях. Крепление затвора осуществляется с помощью рамы 2, которая, в свою очередь, крепится к фунда-



порное устройство; 5 — рычаг; 6 — подшипники скольжения; 7 — сервомотор; 8 — уплотнение

ментной опоре 8. К раме 2 с другой стороны присоединяется напорный трубопровод.

Открытие цилиндрического затвора осуществляется перемещением клапана по направляющим ребрам корпуса 3. При этом между опорным торцом днища корпуса и кромкой клапана образуется кольцевой зазор, через который обеспечивается расход воды через затвор. Перемещение клапана затвора на открытие и закрытие может осуществляться с помощью сервомоторов или электромеханического привода.

Сервомоторы приводятся в действие давлением масла, подаваемого от маслонасосного агрегата, имеющего основной и резервный масляные насосы с

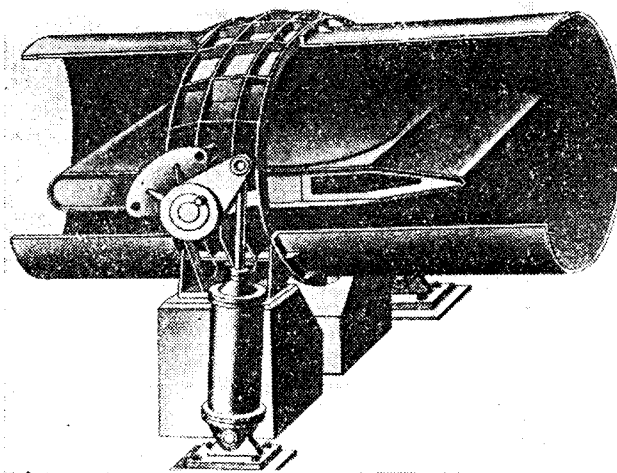


Рис. VI.4. Установка дискового затвора с плоским диском

Таблица VI.3. Основные параметры дисковых затворов

Обозначение	Диаметр затвора в свету (номинальный), мм	Напор расчетный, м	Расход расчетный, м ³ /сек	Привод затвора — сервомотор		Вес затвора, т
				Диаметр, мм	Количество	
ЗД120-25	1200	25	1,8	См. примеч. 3		2,7
ЗД130-35	1300	35	3,80	254	1 (с противовесом)	5,75
ЗД130-120	1300	120	13	350	1	5,4
ЗД160-55	1600	55	18	500	1	5,5
ЗД160-95	1600	95	9	350	1	7,6
ЗД160-120	1600	120	5,5	400	1	7,6
ЗД160-120	1600	120	7	400	1	7,7
ЗД220-65	2200	65	32	350	2	13
ЗД220-75	2200	75	10	350	1	11,5
ЗД240-60	2400	60	44	700	1	17,1
ЗД260-120	2600	120	29	600	1	20,5
ЗД320-80	3200	80	82,5	500	2	33
ЗД600-120	6000	120	180	800	2	160

Примечания:

1. Диаметр дискового затвора в свету (номинальный) выбирают из условия равенства скоростей в затворе и трубопроводе. Учитывая стеснение потока диском затвора, номинальный диаметр затвора принимают больше диаметра напорного трубопровода.

2. Расчетный напор указан с учетом повышения давления в напорном трубопроводе от гидроудара при закрытии направляющего аппарата турбины.

3. Для этого затвора применяется электропривод с редуктором.

Таблица VI.4. Основные параметры дисковых затворов с плоским диском

Обозначение	Диаметр затвора в свету*, мм	Напор расчетный*, м	Расход расчетный, м ³ /сек	Условный проход байпаса, мм	Рабочее давление в уплотнении, кг/см ²	Время, сек		Вес затвора, т	
						открытия	закрытия		
ЗДп260-160	2600	160	42	200	16	60	60	22,9	
ЗДп450-80	4500	80	90	400	8	60	60	57,2	
Основные размеры, мм									
Обозначение	D	D ₁	z	d	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	H
ЗДп260-160	2600	2870	48	62	3000	3050	600	790	1200
ЗДп450-80	4500	4800	60	70	4940	5200	700	880	2200
Обозначение	H ₁	H ₂	z ₁	H ₃	z ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃
ЗДп260-160	3040	1150	6	950	6	5030	2600	2225	1720
ЗДп450-80	3810	1300	6	950	6	7420	4500	3400	2805
Обозначение	L ₄	R	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	b	t
ЗДп260-160	4430	800	1400	575	500	650	500	600	80
ЗДп450-80	7000	1100	1600	780	550	700	450	800	90

* См. примечания 1 и 2 в табл. VI.3.

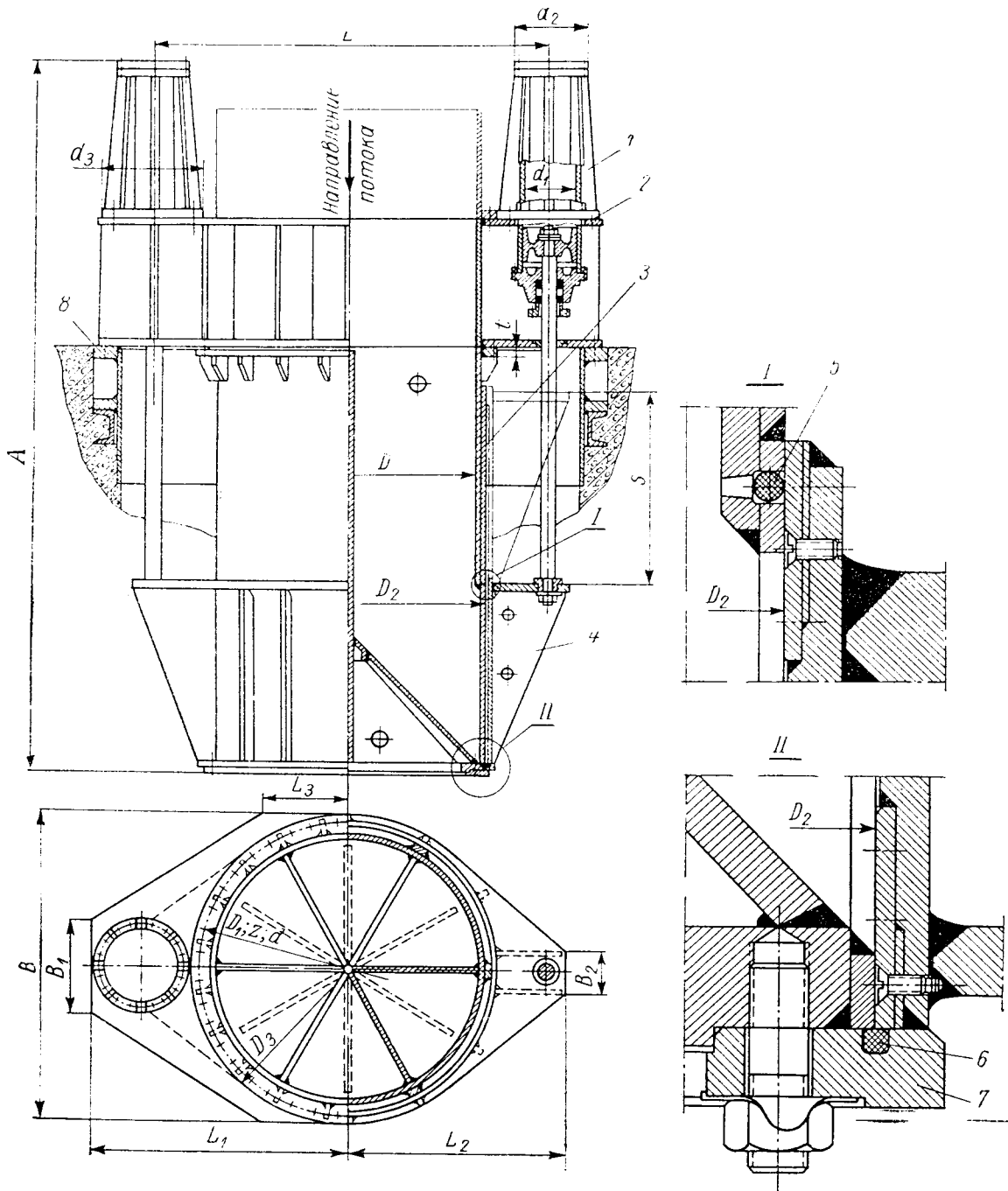


Рис. VI.5. Цилиндрический затвор

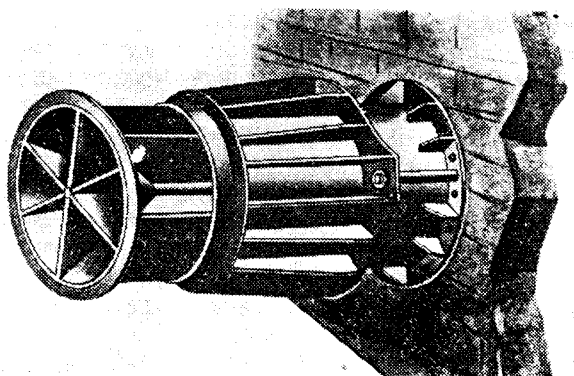


Рис. VI.6. Установка цилиндрического затвора

Т а б л и ц а VI.5. Основные параметры и размеры цилиндрических затворов

Обозначение	Диаметр затвора в свету, мм	Напор расчетный, м	Расход расчетный, м ³ /сек	Время, сек		Вес затвора, т					
				открытия	закрытия						
ЗК160-60	1600	62,75	26,2	120	120	5,4					
ЗК220-60	2200	67,5	93	150	150	11,8					
Основные размеры, мм											
Обозначение	D	D ₁	d	z	D ₂	D ₃	L	L ₁	L ₂	L ₃	H
ЗК160-60	1600	1760	34	40	1652	1820	2450	1550	1325	480	4255
ЗК220-60	2200	2390	48	48	2260	2510	3100	1925	1625	750	5585
Обозначение ²	B	B ₁	B ₂	s	d ₁	d ₂	d ₃	t			
ЗК160-60	2180	660	230	1030	250	420	600	50			
ЗК220-60	2950	600	300	1400	250	420	600	60			

электродвигателями, или от маслонапорной установки.

Система управления затвором может быть электрогидравлическая или электромеханическая. Управление затвором производится с помощью механизмов управления, в состав которых входят золотник и электропривод, и может быть автоматическим, дистанционным (с центрального пульта) и местным. Механизмы управления затвором предназначены для осуществления последовательности операций в соответствии со схемой управления.

Цилиндрический затвор состоит из корпуса, клапана, упорного кольца и уплотнений. Корпус затвора 3 — сварной. Он состоит из цилиндрической обечайки и шести радиальных ребер внутри корпуса, которые заканчиваются конусным днищем. К цилиндрической обечайке и ребрам снаружи приварены полосы из нержавеющей стали, являющиеся направляющими для клапана затвора. Клапан затвора 4 также сварной, состоит из цилиндрической обечайки с приваренными к ней снаружи двумя фланцами. Во избежание заклинивания клапана 4 при открытии и закрытии на внутренней цилиндрической поверхности его против направляющих ребер предусмотрены бронзовые вкладыши.

Необходимая жесткость корпуса клапана затвора достигается установкой ребер. Уплотнение затвора осуществляется резиновыми шнурами. В нижней части корпуса шнур 6 закладывается в паз упорного кольца 7, которое крепится к корпусу затвора с помощью шпилек, гаек и стопорных шайб.

В верхней части резиновый шнур 5 закладывается в специальную канавку в корпусе затвора.

Сервомотор 1 служит приводом к клапану 4 конусного затвора и крепится фланцами к раме 2. Сервомотор состоит из цилиндра, поршня, тяги и двух крышек. Для уменьшения протечек масла из одной полости в другую на поршне предусмотрены поршневые кольца. Тяга в нижней крышке сервомотора уплотняется сальниковой набивкой. Масло в верхнюю и нижнюю полости сервомотора подается от МНУ через специальные патрубки. Уменьшение скорости поршня в крайних положениях достигается дросселированием масла через специальные устройства.

Шаровые затворы. Шаровые затворы показаны на рис. VI.7 и VI.8; их параметры и размеры приведены в табл. VI.6. Шаровой затвор состоит из сферического корпуса, ротора с цапфами, подшипников скольжения, клапана с уплотнительным кольцом, узла ремонтного уплотнения и узла отвода воды из-под клапана рабочего уплотнения.

Корпус затвора 1 выполняется, как правило, литым и имеет вертикальный технологический разъем. Затворы диаметром 3,0 м и более имеют разъем корпуса в двух плоскостях из условий транспортировки. В корпусе выполнены расточки под посадку подшипников. В нижней части корпуса предусмотрены четыре лапы для установки затвора на фундамент. С входной стороны корпуса имеется расточка с облицовкой из нержавеющей стали, в которой располагается подвижное кольцо

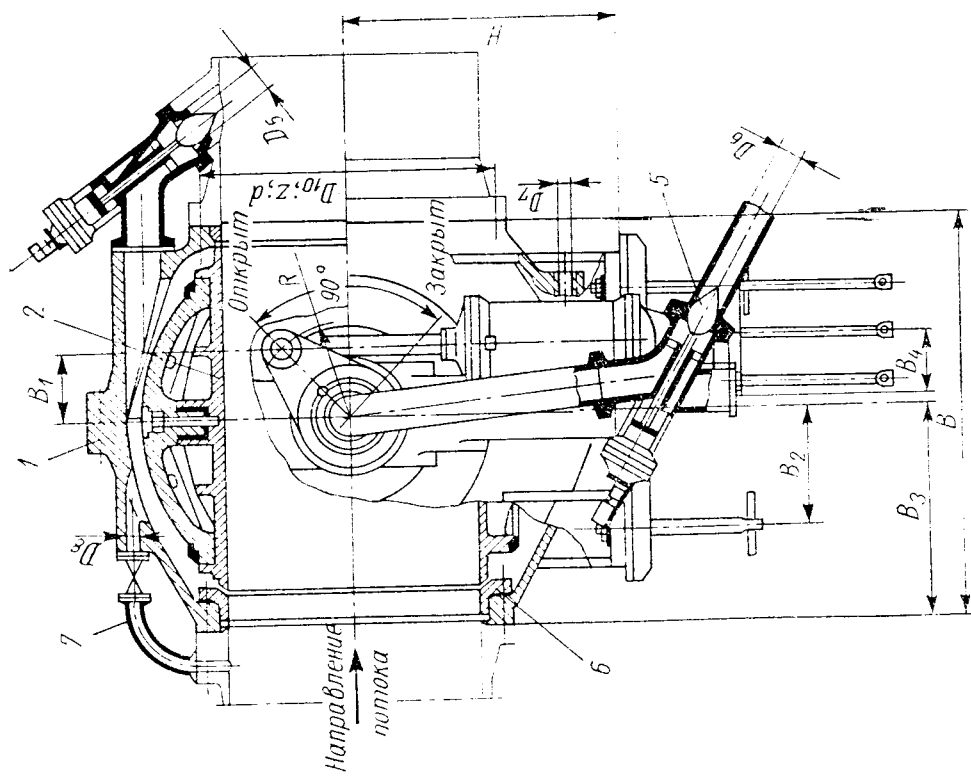
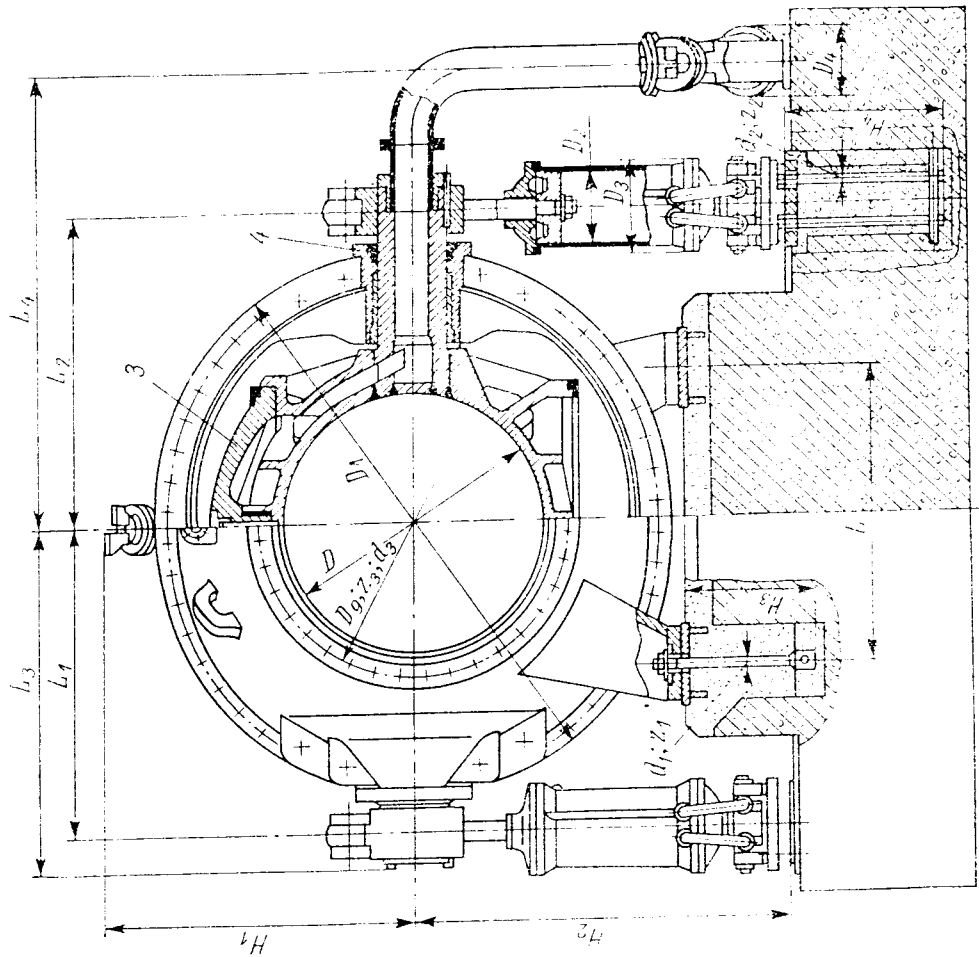


Рис. VI.7. Шаровой затвор

Т а б л и ц а VI.6. Основные параметры и размеры шаровых затворов

Обозначение	Диаметр затвора D мм	Напор расчетный м	Расход расчетный м ³ /сек	Привод затвора — сервомотор		Время, сек		Вес затвора т		
				Диаметр мм	Количество	открытия	закрытия			
ЗШ130-950	1300	950	—	400	2	60	60	43		
ЗШ180-375	1800	375	41,5	500	2	120	120	64		
ЗШ300-550	3000	550	90	800	2	120	120	270		
ЗШ420-400	4200	400	150	1100	2	120	120	570		
Основные размеры, мм										
Обозначение	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	
ЗШ130-950	1300	2780	400	550	370	100	100	77	40	
ЗШ180-375	1800	3700	500	630	490	200	200	100	80	
ЗШ300-550	3000	5220	800	1100	750	200	200	150	150	
ЗШ420-400	4200	7750	1100	1430	680	180	180	300	200	
Обозначение	D_9	D_{10}	H	H_1	H_2	H_3	H_4	L	L_1	L_2
ЗШ130-950	1680	1670	1540	—	2500	1300	780	1200	1615	1615
ЗШ180-375	2100	2100	1900	2230	2655	950	1140	2000	2100	2100
ЗШ300-550	3490	3490	2700	3125	4880	1990	1150	3240	3500	3500
ЗШ420-400	4700	4700	3900	4165	6340	2050	1205	4000	4500	4500
Обозначение	L_3	L_4	R	d	d_1	d_2	d_3	B	B_1	B_2
ЗШ130-950	1760	2550	650	M64	M72	M42	M64	2445	460	775
ЗШ180-375	1300	3065	650	M72	M80	M64	M80	2700	460	800
ЗШ300-550	3870	4800	1200	M100	M140	M80	M100	4140	849	450
ЗШ420-400	—	6000	1650	M110	M125	M100	M140	5600	1165	1750
Обозначение	B_3		B_4		z	z_1		z_2	z_3	
ЗШ130-950	1420		375		36	4		6	36	
ЗШ180-375	1410		415		36	4		6	36	
ЗШ300-550	1070		450		40	6		6	20	
ЗШ420-400	915		915		36	8		6	56	
<p>П р и м е ч а н и я:</p> <p>1. Диаметр затвора D определяется диаметром напорного трубопровода и равен ему.</p> <p>2. Расчетный напор указан с учетом повышения давления от гидроудара при закрытии направляющего аппарата.</p>										

ремонтного уплотнения. На корпусе выполняются 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 затвора при закрытом ремонтном уплотнении). Во фланце корпуса со стороны, обращенной к агрегату, имеется проточка для установки уплотнительного кольца (седла) рабочего уплотнения.

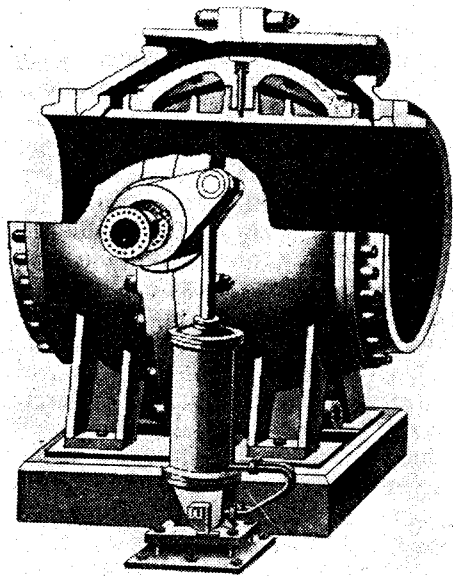


Рис. VI.8. Установка шарового затвора

Ротор затвора 2 состоит из цилиндрической части (трубы) и цапф. Цапфы соединяются с ротором болтовым соединением или при помощи сварки. На трубе выполнены два полых прилива: вверху — для установки клапана рабочего уплотнения, внизу — для крепления уплотнительного кольца ремонтного уплотнения.

Цапфы ротора на участке сопряжения с подшипниками и расточка под клапан облицовываются планками из нержавеющей стали. На наружные концы цапф насаживаются рычаги, закрепленные цилиндрическими клиновыми шпонками. Сервомоторы соединяются с рычагами пальцами и осуществляют поворот ротора. Полость под клапаном рабочего уплотнения соединяется с внутренней полостью цапф, откуда через гидроклапан 5 осуществляется выпуск воды.

Втулки подшипников затворов 4 выполнены из бронзы и имеют масляную смазку. Бронзовые втулки устанавливаются в корпус подшипников, которые, в свою очередь, устанавливаются в расточках корпуса затвора. Для ограничения перемещения ротора вдоль оси его вращения на корпусах подшипников с внутренней стороны предусмотрены упорные кольца. Уплотнение подшипников осуществляется резиновыми манжетами. Зазор

между корпусом подшипника и расточкой в корпусе затвора уплотняется резиновым шнуром.

Рабочее уплотнение затвора 3 состоит из сферического клапана и уплотнительного кольца (седла). Клапан выполнен с отъемным уплотнительным кольцом. В закрытом положении клапан прижимается к седлу давлением воды, подаваемой через щелевой зазор в полость между клапаном и ротором. При открытии затвора вода из полости «клапан—ротор» сливается через канал в роторе по специальной сливной магистрали, управляемой гидроклапаном 5 уплотнения.

Седло установлено в расточке выходного фланца корпуса затвора. Клапан помещается в цилиндрической расточке верхнего прилива ротора и крепится к ротору с помощью шпильки и тарельчатых пружин, что исключает возможность его выпадания. Тарельчатые пружины обеспечивают свободный ход клапана, необходимый для уплотнения затвора. Уплотнительные кольца и клапан выполнены из нержавеющей стали.

Ремонтное уплотнение затвора 6 состоит из подвижного и неподвижного колец и винтового механизма перемещения подвижного кольца. Неподвижное кольцо закреплено на нижнем приливе ротора, подвижное помещено в расточку корпуса затвора. Подвижное кольцо перемещается в расточке корпуса затвора в осевом направлении при вращении гаек винтового механизма перемещения и тем самым создает необходимое уплотнение. Зазор в месте сопряжения подвижного кольца с корпусом затвора уплотняется резиновым шнуром. При закрытом ремонтном уплотнении к подвижному кольцу приложено усилие давления воды, препятствующее его отжатию. Поэтому для перемещения кольца в направлении открытия предусмотрен обвод 7 для разгрузки ремонтного уплотнения.

Механизмы поворота ротора (диска). В зависимости от назначения затвора (защита гидроагрегата от разгона при сбросе нагрузки, защита сооружения от затопления и размыва при разрыве трубопровода, для ремонтных целей или как основного элемента технологического оборудования) и располагаемого источника энергии (давление масла, воды, электроэнергия) механизмы поворота ротора (диска) затвора выполняются в виде сервомоторов, грузовых аккумуляторов, электро-механических приводов или ручных механических приводов.

Для поворота ротора используются различные типы сервомоторов: прямосные, торовые, крыльчатые.

В отечественной практике, как правило, предпочтение отдается прямоосным качающимся сервомоторам. Подвод масла в полости сервомоторов производится посредством гибких шлангов или через шарнирные узлы. Качающийся сервомотор имеет ряд преимуществ по сравнению с сервомоторами других типов в отношении простоты изготовления

основных деталей, уплотнения поршня, металлоемкости и монтажа. К недостатку конструкции сервомотора можно отнести то, что его необходимо связывать с фундаментом.

Перспективными являются крыльчатый и торовый сервомоторы. Крутящий момент, создаваемый этими сервомоторами, можно передавать на вал затвора без промежуточных рычагов. Эти сервомоторы устанавливаются непосредственно на корпусе затвора без привязки их к фундаменту. К недостаткам этих сервомоторов можно отнести затруднения в уплотнении рабочих органов и сложность изготовления основных деталей.

При установке затвора на головном сооружении, ниже которого имеется распределительная сеть длинных напорных трубопроводов, разрыв которых может привести к размыву опор трубопроводов и самого сооружения, в качестве привода затвора выбирается грузовой аккумулятор, действующий в сторону закрытия.

Открытие затвора с одновременным поднятием груза производится сервомотором, работающим от давления масла, создаваемого насосами с ручным или механическим приводом.

Закрытие затвора производится под действием груза, при этом сервомотор является дросселирующим устройством, с помощью которого устанавливается время закрытия затвора. При разрыве трубопровода затвор, оборудованный приводом в виде грузового аккумулятора, закрывается автоматически вне зависимости от действий эксплуатационного персонала, от давления масла в системе регулирования и электроэнергии, питающей электродвигатели. Командным устройством на автоматическое закрытие затвора служат дифференциальное реле давления или так называемый ложечный автомат. Дифференциальное реле срабатывает при увеличении разности давлений перед затвором и за ним, которая возникает в случае разрыва трубопровода. При этом замыкаются контакты электромагнита, разрывающего запорную связь верхнего положения грузового привода. Груз падает — затвор закрывается.

Менее совершенным, но более простым является защитное устройство в виде «ложечного автомата». Чувствительным элементом является «ложка» (лопатка), устанавливаемая поперек потока и связанная системой рычагов с запорным устройством грузового привода. При возрастании скорости потока в случае разрыва трубопровода давление на «ложку» увеличивается, она отклоняется и через систему рычагов размыкает запорное устройство грузового привода, — затвор закрывается. К числу недостатков этого устройства относится меньшая чувствительность и ложное срабатывание при ударе о «ложку» кусочков льда или дерева, чем вызывается ошибочное закрытие и остановка гидроагрегата. Предохранительные устройства настраиваются на скорость, соответствующую увели-

ченному на 20—30% максимальному расходу воды через напорный трубопровод.

При отсутствии на сооружении маслонапорного оборудования и невозможности использовать напор технологической жидкости для поворота ротора (диска) затвора используется электромеханический привод. Он применяется на затворах сравнительно небольших размеров (диаметром до 1600 мм) при условии гарантированного питания электротоком. Гидрозатворы с электромеханическим приводом применяются обычно в качестве ремонтных.

Электромеханический привод в СССР нормализован и выбирается по каталогу «Главгидромаш» в соответствии с максимальным крутящим моментом на валу гидрозатвора.

Маслонапорная установка. Маслонапорная установка (МНУ) применяется в качестве аккумулирующего энергию устройства для гидравлической системы управления и привода гидрозатворов. Ее конструкция и принцип работы описаны в гл. V.

Автономный маслонасосный агрегат (АМНА). В частных случаях, при отсутствии возможности установки компрессорного оборудования, а в связи с этим и МНУ, для регулирования и управления гидрозатворами используется автономный маслонасосный агрегат. Конструкция и состав оборудования АМНА подобны конструкции и составу оборудования маслонасосного агрегата МНУ и выбираются по расходу и напору масляного насоса в соответствии с требованиями системы регулирования и управления затвором.

Лекажный агрегат. Для сбора протечек масла из системы управления затвора и перекачки его в бак основного маслонасосного агрегата в системе масляных трубопроводов устанавливается лекажный агрегат, аналогичный показанному на рис. V.4.

Байпас (обводной трубопровод). Назначение байпаса — перед открытием затвора заполнить нижележащий участок трубопровода водой и уравнять давление по обе стороны ротора (диска) затвора. Проходное сечение байпаса определяется двумя факторами.

1. Временем заполнения через байпас нижележащего участка трубопровода; это время не должно превышать заданной по эксплуатационным соображениям величины. Как правило, время заполнения спиральной камеры ограничивается 20—30 сек, время заполнения деривационного трубопровода зависит от его объема и может составлять от 5—10 мин до нескольких часов.

2. Перепадом давления воды по обе стороны ротора (диска) затвора после заполнения водой нижележащего участка трубопровода; перепад давления не должен превышать величины, принятой при расчете привода затвора. При выбранном диаметре проходного сечения байпаса эта величина зависит от величины протечек через направляющий аппарат, сопла и другие отверстия

проточной части и обычно принимается в пределах $1,5-3 \text{ кг/см}^2$.

Конструктивно байпас выполняется в виде обводной трубы и задвижки с электроприводом или в виде гидроклапана удобообтекаемой формы. Задвижка и гидроклапан снабжаются, как правило, указателями крайних положений в виде световых сигналов.

Компенсатор (монтажный патрубок). Для компенсации температурных расширений напорного трубопровода на участке помещения затворов, а также для возможности монтажа и демонтажа затвора в зависимости от расположения анкерных опор на сооружении перед затвором или за ним устанавливается компенсатор (монтажный патрубок) различных конструкций.

Ресивер сжатого воздуха. Ресивер предназначен для накопления сжатого воздуха с целью питания уплотнения затвора. Он выполняется в виде сварного котла и снабжается запорной и контрольно-измерительной аппаратурой.

Механизмы управления затвором. Механизмы управления выполняются в виде золотников, управляемых электромагнитами или давлением масла. Механизмы управления монтируются в колонку управления и обеспечивают последовательность операций открытия и закрытия затвора при нормальных и аварийных условиях эксплуатации сооружения.

6. Гидромеханическая схема управления дисковым затвором

Гидромеханическая схема управления дисковым затвором, действующая от давления масла, показана на рис. VI.9. Эта схема предназначена для автоматического аварийного закрытия, а также для ручного открытия и закрытия затвора в нормальных условиях работы.

Основные механизмы системы управления включают в себя: сервомоторы дискового затвора 22, золотник управления 2, золотник стопора 9, золотник воздушного уплотнения 7, золотник байпаса 11.

Управление затвором производится вручную при помощи рукояток 5, установленных на золотниках управления, стопора, воздушного уплотнения и байпаса. Для предотвращения нарушения последовательности операций на рукоятке золотника управления предусмотрен гидравлический замок 13, который автоматически управляется золотником гидроблокировки 17. Гидравлический замок не дает возможности подать масло под давлением в сервомоторы затвора при закрытом стопоре. Аварийное закрытие затвора осуществляется автоматически, с обеспечением требуемой последовательности операций.

Питание системы маслом осуществляется под давлением от маслонапорной установки турбины.

Для фиксации затвора в положении полного открытия или полного закрытия предусмотрен стопор 19. Время открытия или закрытия можно регулировать дроссельным устройством 26.

Для обеспечения резервирования МНУ от МНУ соседнего агрегата предусмотрен золотник, срабатывающий при снижении давления до аварийно низкой величины.

Ручное закрытие затвора. Для осуществления ручного закрытия затвора необходимо произвести операции в следующей последовательности:

1) рукоятку золотника стопора 9 поставить в положение «Стопор открыт»; стопор 19 освобождает диск затвора;

2) рукоятку золотника управления затвора 2 поставить в положение «Затвор закрыт»; затвор закрывается;

3) при полностью открытом затворе рукоятку золотника стопора 9 поставить в положение «Стопор закрыт»; стопор 19 стопорит диски затвора;

4) рукоятку золотника воздушного уплотнения 7 поставить в положение «Впуск воздуха»; диск затвора уплотняется.

Ручное открытие затвора. Для осуществления ручного открытия затвора необходимо произвести операции в следующей последовательности:

1) рукоятку золотника воздушного уплотнения 7 поставить в положение «Выпуск воздуха»;

2) рукоятку золотника байпаса 11 поставить в положение «Байпас открыт»; байпас открывается;

3) рукоятку золотника стопора 9 после заполнения спиральной камеры водой поставить в положение «Стопор открыт»; стопор 19 освобождает диск затвора;

4) рукоятку золотника управления затвором 2 поставить в положение «Затвор открыт»; затвор открывается;

5) при полностью открытом затворе рукоятку золотника стопора 9 поставить в положение «Стопор закрыт»; стопор 19 стопорит диск затвора;

6) рукоятку золотника байпаса 11 поставить в положение «Байпас закрыт»; байпас закрывается.

Аварийное закрытие затвора. При срабатывании реле защиты турбины включается главная катушка электромагнита 8 золотника стопора 9. Игла золотника стопора 9 перемещается вверх, открывая доступ маслу в цилиндр стопора 19. Стопор 19 освобождает диск затвора. В начале хода стопора 19 срабатывает конечный переключатель 18, отключающий сигнальную лампу «Стопор закрыт». В конце хода стопора срабатывает конечный переключатель 16, сигнальная лампа «Стопор открыт» включается. Конечным переключателем 16 включается катушка защелки электромагнита золотника затвора 3. Игла золотника управления затвора 2 перемещается вниз, соединяя со сливом полость

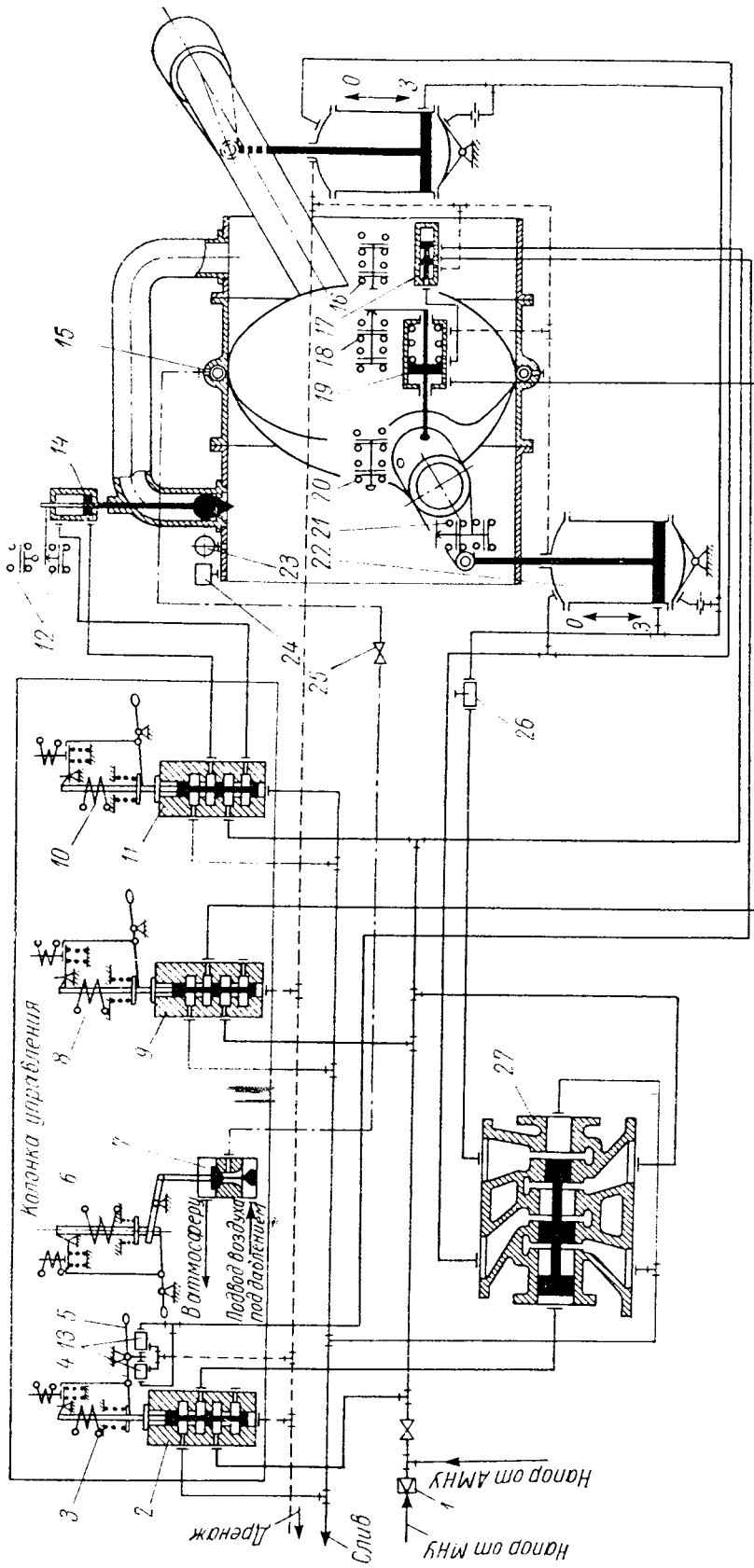


Рис. VI.9. Гидромеханическая схема управления дисковым затвором:

1 — обратный клапан; 2 — золотник управления; 3 — электромагнит золотника управления; 4 — рычаг рукоятки; 5 — рукоятка ручного управления; 6 — электромагнит золотника воздушного уплотнения; 7 — золотник воздушного уплотнения; 8 — электромагнит золотника стопора; 9 — золотник стопора; 10 — электромагнит золотника байпаса; 11 — золотник байпаса; 12, 16, 18, 20 и 21 — конечные переключатели; 13 — гидравлический замок; 14 — гидропривод байпаса; 15 — уплотнение затвора; 17 — золотник гидроблокировки; 19 — стопорное устройство; 22 — сервомотор затвора; 23 — электроконтактный манометр; 24 — воздушный клапан; 25 — вентиль; 26 — дроссельное устройство; 27 — дифференциальный золотник

управления дифференциального золотника 27. Тело дифференциального золотника 27 перемещается, и масло поступает в цилиндры сервомоторов затвора.

Поршни сервомоторов затвора перемещаются вниз, затвор закрывается. В начале хода затвора на закрытие срабатывает конечный переключатель 21, отключающий сигнальную лампу «Затвор открыт». В конце хода затвора на закрытие срабатывает конечный переключатель 20, включается сигнальная лампа «Затвор закрыт». Конечный переключатель 20 включает также катушку защелки электромагнита золотника стопора 8. Игла золотника стопора 9 перемещается вниз, стопор 19 под действием пружины стопорит диск затвора. В начале хода стопора 19 срабатывает конечный переключатель 16, открывающий сигнальную лампу «Стопор открыт». В конце хода стопора срабатывает конечный переключатель 18, включается сигнальная лампа «Стопор закрыт». Конечный переключатель 18 включает также главную катушку электромагнита золотника воздушного уплотнения 6. Игла золотника воздушного уплотнения 7 перемещается вниз. Воздух входит в уплотнение 15. Диск затвора уплотняется.

7. Гидромеханическая схема управления шаровым затвором

Гидромеханическая схема управления шаровым затвором показана на рис. VI.10. Механизмы управления затвором предназначены для осуществления следующих операций:

1) дистанционного открытия и закрытия затвора с центрального пульта управления ГЭС и с местного поста (колонки) при нормальных условиях эксплуатации;

2) открытия и закрытия затвора вручную с местного поста в случае отсутствия питания электромагнитов золотников постоянным током;

3) автоматического аварийного закрытия затвора.

Управление затвором осуществляется механизмами, указанными на рис. VI.10. Механизмы управления питаются маслом под давлением 40 кг/см^2 от маслonaпорной установки.

Автоматическое закрытие затвора. Для закрытия затвора подается импульс с пульта управления. Включается реле «Закрытие затвора», его контактом включается главная катушка электромагнита 7 золотника гидроклапана уплотнения 6. Тело золотника 6 смещается, масло под давлением поступает в гидропривод 21. Гидроклапан 11 уплотнения открывается.

В начале хода срабатывает конечный переключатель 20, включается сигнальная лампа «Уплотнение открыто».

В конце хода гидроклапана уплотнения срабатывает конечный переключатель 18,

который включает реле времени. Kontakтами реле времени отключается сигнальная лампа «Уплотнение закрыто» и включается катушка защелки электромагнита 7 золотника управления 6. Давлением масла (через золотник блокировки и управления 19 и 6) перемещается и становится на защелку тело главного золотника сервомоторов 22. Масло под давлением поступает в сервомоторы 15 затвора на закрытие. Затвор закрывается.

В начале хода затвора на закрытие срабатывает конечный переключатель 16, включается сигнальная лампа «Затвор закрыт», промежуточное реле отключается.

В конце хода затвора на закрытие срабатывает конечный переключатель 17. Сигнальная лампа «Затвор закрыт» отключается. Промежуточное реле включается. Kontakтами промежуточного реле включается катушка защелки электромагнита 5 золотника гидроклапана уплотнения 4. Уплотнение закрывается. Затвор уплотняется.

В начале хода гидроклапана уплотнения на закрытие срабатывает конечный переключатель 18 и отключается реле времени. Включается сигнальная лампа «Уплотнение закрыто».

В конце хода гидроклапана уплотнения на закрытие срабатывает конечный переключатель 20. Сигнальная лампа «Уплотнение открыто» отключается.

Открытие затвора. Для открытия затвора подается импульс от ключа управления или от реле пуска турбины. Срабатывает реле «Открытие затвора», его контактами включается главная катушка электромагнита 2 золотника гидропривода байпаса 1. Байпас открывается. Вода заполняет водовод за затвором. Воздух из спиральной камеры выходит через клапан выпуска воздуха 10. После выравнивания давления до и после затвора срабатывает электроконтактный манометр 9.

В начале хода гидропривода байпаса срабатывает конечный переключатель 12, включается сигнальная лампа «Байпас открыт». В конце хода срабатывает конечный переключатель 13, сигнальная лампа «Байпас закрыт» отключается.

Kontakтами электромагнитного манометра 9 включается промежуточное реле, которое включает электромагнит 5 золотника 4. Масло от МНУ поступает в гидроклапан уплотнения 21, клапан уплотнения смещается на открытие. Полость между диском уплотнения и ротором затвора соединяется со сливом. Диск уплотнения прижимается к ротору, обеспечив свободный поворот ротора затвора.

В начале хода гидроклапана уплотнения на открытие срабатывает конечный переключатель 20. Включается сигнальная лампа «Уплотнение открыто». В конце хода срабатывает конечный переключатель 18, который включает реле времени. Через определенный

промежуток времени, необходимый для сброса давления в полости между диском уплотнения и ротором, контактами реле времени отключается сигнальная лампа «Уплотнение закрыто» и включается главная катушка электромагнита 7 золотника управления 6. Масло от МНУ через золотники блокировки 19 и управления 6 поступает в главный золотник сервомоторов 22. Тело золотника перемещается и ставится на защелку, и масло поступает в сервомоторы затвора 15. Затвор открывается.

В начале хода сервомотора затвора срабатывает конечный переключатель 17. Включается сигнальная лампа «Затвор открыт». Промежуточное реле отключается.

В конце хода срабатывает конечный переключатель 16, сигнальная лампа «Затвор закрыт» отключается, а промежуточное реле включается. Контактными катушками защелок электромагнитов золотников гидроприводов байпаса и уплотнения. Байпас и уплотнение закрываются.

Схемой управления предусматривается ручное управление затвором с местного поста (колонки) в случае отключения источника постоянного тока.

Ручное закрытие затвора. Для закрытия затвора вручную необходимо выполнить операции в следующей последовательности.

1. Установить рукоятку 3 золотника гидроклапана уплотнения 4 в положение «Открыто». Игла золотника перемещается вверх, электромагнит становится на защелку. Масло от МНУ поступает в полость гидроклапана. Клапан уплотнения открывается и обеспечивает слив из полости между диском уплотнения и ротором затвора.

2. Нажать кнопку электромагнита золотника управления 7. Игла золотника перемещается вниз, при этом рукоятка становится в положение «Закрыто». Давлением масла (через золотники блокировки и управления 19

и 6) перемещается тело главного золотника сервомоторов 22. Масло поступает в полости сервомоторов 15. Затвор закрывается.

3. После полного закрытия затвора нажать на кнопку электромагнита золотника гидроклапана уплотнения 5. Клапан уплотнения закрывается, затвор уплотняется.

Ручное открытие затвора. Для открытия затвора вручную необходимо выполнить операции в следующей последовательности.

1. Установить рукоятку золотника управления гидропривода байпаса 1 в положение «Открыто». Байпас открывается, и вода заполняет водовод за затвором. Контроль давления за затвором осуществляется по электроконтактному манометру 9.

2. После выравнивания давления до и после затвора установить рукоятку золотника гидроклапана уплотнения в положение «Открыто». Игла золотника перемещается вверх, электромагнит ставится на защелку. Масло от МНУ поступает в полость гидроклапана уплотнения. Клапан управления открывается и обеспечивает слив из полости между диском уплотнения и ротором затвора.

3. Установить рукоятку золотника управления 6 в положение «Открыто». Давлением масла (через золотник блокировки 19 и управления 6) перемещается тело главного золотника сервомоторов 22. Масло поступает в полости сервомоторов 15. Затвор закрывается.

4. После полного закрытия затвора нажать на кнопку электромагнитов золотников гидроклапана байпаса 2 и уплотнения 5. При этом рукоятки золотников ставятся в положение «Закрыто». Клапаны байпаса и уплотнения закрываются.

Скорость движения сервомоторов регулируется дроссельным устройством 14, давление в зоне уплотнения определяют по манометру 8.

РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ ГИДРОТУРБИНЫ

1. Расчет на прочность металлической спиральной камеры

Металлическая спиральная камера гидротурбины представляет собой тонкую оболочку, по своей форме близкую к тору с переменным радиусом кривизны меридионального сечения. Под действием внутреннего давле-

гать переломов и скачков в ее меридиональных сечениях и сохранять постоянной толщину стенок. Последнее условие при конструировании спиральных камер обычно не выдерживается из экономических соображений, поскольку при большой разнице в главных напряжениях в различных сечениях для уменьшения веса и стоимости конструкции выгодно менять толщину стенок. Несмотря на то что такое мероприятие приводит к местным повышениям напряжений, при рациональном выборе места стыка и относительно небольшом изменении толщины стенок напряжения в материале спиральной камеры могут быть получены не выше допустимых.

Напряжения в звеньях спиральной камеры складываются: 1) из мембранных напряжений растяжения; 2) напряжений в местах сопряжения звена со статором; 3) напряжений в местах стыка в меридиональном сечении листов различной толщины.

Напряжения от внутреннего давления p в точке A оболочки, характеризуемой радиусом r (мембранные напряжения растяжения), для круглых сечений спиральной камеры определяются по формулам А. Е. Жмудя (рис. VII.1):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{(r + r_0)}{2r} \sigma_0 \text{ кг/см}^2; \\ \sigma_2 &= \frac{1}{2} \sigma_0 \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.1})$$

Рис. VII.1. К расчету напряжений от равномерного внутреннего давления в торообразной оболочке: a — кругового меридионального сечения; b — эллиптического меридионального сечения

ния в такой оболочке возникают напряжения растяжения, называемые главными. В тех точках спиральной камеры, где резко меняется радиус кривизны или толщина листов, а также в местах соединения со статором могут возникать дополнительные напряжения растяжения и изгиба. Для уменьшения величины дополнительных напряжений при конструировании металлической спиральной камеры желательно по возможности избе-

где $\sigma_0 = \frac{pr_1}{\delta}$ — поперечное напряжение в кг/см^2 в тонкостенной цилиндрической трубе с толщиной стенок δ (в см) и радиусом, равным радиусу r_1 (в см) данного меридионального сечения; r_0 — расстояние от центра меридионального сечения до оси турбины в см .

Для меридиональных сечений у зуба спирали, имеющих эллиптическую форму,

мембранные напряжения могут быть подсчитаны по формулам (рис. VII.1, б):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{p(r+r_0)}{2rb\delta} \times \sqrt{a^4 + (r-r_0)^2(b^2-a^2)} \text{ кг/см}^2; \\ \sigma_2 &= \frac{p[a^4 + 2r(r-r_0)(b^2-a^2)]}{2b\delta \sqrt{a^4 + (r-r_0)^2(b^2-a^2)}} \text{ кг/см}^2, \end{aligned} \right\} \quad (VII.2)$$

где a и b — полуоси эллиптического меридионального сечения.

Напряжения изгиба в местах сопряжения круглого звена спиральной камеры со статором для стали с коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$ подсчитываются по формуле

$$\sigma_u = \pm \left(0,635 - 0,272 \frac{r_0}{r_c} \right) \sigma_0 \text{ кг/см}^2, \quad (VII.3)$$

где r_c — радиус сопряжения звена спиральной камеры со статором.

Для меридионального сечения, имеющего форму эллипса, напряжения изгиба равны

$$\begin{aligned} \sigma_u &= \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}} \times \\ &\times \left\{ \frac{[a^4 + 2r_c(r_c - r_0)(b^2 - a^2)]}{\sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)}} - \right. \\ &\left. - \frac{\mu(r_c + r_0)}{r_c} \sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right\} \times \\ &\times \frac{p}{b\delta} \text{ кг/см}^2, \quad (VII.4) \end{aligned}$$

причем величина, стоящая в фигурных скобках, может быть как положительной, так и отрицательной.

Расчетные напряжения для круглого меридионального сечения стальной спиральной камеры в месте заделки звена в статор ($r = r_c$) будут равны сумме мембранных меридиональных напряжений по формуле (VII.1) и положительных напряжений изгиба по формуле (VII.3):

$$\sigma_{расч} = \left(1,135 + 0,228 \frac{r_0}{r_c} \right) \frac{p\rho_1}{\delta} \text{ кг/см}^2. \quad (VII.5)$$

Поскольку для спиральных камер отношение $\frac{r_0}{r_c}$ достигает максимального значения (порядка 1,8) на первых звеньях у входного сечения, максимальная величина расчетных напряжений может достигать

$$\sigma_{расч \max} \approx 1,55 \frac{p\rho_1}{\delta} \text{ кг/см}^2. \quad (VII.6)$$

Относительное увеличение расчетного напряжения от заделки звена в статор вследствие изгиба, т. е. величина $\frac{\sigma_{расч} - \sigma_1(r_c)}{\sigma_1(r_c)}$, колеблется в пределах от 10 до 30%, возрастая с уменьшением отношения $\frac{r_0}{r_c}$.

Аналогичное формуле (VII.5) выражение для меридионального сечения, имеющего форму эллипса в случае стальной спиральной камеры примет вид

$$\begin{aligned} \sigma_{расч} &= \left\{ 0,908 \left[\frac{a^4 + 2r_c(r_c - r_0)(b^2 - a^2)}{\sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)}} - \right. \right. \\ &\left. - \frac{0,3(r_c + r_0)}{r_c} \sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right] - \\ &\left. + 0,5 \frac{r_c + r_0}{r_c} \sqrt{a^4 + (r_c - r_0)^2(b^2 - a^2)} \right\} \times \\ &\times \frac{p}{b\delta} \text{ кг/см}^2. \quad (VII.7) \end{aligned}$$

Формулы (VII.5) и (VII.7) для расчетных напряжений в сечениях спиральной камеры даны в предположении, что кольца статора, к которым присоединяется спиральная камера, являются абсолютно жесткими.

Напряжения, подсчитанные вышеописанным методом, близко совпадают с напряжениями, замеренными экспериментально. Учитывая длительный срок службы турбин и возможность истирания и ржавления спиральных камер, толщину листов принимают при конструировании на 2 мм больше расчетной.

Для спиральных камер обычно применяется материал, обладающий хорошей пластичностью. Это облегчает вальцовку и штамповку листов камер, а также их подгибку в процессе сборки и монтажа. Кроме того, при хорошей пластичности материала легче происходит выравнивание пиков напряжений при отступлении от расчетной формы звена.

Допускаемые напряжения для сварных спиральных камер из стали марки МСт. 3 с учетом динамического повышения давления принимаются равными 1300 кг/см².

Для определения толщины листов каждого звена применяются формулы, вытекающие из уравнений (VII.5) и (VII.7).

Расчет толщины стенок литых спиральных камер производится по тем же формулам. Допускаемые напряжения для литых спиральных камер принимаются на 10—20% меньше, чем для сварных, так как вследствие сложной формы отливок возможна неравномерность свойств металла.

Для уменьшения напряжений изгиба в месте сопряжения спиральной камеры со статором оболочка спиральной камеры усиливается вертикальными радиальными ребрами. Разработанная в ЦКТИ методика расчета таких спиральных камер изложена в работах В. С. Постоева и В. И. Михеева.

2. Расчет на прочность направляющей лопатки

Лопатку, цапфа которой предварительно выбирается по табл. IV.6 и IV.7, рассчитывают на прочность. Направляющая лопатка отечественных турбин, как правило, представляет собой трехопорную балку переменной жесткости (рис. VII.2, а). Наибольшие нагрузки действуют на лопатку при закрытом направляющем аппарате. К телу лопатки приложена распределенная нагрузка q (рис. VII.2, б) от давления воды; к консольному концу цапфы лопатки приложено находящееся в той же плоскости сосредоточенное усилие от рычага P , которое наряду с изгибающим моментом создает крутящий момент. Тело лопатки рассчитывается только на изгиб, поскольку напряжения кручения в нем невелики. Верхняя цапфа $B-C$ рассчитывается на изгиб и кручение.

Интенсивность нагрузки

$$q = \frac{P_2}{l_2} \text{ кг/см}, \quad (\text{VII.8})$$

где $l_2 = b_0$ — высота направляющего аппарата в см.

Гидравлическое усилие, действующее на лопатку, определяется по формуле

$$P_2 = \frac{\pi D_0 H' \gamma b_0}{z_0} \text{ кг}, \quad (\text{VII.9})$$

здесь D_0 и b_0 — диаметр и высота направляющего аппарата в м; $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес воды; z_0 — число направляющих лопаток; H' — напор, действующий на лопатку в м, причем

$$H' = (1 + \xi) H, \quad (\text{VII.10})$$

где ξ — относительное повышение напора в момент полного закрытия направляющего аппарата. Оно определяется обычно из расчета гарантий регулирования турбины; в среднем $\xi = 1,3 \div 1,5$; H — максимальный напор турбины в м. Усилие, приложенное к цапфе и расположенное в главной плоскости инерции тела лопатки (рис. VII.2, а),

$$P = P_p \cos \alpha, \quad (\text{VII.11})$$

где P_p — усилие от сервомотора, приложенное к рычагу, в кг; α — угол между осью рычага и главной осью инерции сечения тела лопатки (см. рис. IV.28 и IV.29). При расчете принимают

$$P = P_p \text{ кг}. \quad (\text{VII.12})$$

Величина P_p определяется по формуле

$$P_p = \frac{P_c D_y}{z_0 D_c} \cdot \frac{\sin \gamma}{\cos \beta} \text{ кг}, \quad (\text{VII.13})$$

здесь D_y — диаметр окружности, на которой расположены уши регулирующего кольца; D_c — диаметр окружности регулирующего кольца, по которой расположены пальцы серв; γ — угол между осью накладки и осью серьги направляющей лопатки; β —

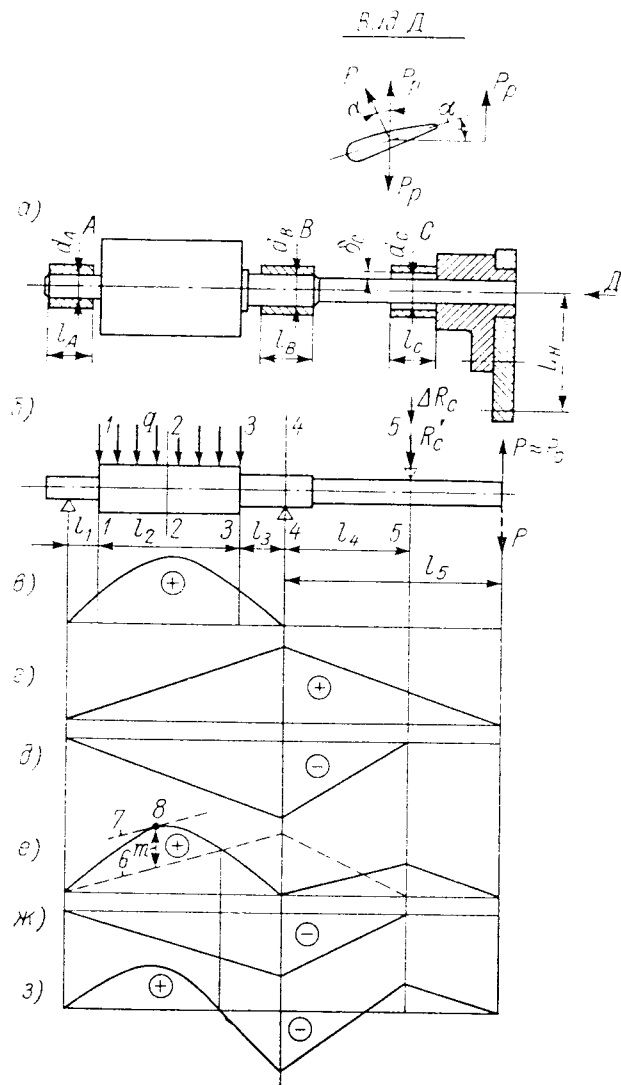


Рис. VII.2. К расчету направляющей лопатки

угол между осью серьги и касательной к окружности D_c в точке закрепления серьги; P_c — усилие двух сервомоторов, причем

$$P_c = \frac{\pi}{4} p_{\max} (2d_c^2 - d_{cm}^2) \text{ кг}, \quad (\text{VII.14})$$

где p_{\max} — максимальное давление в сервомоторе в кг/см^2 ; d_c и d_{cm} — диаметры поршня и стакана сервомотора в см.

Прежде всего определяются напряжения в сечении 5—5 лопатки (цапфа C , рис. VII.2, а и б), поскольку они зависят только от силы P . Приведенные напряжения в этом сечении

$$\sigma_{пр 5} = \frac{\sqrt{M_{изг 5}^2 + M_{кр}^2}}{W_5} \text{ кг/см}^2, \quad (\text{VII.15})$$

здесь $M_{изг 5}$ — изгибающий момент в сечении $\bar{5}-\bar{5}$ в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}$, причем $M_{изг 5} = P(l_5 - l_4)$; $M_{кр}$ — крутящий момент в сечении $\bar{5}-\bar{5}$ в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}$, причем $M_{кр} = PL_H$; W_5 — экваториальный момент сопротивления сечения $\bar{5}-\bar{5}$ в см^3 .

Напряжения в остальных сечениях лопатки рассчитываются излагаемым ниже графо-аналитическим методом. При этом между цапфой C и ее опорой предусматривается некоторый зазор, при котором максимальные напряжения в лопатке имеют наименьшее значение.

Трехопорная балка, как известно, является статически неопределимой. Значительно проще рассматривать лопатку как двухопорную балку с опорами A и B . Опора C заменяется соответствующими силами. Напряжения и деформации балки определяются отдельно от каждой нагрузки, для чего последовательно строим эпюры моментов.

На рис. VII.2, *в* показана эпюра изгибающих моментов от нагрузки q . На рис. VII.2, *г* показана эпюра моментов от силы P .

Приложим к цапфе C в сечении $\bar{5}-\bar{5}$ силу $R'_C = P \frac{l_5}{l_4}$. Эпюра моментов от этой силы показана на рис. VII.2, *д*. Сложив эпюры *в*, *г* и *д*, получаем эпюру *е*, из которой видно, что изгибающий момент в цапфе B (сечение $4-4$) равен нулю. Приложив в точке C дополнительную силу ΔR_C , нагружаем цапфу B , разгружая одновременно тело лопатки. Величину силы ΔR_C находят исходя из максимально допустимого изгибающего момента в сечении $4-4$ по следующей формуле:

$$\sigma_{пр 4} = \frac{\sqrt{M_{изг 4}^2 + M_{кр}^2}}{W_4} \kappa\Gamma/\text{см}^2, \quad (\text{VII.16})$$

где $\sigma_{пр 4}$ — допускаемое приведенное напряжение в сечении $4-4$ в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$; W_4 — экваториальный момент сопротивления сечения $4-4$ в см^3 ; $M_{изг 4}$ — искомый изгибающий момент в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}$.

Отсюда

$$\Delta R_C = \frac{M_{изг 4}}{l_4} \kappa\Gamma. \quad (\text{VII.17})$$

Эпюра моментов от этой силы показана на рис. VII.2, *ж*.

Сложив эпюры *ж* и *е*, получаем суммарную эпюру изгибающих моментов лопатки (рис. VII.2, *з*), а также значение максимального момента, изгибающего тело лопатки (сечение $2-2$). На эпюре *е* штриховой линией показано графическое определение этого момента. Штриховая линия *б* является зеркальным отображением эпюры *ж*. Прямая *7* параллельна прямой *б*. Точка касания *8* определяет максимальное значение m изгибающего момента тела лопатки. Изменяя в пределах максимально допустимого зна-

чения силу ΔR_C , по табл. IV.22 или IV.23 определяем оптимальную величину момента сопротивления тела лопатки. В необходимых случаях увеличивают диаметр цапфы B .

Напряжение изгиба в теле лопатки

$$\sigma_2 = \frac{M_{изг 2}}{W_2} \kappa\Gamma/\text{см}^2, \quad (\text{VII.18})$$

где $M_{изг 2}$ — максимальный изгибающий момент тела лопатки в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}$; W_2 — момент сопротивления тела лопатки в см^3 .

Наряду с напряжениями в указанных сечениях определяют напряжения изгиба в сечении $1-1$ и приведенные напряжения в сечении $3-3$.

Реакции R_A и R_B опор A и B определяются как геометрическая сумма реакций от нагрузок q ; P ; R'_C и ΔR_C . Реакция опоры C

$$R_C = R'_C + \Delta R_C \kappa\Gamma. \quad (\text{VII.19})$$

Удельное давление цапфы A

$$p = \frac{R_A}{d_A l_A} \kappa\Gamma/\text{см}^2, \quad (\text{VII.20})$$

где d_A и l_A — диаметр и длина опорной части цапфы в см ; R_A — в $\kappa\Gamma$.

Аналогично определяется удельное давление других цапф.

Допускаемое удельное давление цапф при втулках из бронзы ОЦСб-6-3 принимается $p = 250 \kappa\Gamma/\text{см}^2$.

Суммируя прогибы цапфы C (с учетом переменной жесткости лопатки) от нагрузок q , P , R'_C и ΔR_C , получаем тот радиальный зазор δ_C между втулкой и цапфой C , при котором имеют место рассчитанные выше напряжения в сечениях лопатки. Следует все же избегать значительного зазора (более 2 мм), так как это приводит к нежелательному перекоосу деталей механизма поворота лопаток. Если расчет приводит к отрицательному значению зазора δ_C , т. е. если цапфа C должна отклониться в сторону, обратную направлению силы P , то зазор следует принять равным нулю и соответственно скорректировать напряжения. Это объясняется тем, что зазор между цапфой и втулкой выполняется концентричным. Следовательно, наличие отрицательного зазора фактически означает и наличие положительного зазора. Под воздействием силы P цапфа выберет положительный зазор, напряжения в лопатке возрастут и превысят напряжения при зазоре равном нулю.

В некоторых случаях сила P может быть приложена к лопатке так, как показано пунктиром на рис. VII.2, *б*. Это нередко имеет место у турбин небольших размеров, когда регулирующее кольцо располагают вокруг направляющего аппарата, и в других случаях.

Лопатку следует также рассчитать при воздействии усилия, разрушающего срезной палец, т. е. при возрастании усилия P до величины $1,6P$. Расчет проводится аналогично изложенному, но при этом силу ΔR_C определяют исходя из уже заданного зазора, рассчитанного выше.

Допускаемые расчетные напряжения в лопатке для стали 20ГСЛ при закрытом направляющем аппарате равны $\sigma_{лр} = 1400 \text{ кг/см}^2$, при срезе пальца — $\sigma_{пр} = 2200 \text{ кг/см}^2$. Для стали других марок допускаемое напряжение пересчитывается пропорционально отношению пределов текучести.

3. Предварительное определение диаметра сервомотора направляющего аппарата

Для предварительного определения диаметра сервомотора унифицированного направляющего аппарата вертикальной поворотнлопастной или радиально-осевой гидротурбины при установке двух прямоосных

одноцилиндровых сервомоторов можно пользоваться формулой:

$$d_c = \lambda D_1 \sqrt{\frac{H_{\max} \frac{b_0}{D_1}}{p_{\text{ном}}}}, \quad (\text{VII.21})$$

где d_c — диаметр поршня сервомотора в м; D_1 — номинальный диаметр рабочего колеса в м; H_{\max} — максимальный напор брутто в м; $\frac{b_0}{D_1}$ — относительная высота направляющего аппарата; $p_{\text{ном}}$ — принятое номинальное давление масла в системе регулирования в кг/см^2 ; λ — численный коэффициент, значения которого приведены в табл. VII.1.

При двух сдвоенных сервомоторах найденное значение d_c надо разделить на $\sqrt{2}$.

Полученный диаметр сервомотора округляется до ближайшего большего нормального значения (гл. IV, табл. IV.32 и IV.33).

Ниже даются пояснения к выбору численных значений коэффициента λ , указанных в табл. VII.1.

Таблица VII.1. Значения коэффициента λ

Область применения турбины по напору	Тип нормализованного профиля лопатки	Относительный эксцентриситет профиля e_0	Угол охвата спиральной камеры φ_0 , град	λ
Радиально-осевые турбины				
Все диапазоны напоров	Асимметричный	0,05	345	0,155—0,170
	Симметричный	0,025		0,145—0,160
	Асимметричный			0,165—0,180
	Симметричный	0,155—0,170		
Поворотнлопастные турбины				
Низконапорная	Симметричный	0,05	180	0,135—0,150
Средненапорная			225—270	0,145—0,160
	Высоконапорная		Асимметричный	345
Низконапорная	Симметричный	0,025	180	0,145—0,160
Средненапорная			225—270	0,155—0,170
			Высоконапорная	Асимметричный

Тяговый момент, создаваемый сервомоторами на рычаге направляющей лопатки, должен преодолеть сумму двух моментов — гидравлического M_2 и трения в цапфах лопатки M_T .

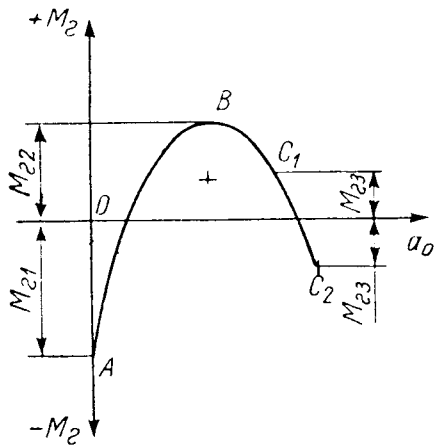


Рис. VII.3. Зависимость гидравлического момента лопатки от открытия направляющего аппарата (участок ABC_1 соответствует тихоходным турбинам с малым открытием, ABC_2 — быстроходным турбинам)

Общий характер изменения гидравлического момента, действующего на направляющую лопатку, в зависимости от открытия направляющего аппарата, т. е. $M_2 = f(a_0)$, показан на рис. VII.3. Знак плюс соответствует действию гидравлического момента

Величина гидравлического момента M_{21} , соответствующего положению полного закрытия, пропорциональна принятой величине относительного эксцентриситета n_0 профиля направляющей лопатки. В унифицированной силовой схеме регулирования принимается $n_0 = 0,04 \div 0,06$, в среднем 0,05. В последнее время в связи с требованием в некоторых случаях самооткрывания закрытого направляющего аппарата при снятии давления масла в сервомоторах принимается иногда $n_0 = 0,025 \div 0,03$. При этом момент трения M_{T1} превышает гидравлический момент M_{21} , препятствуя самооткрыванию направляющего аппарата. Кривая момента трения M_T для поворотнлопастной и радиально-осевой турбин показана на рис. VII.4. С уменьшением n_0 с 0,05 до 0,025 момент M_{21} в точке A уменьшается вдвое; однако при этом моменты M_{22} и M_{23} в связи с удалением точки приложения равнодействующей гидравлического усилия от оси поворота лопатки несколько увеличиваются. Поэтому в табл. VII.1 эксцентриситету $n_0 = 0,05$ соответствуют меньшие значения λ , а $n_0 = 0,025$ — большие.

В радиально-осевой турбине определяющим диаметр сервомотора является обычно момент M_{23} , имеющий наибольшее значение при $a_0 = 0,5a_{0\max}$ (точка B на рис. VII.4). Этот момент действует на закрытие. Применение симметричного профиля вместо асимметричного, если это не ухудшает энергетические показатели турбины, снижает пик

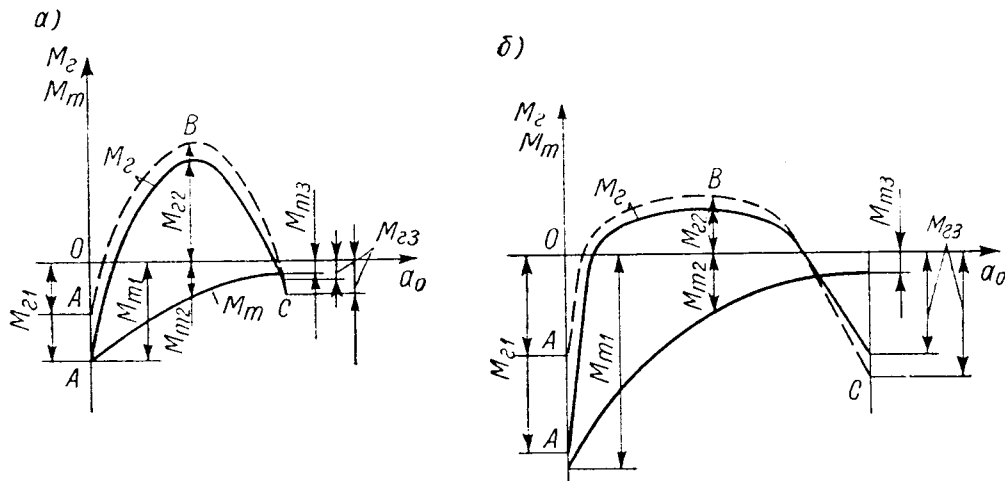


Рис. VII.4. Зависимость гидравлического момента лопатки и момента трения в цапфах от открытия направляющего аппарата: а — для радиально-осевой турбины; б — для поворотнлопастной турбины;
— — — при $n_0 = 0,05$; — — — — при $n_0 = 0,025$

на закрытие, знак минус — на открытие. Момент трения M_T не имеет определенного знака; он всегда противодействует тяговому моменту сервомотора, в какую бы сторону ни двигался поршень.

Кривая M_2 характеризуется величиной и знаком момента в трех точках: A , B и C . Обозначим момент в этих точках соответственно M_{21} , M_{22} и M_{23} .

момента в точке B . Поэтому коэффициент λ , приведенный в табл. VII.1, уменьшается.

В низко- и средненапорных поворотнлопастных турбинах определяющим является обычно момент M_{23} . Он соответствует максимальному открытию $a_{0\max}$ и действует на открытие (точка C на рис. VII.4).

При угле охвата спиральной камеры $\varphi_0 = -180^\circ$ момент M_{23} меньше, чем при $\varphi_0 =$

$\approx 225^\circ$, так как в открытой части величина момента меньше, чем в закрытой, и осредненное по всем лопаткам значение M_{23} с уменьшением угла φ_0 снижается. Поэтому значение λ для $\varphi_0 = 180^\circ$ меньше, чем для $\varphi_0 = 225 \div 270^\circ$.

Однако для высоконапорных поворотнорлопастных турбин, помещаемых в полноохватных спиральных камерах ($\varphi_0 = 345^\circ$), максимальное открытие $a_{0\max}$ и соответственно приведенный расход Q'_1 ограничиваются обычно кавитационными условиями, и значение момента M_{23} , действующего на открытие, невелико. При значительном ограничении $Q'_1(a_{0\max})$ кривая M_2 может не перейти через нуль, и M_{23} сохранит положительный знак (на рис. VII.3 точка C_1). Поэтому значение λ в табл. VII.1 для высоконапорных турбин меньше, чем для средненапорных.

Гидравлические моменты M_{22} и M_{23} зависят также от пропускной способности турбины Q'_1 , с увеличением которой абсолютные значения M_{22} и M_{23} растут:

$$M_2 = c_m Q^2 \frac{1}{D_1} = c_m D_1^3 (Q'_1)^2 H, \quad (\text{VII.22})$$

где c_m — приведенный гидравлический момент, характеризующий лопатку данного профиля при принятом эксцентриситете n_0 и при данном открытии направляющего аппарата; Q — расход турбины; D_1 — номинальный диаметр рабочего колеса; Q'_1 — пропускная способность турбины (приведенный расход); H — напор.

На рис. VII.5 показаны две кривые гидравлических моментов радиально-осевой турбины. Одна из них относится к рабочему колесу с умеренной пропускной способностью для данного диапазона напоров, другая — к модификации этого рабочего колеса, повышающей его пропускную способность Q'_1 , а вместе с тем величину определяющего момента M_{22} при $a_0 = 0,5a_{0\max}$. Из двух значений λ , приведенных в каждой строке табл. VII.1, меньшее принимается для рабочего колеса с умеренной пропускной способностью, большее — для его модификации с повышенным приведенным расходом Q'_1 .

В случае поворотнорлопастных турбин, где определяющим является обычно момент M_{23} , максимальный приведенный расход Q'_1 может приниматься для одного и того же рабочего колеса различным в зависимости от кавитационных и иных соображений. Для меньших (умеренных) значений Q'_1 принимается соответственно меньшее значение λ , для повышенных приведенных расходов — большее. Возможно принятие и промежуточных значений λ . Переход от наименьшего значения λ

к наибольшему соответствует приблизительно переходу к следующему диаметру нормального ряда сервомоторов, приведенного в гл. IV (табл. IV.32 и IV.33).

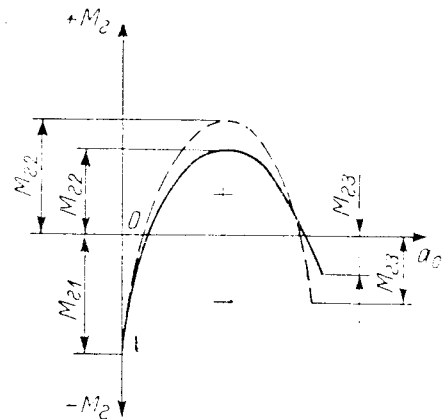


Рис. VII.5. Зависимость гидравлического момента направляющей лопатки радиально-осевых турбин от открытия для одного и того же напора:
— для турбины с умеренной пропускной способностью; - - - для турбины с повышенной пропускной способностью

Способ предварительного определения диаметра сервомотора, изложенный в настоящем разделе, предполагает нормальную схему привода направляющего аппарата. Такой привод способен трансформировать тяговое усилие (тяговый момент M_c сервомотора)

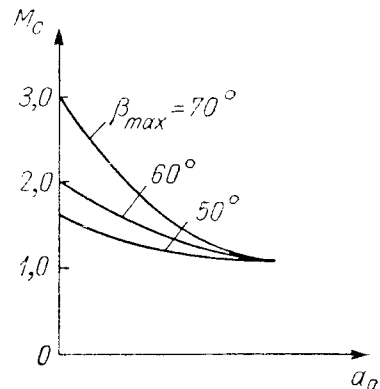


Рис. VII.6. Зависимость тягового момента сервомотора от открытия направляющего аппарата при различных β_{\max}

за счет изменения угла β наклона серьги при изменении открытия направляющего аппарата. При увеличении угла β тяговый момент M_c сервомотора на рычаге направляющей лопатки увеличивается. Наибольшую величину этот угол (β_{\max}) имеет в положении закрытия ($a_0 = 0$).

На рис. VII.6 показано, как влияет на трансформацию тягового момента сервомотора $M_c = f(a_0)$ значение угла β_{\max} при $a_0 = 0$.

Для установления оптимального значения β_{\max} следует для каждого конкретного

случая подобрать кривую M_c так, чтобы она наиболее рационально покрывала пики A , B и C кривой суммарного момента $M_{сум} = M_e + M_m$ (рис. VII.7).

рис. VII.4 для эксцентриситетов $n_0 = 0,05$ и $n_0 = 0,025$ применительно к радиально-осевой и поворотнлопастной турбинам. При ходе на открытие сервомоторы должны преодолеть сумму абсолютных значений $M_{e2} + M_{m2}$, при ходе на закрытие — сумму абсолютных значений $M_{e1} + M_{m1}$ и $M_{e3} + M_{m3}$. Для простоты рассмотрения сумму абсолютных значений моментов M_e и M_m для каждого открытия a_0 будем откладывать по одну сторону от оси абсцисс, не считаясь с направлением хода поршня сервомотора. Тогда получим для рассматриваемых значений $n_0 = 0,05$ и $n_0 = 0,025$ кривые суммарных ординат $M_{сум} = M_e + M_m$, изображенные на рис. VII.7.

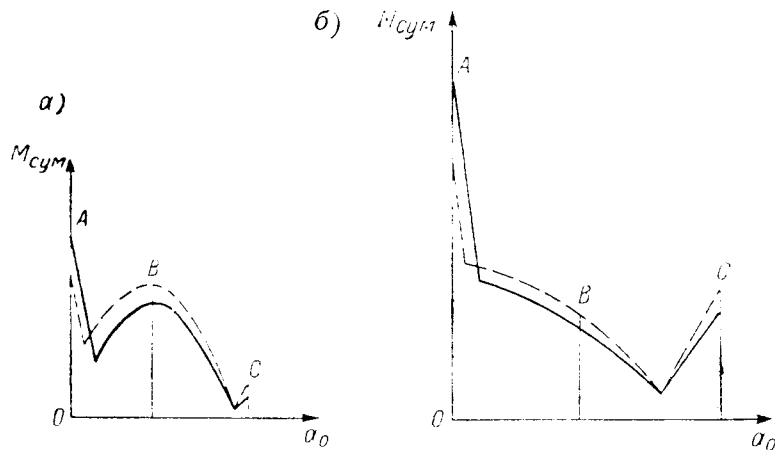


Рис. VII.7. Зависимость суммарного момента от открытия направляющего аппарата: a — для радиально-осевой турбины; b — для поворотнлопастной турбины;
 — — — при относительном эксцентриситете $n_0 = 0,05$;
 - - - - при относительном эксцентриситете $n_0 = 0,025$

Для построения суммарного момента $M_{сум} = f(a_0)$ воспользуемся кривыми $M_e = f(a_0)$ и $M_m = f(a_0)$, изображенными на

Для радиально-осевых турбин характерным по-прежнему является пик в точке B , он преодолевается при ходе сервомотора на открытие; для поворотнлопастных турбин — пик в точке C , он, как и пик в точке A , преодолевается при ходе сервомотора на закрытие (следует помнить, что моменты в точках

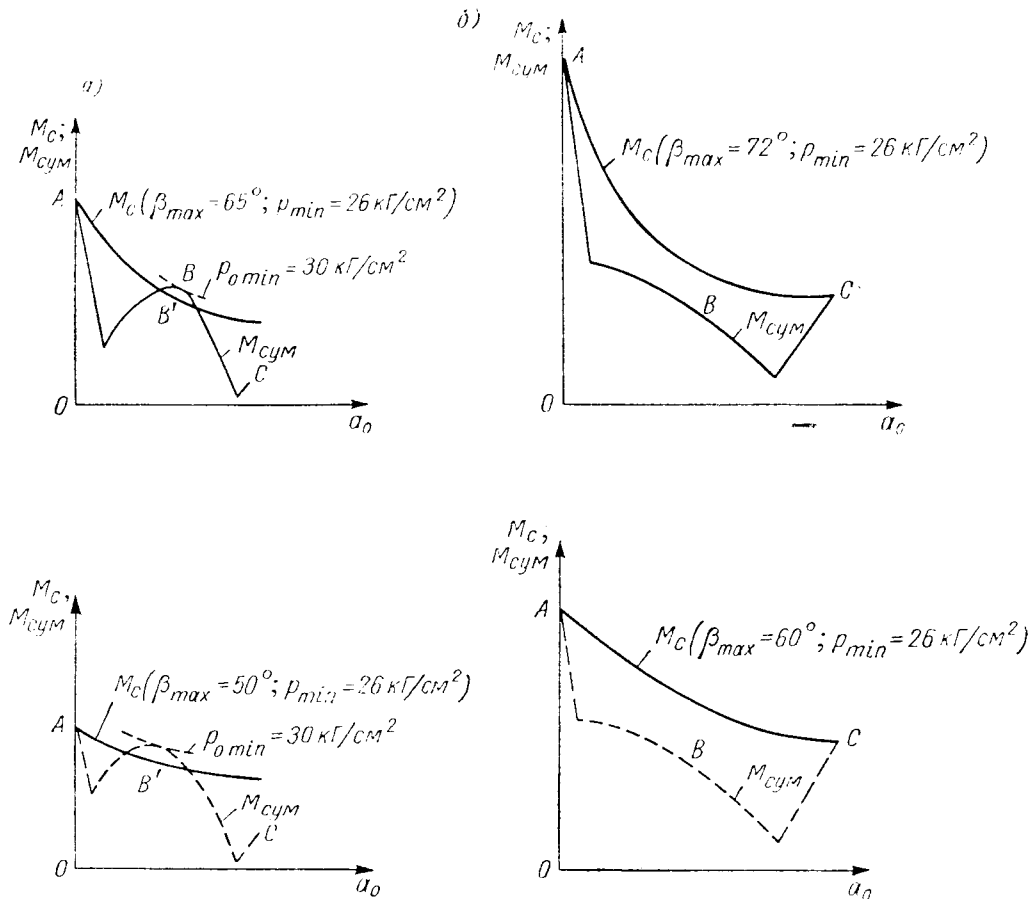


Рис. VII.8. Зависимость тягового и суммарного моментов от открытия направляющего аппарата: a — для радиально-осевой турбины; b — для поворотнлопастной турбины;
 — — — для относительного эксцентриситета $n_0 = 0,05$; - - - - для относительного эксцентриситета $n_0 = 0,025$

А и С показаны в области положительных ординат условно).

Рассмотрим получившиеся на рис. VII.7 четыре кривые $M_{сум} = f(a_0)$ отдельно и наложим на каждую из них одну из кривых $M_c = f(a_0)$ (рис. VII.6) так, чтобы она наиболее рационально покрывала пики А, В и С. Это наложение производится при минимальном давлении масла p_{min} в системе регулирования, причем при ходе поршня сервомотора на открытие (при преодолении пика В) минимальное давление $p_{0 min}$, поскольку процесс неаварийный, может превышать минимальное давление p_{min} при ходе на закрытие (при преодолении пиков А и С) примерно на 15%. Так, при $p_{ном} = 40 \text{ кг/см}^2$ и $p_{min} = 26 \text{ кг/см}^2$ $p_{0 min} \approx 30 \text{ кг/см}^2$.

Примерная картина совмещения кривых $M_c = f(a_0)$ и $M_{сум} = f(a_0)$ показана на рис. VII.8. Как видно, при эксцентриситете $n_0 = 0,05$ наиболее рационально применение кривых M_c с углами β_{max} в пределах $70-60^\circ$, при эксцентриситетах $n_0 = 0,025$ следует применять более пологие кривые с углами β_{max} порядка $60-50^\circ$.

Критерием правильности принятого значения угла наклона серьги β_{max} при $a_0 = 0$ служат обычно кривые требуемых давлений в сервомоторе в функции от a_0 , построенные для хода на закрытие и для хода на открытие.

4. Предварительное определение диаметра сервомотора рабочего колеса поворотлопастной гидротурбины

Разворот лопастей рабочих колес поворотлопастных турбин и фиксация заданного положения лопастей при работе турбины осуществляется механизмами поворота лопастей. Усилия, необходимые для удержания или разворота лопастей, обычно очень велики, и для их создания в большинстве случаев применяют масляные сервомоторы. Правильное определение требуемого усилия и размеров сервомотора необходимо для обеспечения успешной эксплуатации гидротурбины, а также для расчета на прочность деталей механизма поворота и корпуса рабочего колеса.

Осевая турбина. Наибольшее распространение в осевых поворотлопастных гидротурбинах получили кривошипно-шатунный и кулисный механизмы поворота лопастей.

Схема кривошипно-шатунного механизма показана на рис. VII.9. Механизм состоит из шарнирно соединенных между собой рычага 1 и серьги 2. Рычаг жестко соединяется с цапфой лопасти 3, а серьга шарнирно соединяется с крестовиной 4 рабочего колеса. Усилие от сервомотора к крестовине передается через шток. Обозначения углов, их направления отсчета, а также длины элементов кинематической схемы указаны на чертеже.

Требуемое усилие сервомотора кривошипно-шатунного механизма определяется по формуле

$$P_{ср} = z_1 \frac{(\pm M_A + M_{тр}) \cos \alpha}{\pm l_p \cos(\alpha - \varphi)} \nu \text{ кг}, \quad (\text{VII.23})$$

где z_1 — число лопастей рабочего колеса; M_A — момент гидравлических и центробежных сил лопасти относительно ее оси поворота при номинальной скорости вращения турбины в $\text{кг} \cdot \text{м}$; $M_{тр}$ — момент трения в опорах

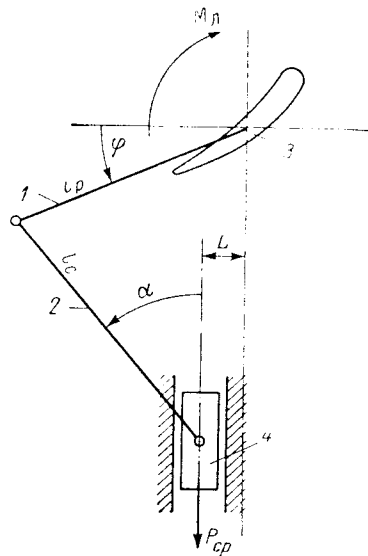


Рис. VII.9. Кривошипно-шатунный механизм поворота лопастей осевой поворотлопастной турбины

цапфы лопасти в $\text{кг} \cdot \text{м}$; ν — коэффициент потерь на трение в шарнирах механизма, шпонках крестовины, уплотнениях лопастей и т. д.

Здесь и дальше верхний знак соответствует ходу поршня на открытие, нижний — на закрытие лопастей. Положительное направление усилия сервомотора $P_{ср}$ — вниз, независимо от направления движения поршня.

Момент трения $M_{тр}$ определяется по формуле (без учета веса лопасти)

$$M_{тр} = A_1 P_z + A_2 P_y + A_3 C \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (\text{VII.24})$$

где P_z и P_y — осевая и окружная составляющие гидравлического усилия на лопасть в кг ; C — центробежная сила лопасти с цапфой и рычагом в кг ; A_1, A_2, A_3 — коэффициенты.

Схема нагружения лопасти и цапфы упрощенно показана на рис. VII.10; здесь R_{az}, R_{bz}, R_{ay} и R_{by} — вертикальные и горизонтальные составляющие реакций опор А и В цапфы; S_z и S_y — вертикальная и горизонтальная составляющие усилия на рычаге;

H — реакция буртика. Коэффициенты A_1 , A_2 и A_3 подсчитываются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= 0,96 \frac{f}{2} \left[\frac{l_2}{l} (d_a + d_b) + d_b \right] \text{ м}; \\ A_2 &= 0,42 A_1 \text{ м}; \\ A_3 &= \frac{f}{2} \left[d_c - 0,96 \frac{l_3}{l} (d_a + d_b) \right] \text{ м}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.25})$$

Величины l , l_2 и l_3 , а также d_a , d_b и d_c обозначены на рис. VII.10; f — коэффициент трения. В отечественной практике для расчетов механизмов поворота лопастей гидротурбины с парами трения «сталь по бронзе» принимается $f = 0,12$.

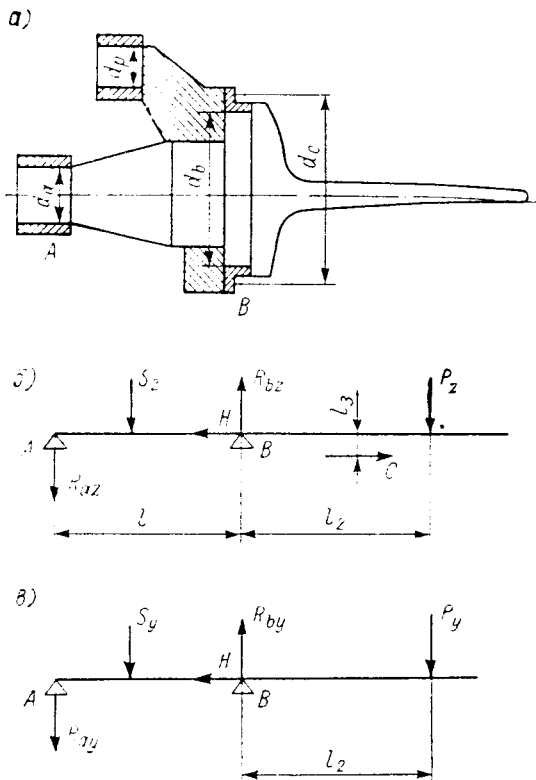


Рис. VII.10. Нагружение лопасти и цапфы осевой поворотнлопастной гидротурбины: а — цапфа с лопастью и рычагом; б — нагружение в вертикальной плоскости; в — нагружение в горизонтальной плоскости

Коэффициент потерь на трение в шарнирах механизма поворота при ходе на открытие и закрытие имеет сложную зависимость от соотношения углов и длин кинематической схемы механизма поворота. При предварительных расчетах в кривошипно-шатунном механизме может быть принято $\nu = 1,25$.

Ход поршня сервомотора, необходимый для разворота лопасти от угла φ_1 до угла φ_2 ,

определяется по формуле (рис. VII.9):

$$s = l_p (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) + l_c \times \left[\sqrt{1 - \left(\frac{l_p}{l_c} \cos \varphi_2 - \frac{L}{l_c} \right)^2} - \sqrt{1 - \left(\frac{l_p}{l_c} \cos \varphi_1 - \frac{L}{l_c} \right)^2} \right] \text{ мм.} \quad (\text{VII.26})$$

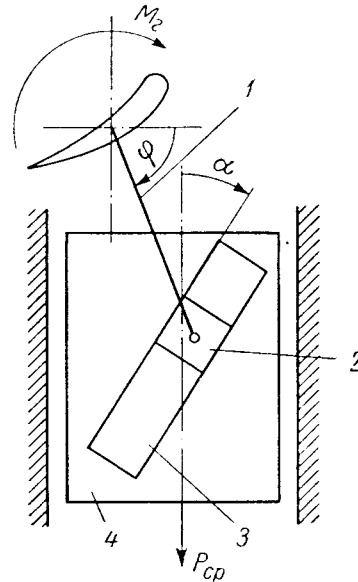


Рис. VII.11. Кулисный механизм поворота лопастей осевой поворотнлопастной гидротурбины

Кулисный механизм поворота лопастей осевой гидротурбины показан на рис. VII.11. Механизм состоит из жестко соединенного с цапфой лопасти рычага 1, на конце которого шарнирно установлен камень 2, перемещающийся вдоль паза 3 крестовины 4.

Требуемое усилие сервомотора кулисного механизма определяется по формуле

$$P_{cp} = z_1 \frac{(\pm M_l + M_{mp}) \sin \alpha}{\pm l_p \sin (\varphi - \alpha)} \nu \text{ кг.} \quad (\text{VII.27})$$

Величина M_{mp} определяется по уравнению (VII.24) и формулам (VII.25). Коэффициент потерь на трение в соединениях звеньев кулисного механизма при предварительных расчетах может быть принят $\nu = 1,5$.

Ход поршня сервомотора в кулисном механизме определяется по формуле

$$s = l_p \left(\sin \varphi_1 - \sin \varphi_2 + \frac{\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2}{\text{tg } \alpha} \right) \text{ мм.} \quad (\text{VII.28})$$

Диаметр сервомотора находится по формуле

$$d_c = \sqrt{\frac{P_{cp}}{0,785p} + d_{um}^2} \text{ см.} \quad (\text{VII.29})$$

где d_{um} — диаметр штока в см; p — рабочее давление масла в сервомоторе в кг/см^2 ; при расчетах поворотлопастных колес принимается $p = 0,8p_{ном}$, здесь $p_{ном}$ — номинальное давление в системе регулирования.

Величину P_{cp} определяют для разных режимов работы при движении механизма на открытие и закрытие. В формулу (VII.29) подставляется наибольшее значение P_{cp} при ходе на открытие и закрытие.

В ряде случаев размеры сервомотора рабочего колеса определяются конструктивно; при этом по принятым размерам сервомотора подсчитывается давление масла в полостях сервомотора и строится график зависимости требуемого давления масла от угла поворота лопастей при ходе на открытие и закрытие. Размеры сервомотора должны выбираться такими, чтобы на всех углах разворота лопастей требуемое давление масла в сервомоторе не превышало $0,8p_{ном}$.

При расчетах рабочих колес на прочность определение усилий в деталях механизма поворота и реакций в опорах цапф следует производить на наиболее тяжелых режимах работы турбины (например, выход турбины в разгон). В этих условиях давление в полостях сервомотора может достигать $p_{ном}$ или даже превосходить его. Последний случай может иметь место при разгоне турбины и одновременном заклинивании масла в полости сервомотора (золотник регулятора остановлен в среднем положении). Поскольку момент гидравлических и центробежных сил относительно оси поворота лопасти M_d при разгоне возрастает по сравнению с M_d при нормальной работе в несколько раз, передаваемое механизмом поворота суммарное усилие от рычагов на остановленный поршень сервомотора может в этом случае превысить $P_{cp \text{ max}}$.

Диагональная турбина. Так же, как и в осевых поворотлопастных гидротурбинах, механизм поворота лопастей диагональных гидротурбин может быть кулисного или кривошипно-шатунного типа. Однако в отличие от осевых машин механизм поворота в диагональных гидротурбинах является пространственным, а не плоским, что не дает возможности применить разработанную для осевых турбин методику расчета.

В рабочих колесах диагональных гидротурбин нашел применение кулисный механизм поворота лопастей с крыльчатим сервомотором. Конструкция такого рабочего колеса с углом наклона лопастей 45° показана на рис. VII.12. Аналогичная конструкция рабочего колеса принята на ряде диагональных гидротурбин и обратимых гидромашин зарубежных ГЭС и ГАЭС («Сэр Адам Бек», «Вальдеканас», «Кулигран», «Амагас» и др.).

Расчетная схема механизма с действующими на лопасть нагрузками показана на рис. VII.13. Обозначения здесь те же, что и на рис. VII.10. Механизм состоит из жестко соединенного с цапфой лопасти рычага 1, на конце которого шарнирно установлен камень 2, перемещающийся вдоль вертикальных пазов поворотной крестовины 3. Поворот крестовины 3 осуществляется крыльчатым сервомотором через шток 4. Величины углов, их направления отсчета, а также длины элементов кинематической схемы обозначены на рис. VII.13.

Требуемый момент крыльчатого сервомотора диагонального рабочего колеса определяется по формуле

$$M_{cp} = z_1 \times \frac{r_{кр} (\pm M_d + M_{mp})}{\pm l_p (\cos \alpha \sin \varphi - \sin |\alpha| \cos \varphi \cos \theta)} \nu \text{ кг} \cdot \text{м.} \quad (\text{VII.30})$$

где $r_{кр}$ — радиус расположения пазов в крестовине в м; l_p — длина рычага в м; θ — угол наклона оси поворота лопасти к оси турбины.

Положительное направление момента сервомотора принято по часовой стрелке независимо от направления движения.

При предварительных расчетах момент трения в опорах цапфы лопасти можно определить по формуле

$$M_{mp} = A_1 P_z + A_2 P_y + A_3 H + A_4 C_z \text{ кг} \cdot \text{м.} \quad (\text{VII.31})$$

где P_z и P_y — осевое и окружное гидравлические усилия на лопасть в кг ; $H = C_x + 0,785p d_c^2$ — реакция буртика, направленная вдоль оси лопасти, в кг ; p — давление масла в полости рабочего колеса в кг/см^2 ; C_x и C_z — составляющие центробежной силы C лопасти в кг .

Коэффициенты A_1 , A_2 и A_3 подсчитываются по формулам (VII.25), коэффициент A_4 определяется из уравнения

$$A_4 = -0,96 \frac{f}{2} \left[\frac{l_3}{l} (d_a + d_b) + d_b \right] \text{ см.} \quad (\text{VII.32})$$

Коэффициент потерь на трение в механизме ν при предварительных расчетах может быть принят равным $\nu = 1,25$.

Угол разворота крыльчатого сервомотора (крестовины) α связан с углом поворота рычага φ соотношением

$$\alpha = \frac{l_p}{r_{кр}} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right), \quad (\text{VII.33})$$

где l_p — длина рычага в см; $r_{кр}$ — радиус расположения осей пазов в крестовине в см.

Из формулы (VII.30) видно, что уменьшения величины требуемого момента сервомотора можно достичь, увеличивая соотношение $\frac{l_p}{r_{кр}}$. Однако на практике увеличение $\frac{l_p}{r_{кр}}$ ограничивается конструктивными соображениями и обычно принимается близким к 1,5.

работки по созданию механизма поворота лопастей диагональной гидротурбины с применением поршневого сервомотора. Разработанная в ЦКТИ конструкция такого колеса показана на рис. VII.14.

Расчетная схема кривошипно-шатунного механизма поворота лопастей диагонального

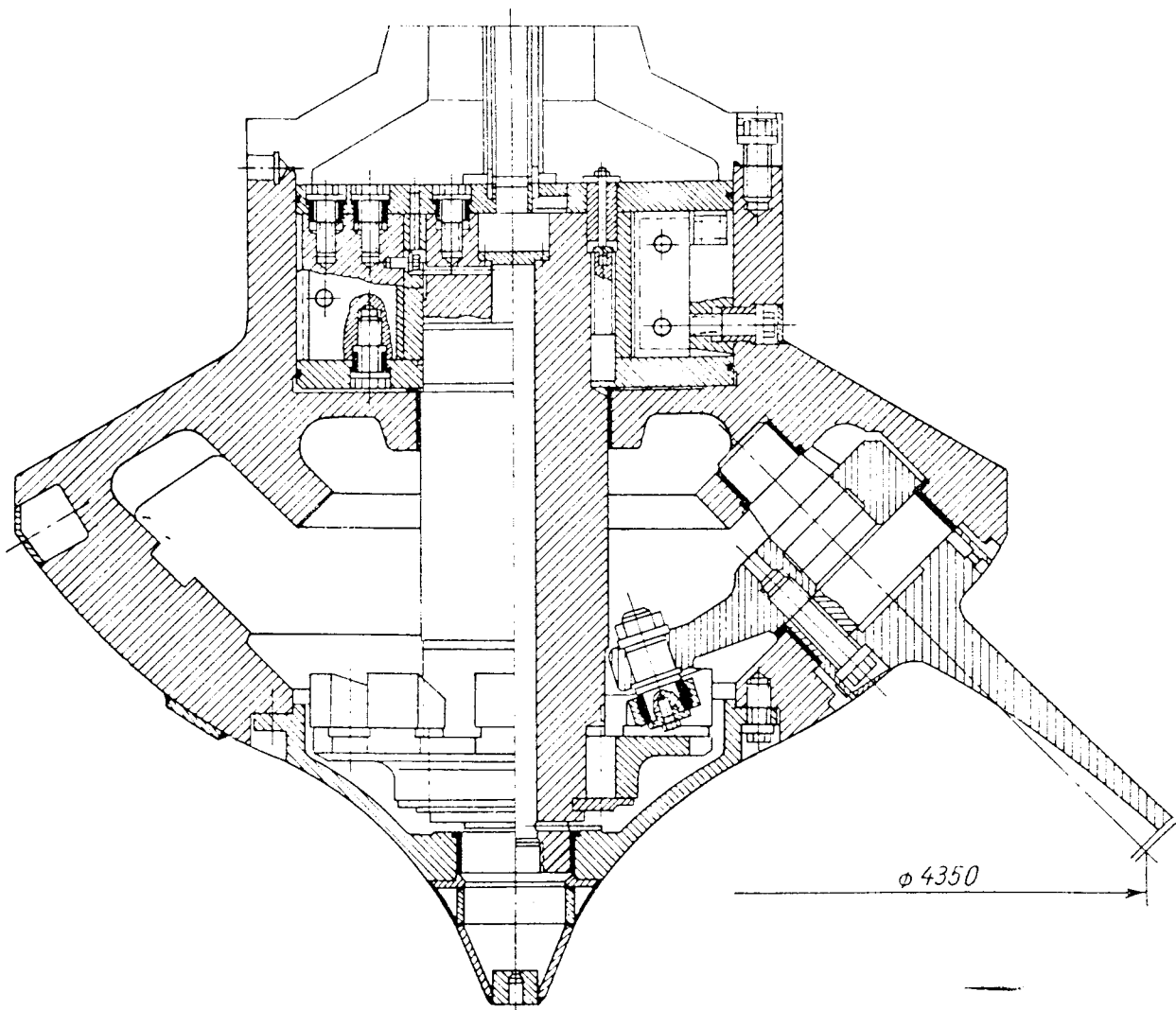


Рис. VII.12. Диагональное рабочее колесо с кулисным механизмом поворота лопастей и крыльчатом сервомотором

Зная требуемое усилие сервомотора и угол разворота крестовины, можно определить параметры крыльчатого сервомотора.

Момент, развиваемый крыльчатым сервомотором, определяется по уравнению

$$M_{ср} = \frac{p}{8} (d_n^2 - d_{вн}^2) h z \text{ кг} \cdot \text{м}. \quad (\text{VII.34})$$

где p — давление масла в $\text{кг}/\text{м}^2$; d_n — наружный диаметр крыльев сервомотора в м ; $d_{вн}$ — внутренний диаметр крыльев сервомотора в м ; h — высота крыльев сервомотора в м ; z — число подвижных крыльев сервомотора.

Недостатком механизма с крыльчатым сервомотором является необходимость создания надежных уплотнений прямолинейных кромок крыльев. В связи с этим ведутся про-

работки по созданию механизма поворота лопастей диагональной гидротурбины с применением поршневого сервомотора. Разработанная в ЦКТИ конструкция такого колеса показана на рис. VII.15. Кинематическая схема механизма аналогична рассмотренной выше схеме для осевых турбин, за исключением того, что серьга и рычаг находятся в разных плоскостях и соединение рычага с серьгой и серьги с крестовиной осуществляется с помощью шаровых шарниров. Величины углов, их направления отсчета, а также длины элементов кинематической схемы обозначены на чертеже.

Требуемое усилие поршневого сервомотора диагонального рабочего колеса определяется по формуле

$$P_{ср} = z_1 \frac{\pm M_l + M_{mp}}{\pm l_p} \cdot \frac{\cos \alpha \sin (\theta - \beta)}{\cos \beta \cos (\alpha - \varphi)} \nu \text{ кг}. \quad (\text{VII.35})$$

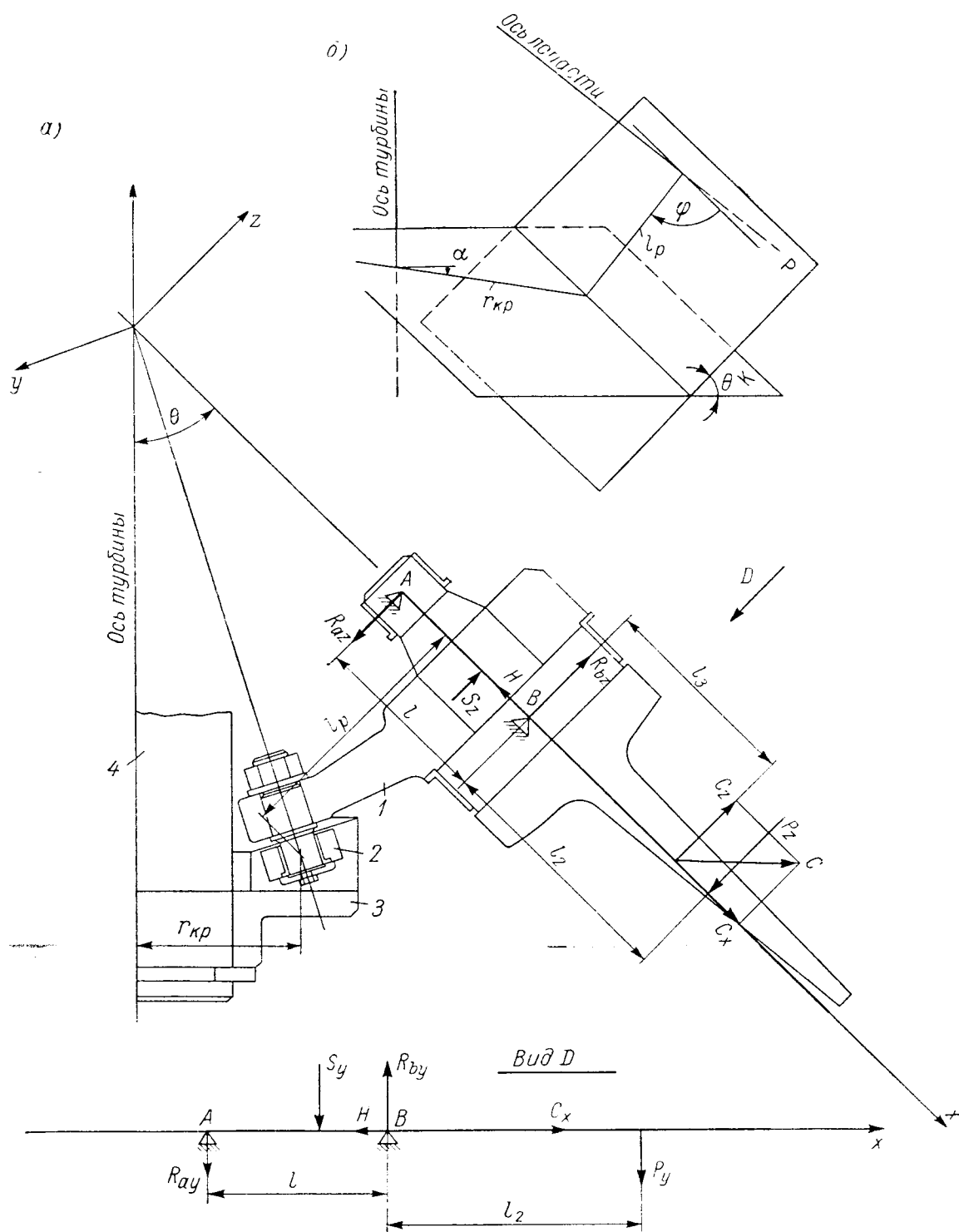


Рис.VII.13. Кулисный механизм поворота лопастей диагональной поворотнлопастной гидротурбины: а — вертикальный разрез по оси лопасти; б — взаимное расположение плоскостей движения рычага (P) и крестовины (K)

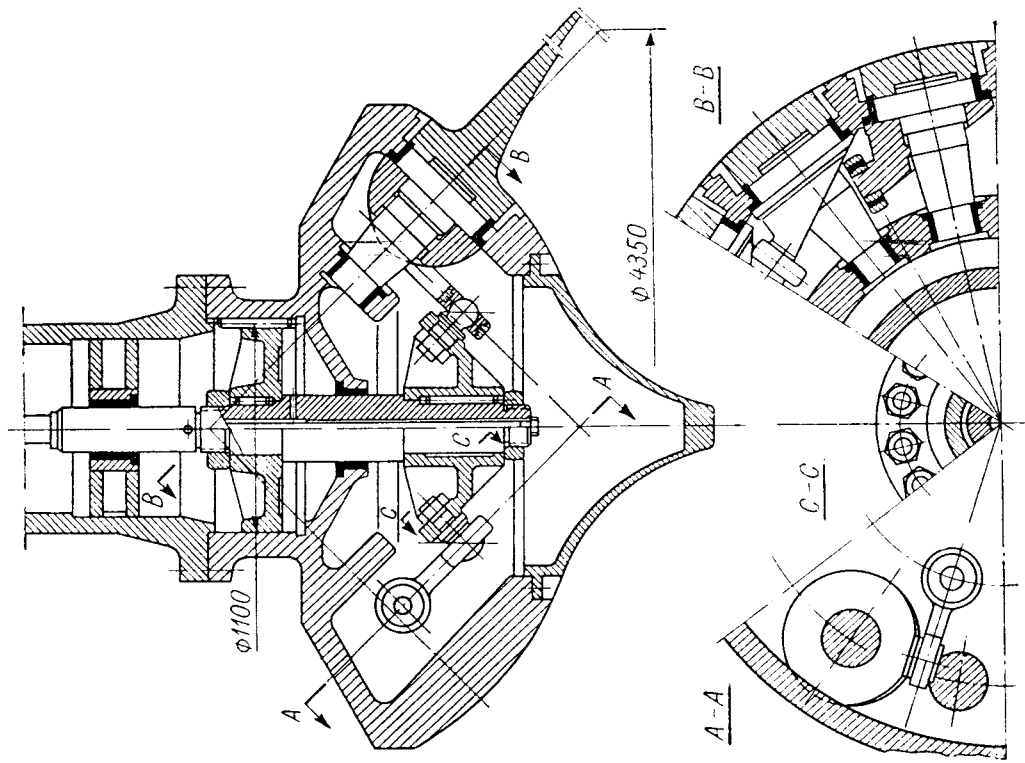


Рис. VII.14. Диагональное рабочее колесо с кривошипно-шатунным механизмом поворота лопастей и поршневым сервомотором

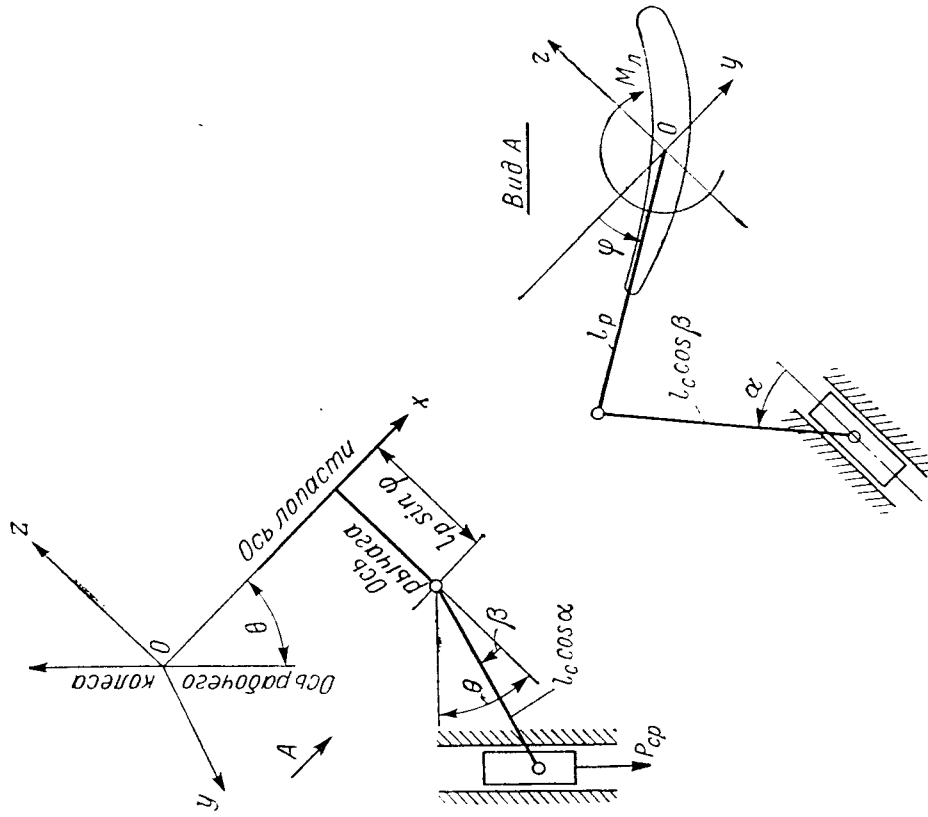


Рис. VII.15. Кривошипно-шатунный механизм поворота лопастей диагональной поворотилолопастной гидротурбины

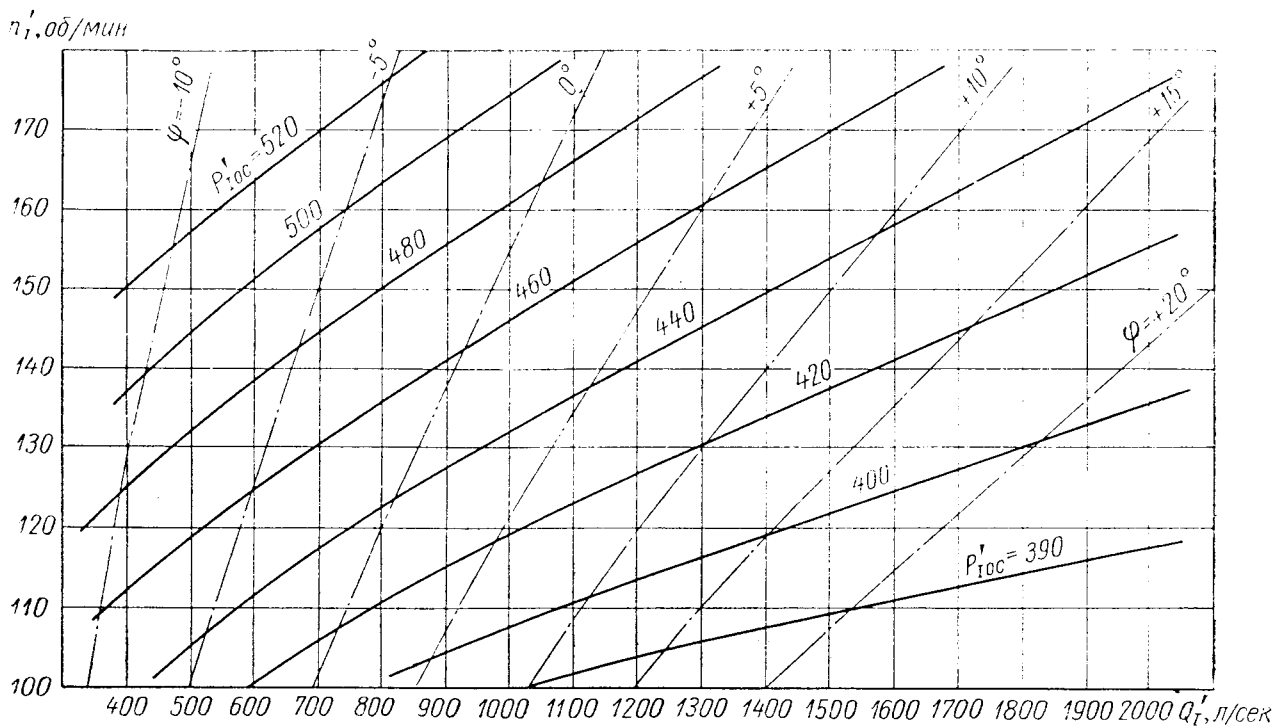


Рис. VII.16. Приведенное осевое гидравлическое усилие P'_{Ioc} , действующее на все лопасти рабочего колеса ПЛ1587

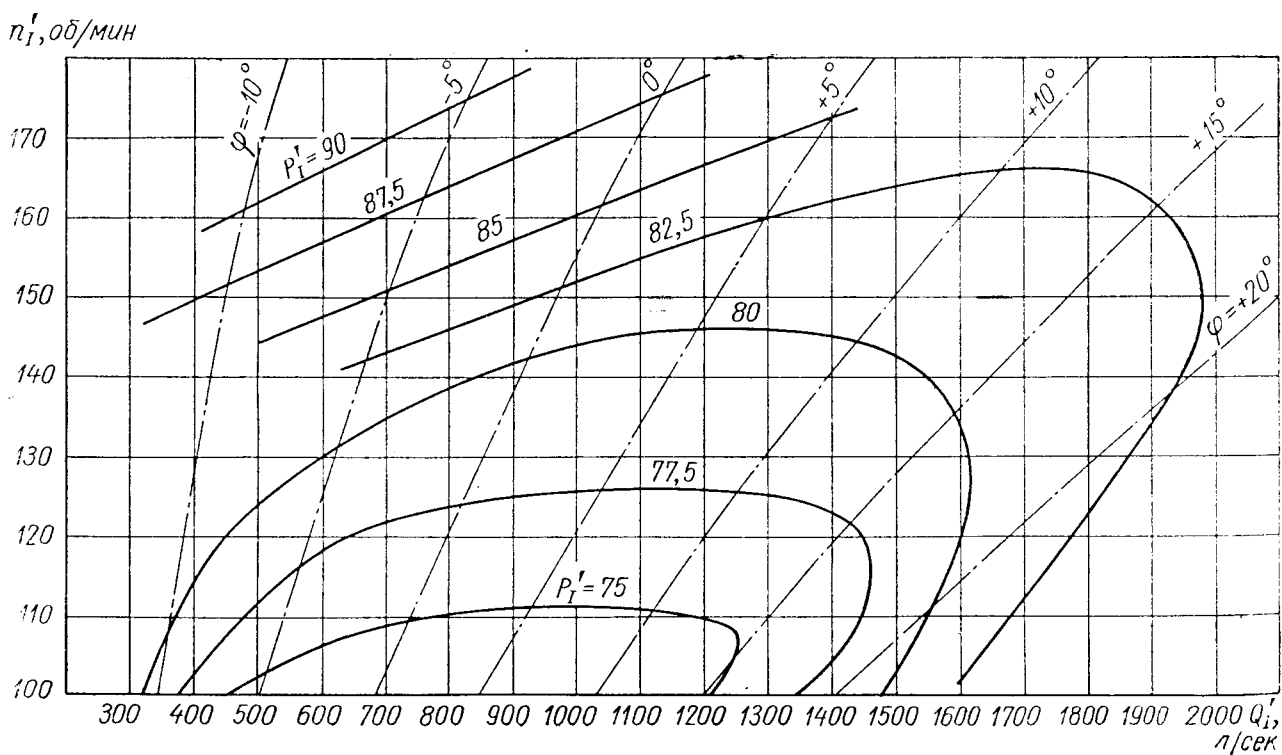


Рис. VII.17. Приведенное полное гидравлическое усилие P'_T , действующее на одну лопасть рабочего колеса ПЛ1587

Верхний знак соответствует ходу поршня на открытие. Момент трения в опорах цапф лопасти M_{mp} определяется по формулам (VII.31) и (VII.32). Коэффициент потерь на трение в шарнирах механизма поворота γ может быть предварительно принят равным: $\gamma = 1,25$.

Ход поршня сервомотора, необходимый для разворота лопастей от угла φ_1 до угла φ_2 , может быть определен по формуле

$$s = l_p \sin \theta (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) + l_c [\cos \alpha_2 \sin (\theta - \beta_2) - \cos \alpha_1 \sin (\theta - \beta_1)] \text{ мм, (VII.36)}$$

где l_c — длина серьги в мм; $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$ и β_2 — значения углов кинематической схемы в крайних положениях, определяемые из графического построения.

денное полное гидравлическое усилие, действующее на одну лопасть рабочего колеса, и сумма осевых составляющих полных усилий, действующих на все лопасти, т. е. приведенное осевое усилие на колесе.

Гидравлические усилия, действующие в на турной турбине, определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} P_{oc} &= P'_{1oc} D_1^2 H \text{ кг}; \\ P &= P'_1 D_1^2 H \text{ кг}, \end{aligned} \right\} \text{ (VII.37)}$$

где P_{oc} — осевое усилие турбины; P — полное гидравлическое усилие на одну лопасть турбины; P'_{1oc} и P'_1 — соответственно приведенные осевое усилие на колесо и полное гидравлическое усилие на одну лопасть в кг/м^3 ; D_1 и H — диаметр турбины и напор в м.

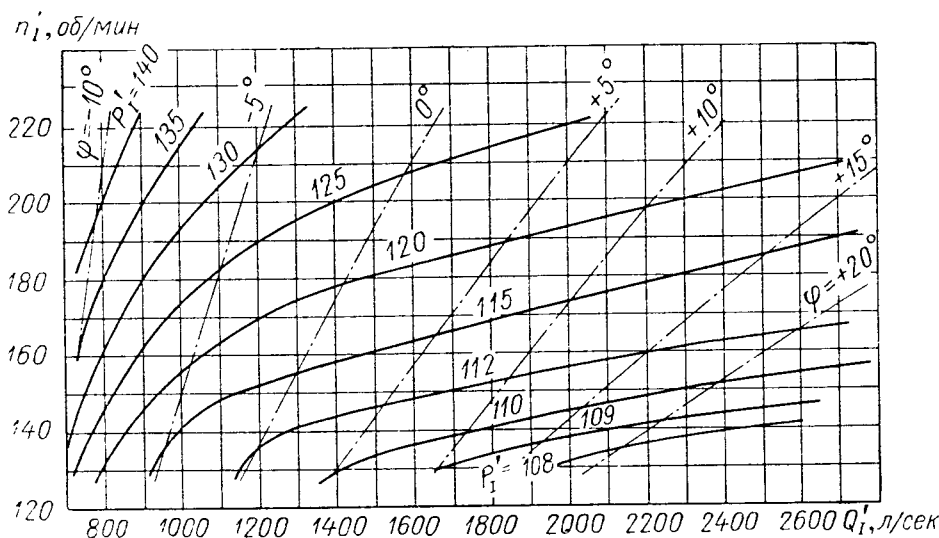


Рис. VII.18. Приведенное полное гидравлическое усилие P'_1 , действующее на одну лопасть рабочего колеса ПЛ592

Определение требуемого усилия сервомотора и расчет прочности диагональных рабочих колес следует производить при трех режимах: трогания турбины с места, нормальной работе и разгоне, что объясняется значительно большим, чем у осевых турбин, влиянием центробежных сил на лопасти колес.

Гидравлические усилия на лопасть осевой и диагональной поворотнолопастной турбины находятся по результатам модельных испытаний. Осевое усилие на модели определяется по деформации тарированных балочек, на которых укрепляется подпятник ротора. Деформации балочек замеряются с помощью проволочных датчиков. Результаты модельных испытаний выражают в безразмерных приведенных величинах, приводя замеренное осевое усилие к осевому усилию турбины данной серии с диаметром рабочего колеса 1 м, работающей при напоре 1 м.

Обычно при испытаниях определяются два значения приведенного усилия: приве-

Графики приведенных усилий для некоторых поворотнолопастных колес показаны на рис. VII.16—VII.20.

Величину окружной составляющей полного гидравлического усилия на лопасть определяют по формуле

$$P_y = \frac{30\eta}{\pi z_1 r} \cdot \frac{Q'_1}{n'_1} D_1^3 H \gamma, \text{ (VII.38)}$$

где η — к. п. д. турбины; z_1 — число лопастей рабочего колеса; r — радиус приложения окружной силы в м; для предварительных расчетов можно принять $r = 0,5 \sqrt{0,5(D_1^2 + d_{sm}^2)}$; Q'_1 и n'_1 — приведенный расход в $\text{м}^3/\text{сек}$ и приведенная скорость вращения в об/мин для данного режима работы турбины.

Момент гидравлических и центробежных сил относительно оси поворота лопасти M_d зависит от типа турбины, ее режима работы

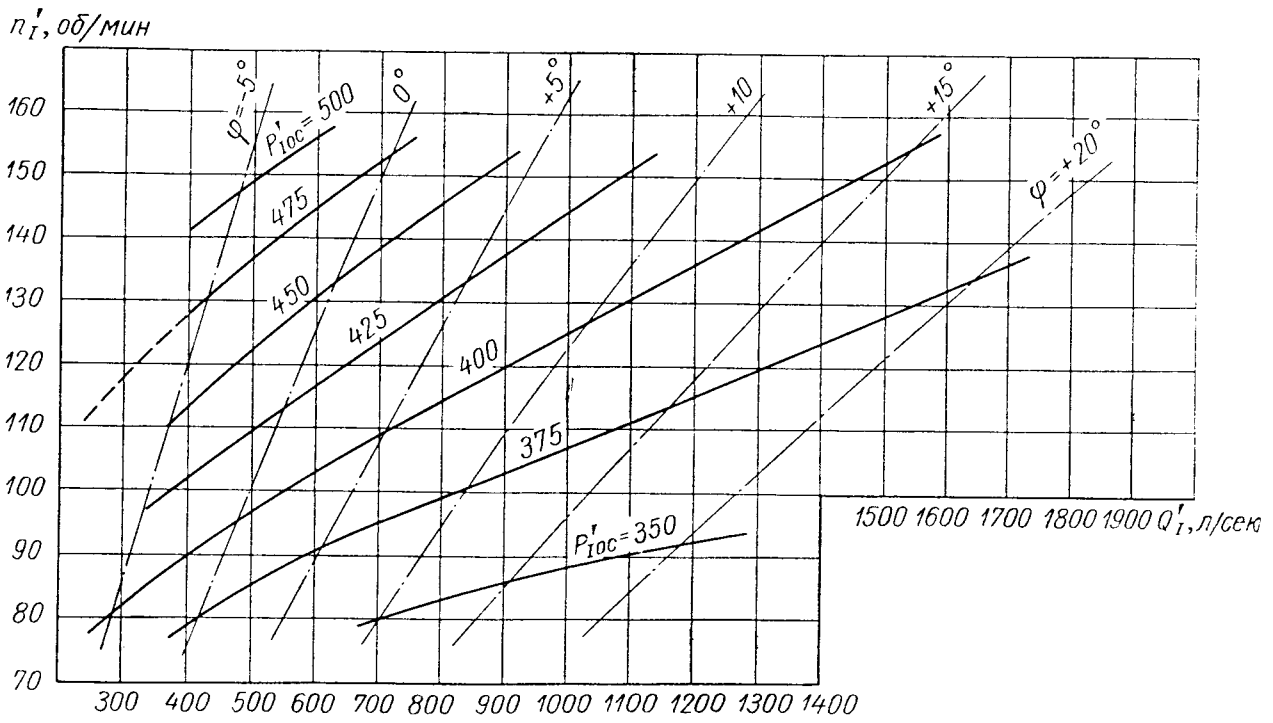


Рис. VII.19. Приведенное осевое гидравлическое усилие P'_{Ioc} , действующее на все лопасти рабочего колеса ПЛ642

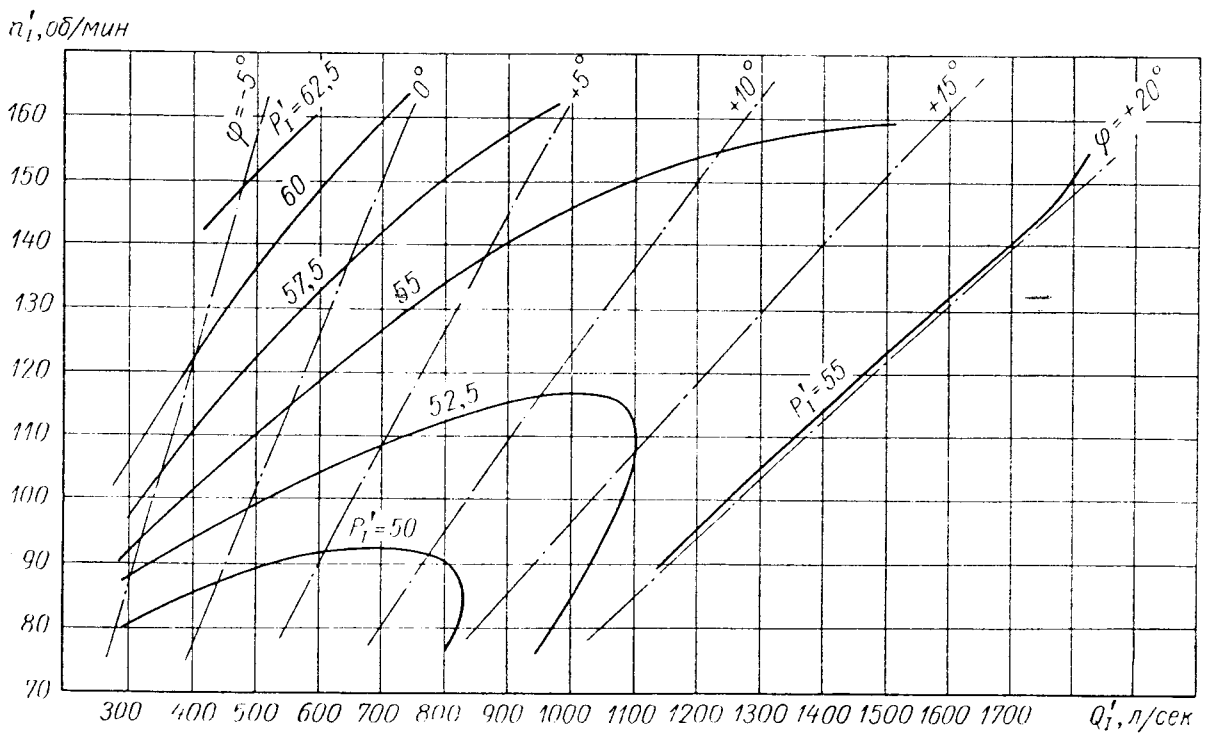


Рис. VII.20. Приведенное полное гидравлическое усилие P'_I , действующее на одну лопасть рабочего колеса ПЛ642

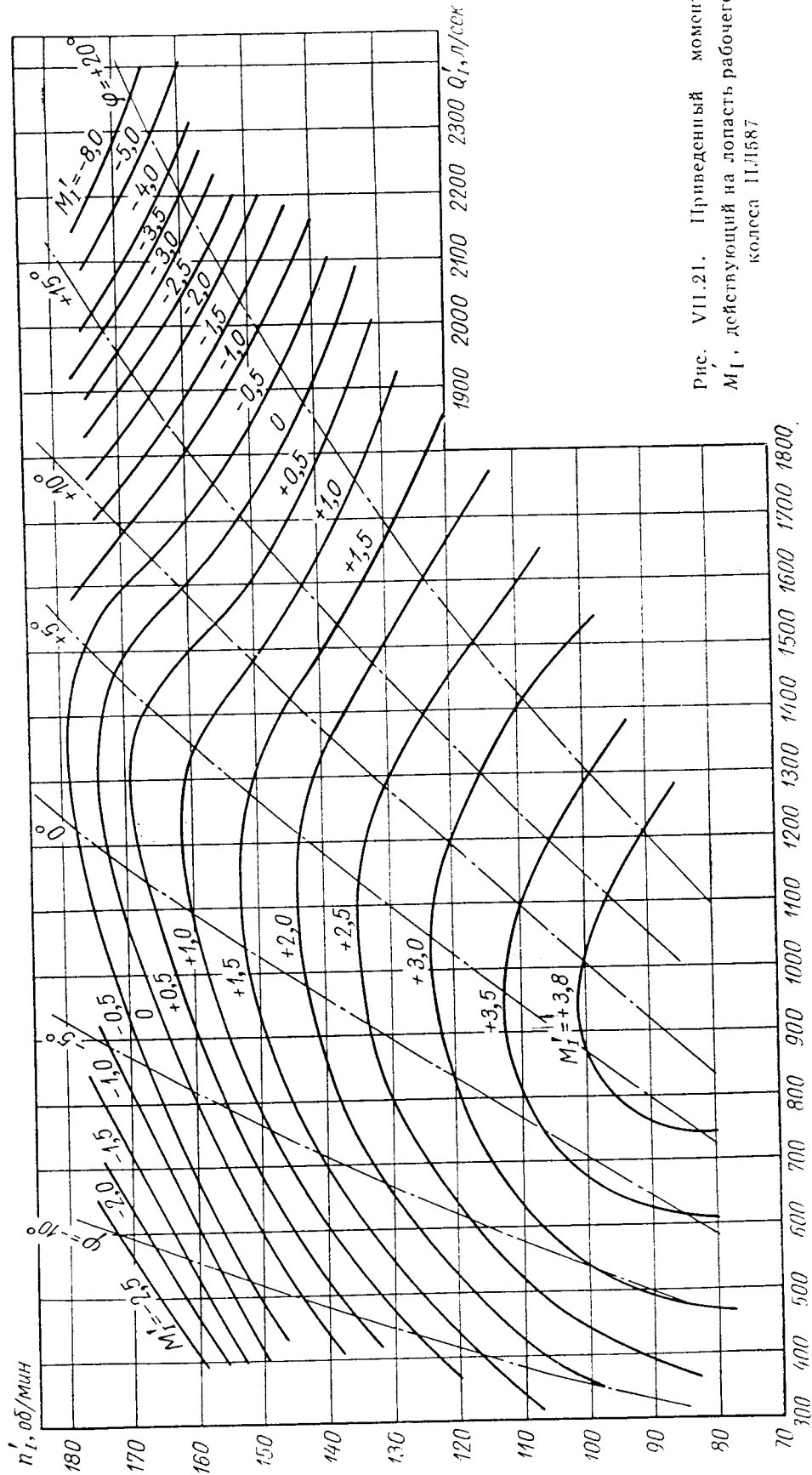


Рис. VII.21. Приведенный момент M_I' действующий на лопасть рабочего колеса ПЛБ87

и характера распределения масс в пере лопасти. Величина M_d может быть определена для каждого режима работы турбины пере-

по величине деформаций скручивания цапфы. Для повышения точности эксперимента цапфа модели изготавливается из материала, обес-

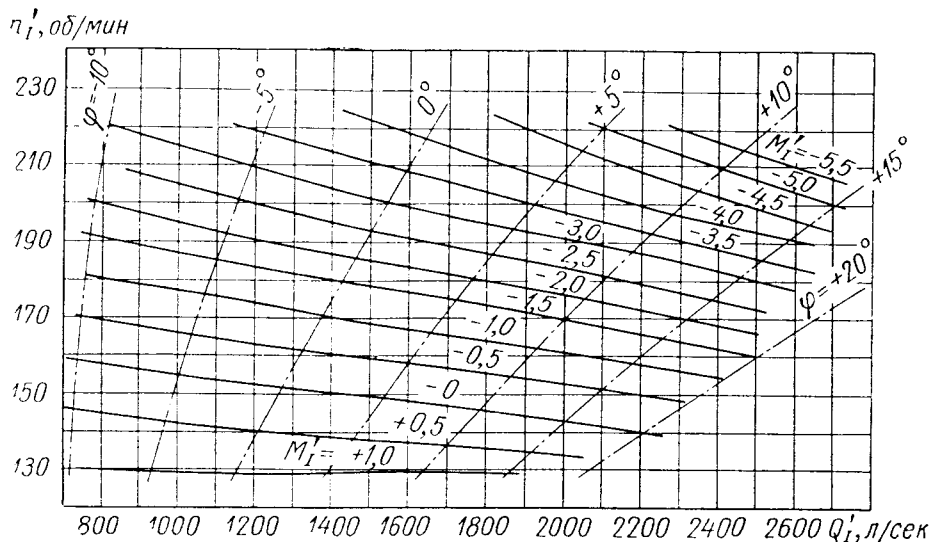


Рис. VII.22. Приведенный момент M'_1 , действующий на лопасть рабочего колеса ПЛ592

счетом с величины приведенного момента M'_1 по формуле

$$M_d = M'_1 D_1^3 H \text{ кг}\cdot\text{м}, \quad (\text{VII.39})$$

где D_1 — диаметр турбины в м; H — напор в м; M'_1 — приведенный момент.

печивающего отсутствие остаточных деформаций.

Значения M'_1 для лопастей некоторых поворотнолопастных турбин показаны на рис. VII.21—VII.23.

Момент M_d представляет собой сумму моментов относительно оси поворота лопасти гидравлических и центробежных сил. В связи

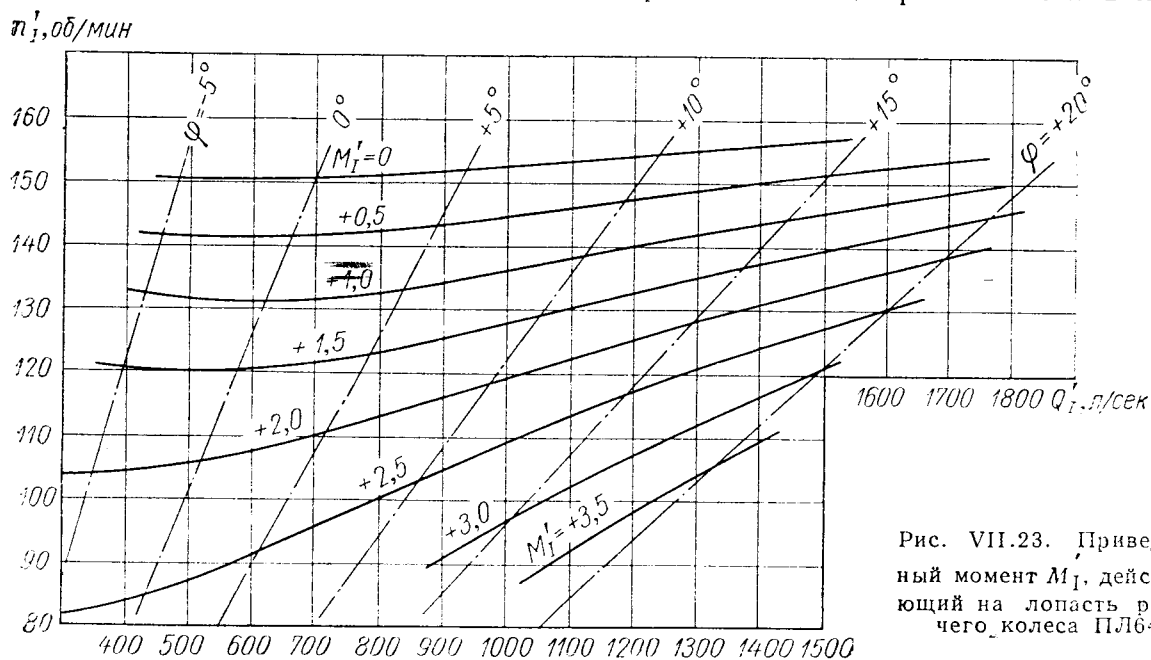


Рис. VII.23. Приведенный момент M'_1 , действующий на лопасть рабочего колеса ПЛ642

Приведенный момент представляет собой момент относительно оси поворота лопасти турбины данной серии с диаметром рабочего колеса 1 м при напоре 1 м.

Значения M'_1 находятся экспериментально на моделях турбин с помощью тензодатчиков

с этим полученное в результате модельных испытаний значение M'_1 может пересчитываться на натурную турбину только в том случае, если при модельных испытаниях были обеспечены условия подобия не только по гидравлическим силам в потоке, но и по

центробежным силам пера лопасти, что особенно важно при расчетах рабочих колес диагональных турбин. Подобие по центробежным силам обеспечивается помимо геометрического подобия пера модельной и натурной лопастей одинаковым распределением их масс по перу и равенством средних плотностей материалов лопастей. В случае невыполнения условий подобия по центробежным силам величина M'_I должна представляться как сумма двух моментов:

$$M'_I = (M'_I)_e + (M'_I)_u, \quad (\text{VII.40})$$

где $(M'_I)_e$ и $(M'_I)_u$ — составляющие полного приведенного момента соответственно от гидравлических и центробежных сил, а величина M_d должна пересчитываться отдельно от каждого из этих видов нагрузки. Пересчет момента от центробежных сил при разной плотности материалов модельной и натурной турбин производится по формуле

$$(M_d)_u = (M'_I)_u \frac{\rho_n}{\rho_m} D_1^3 H \text{ кг}\cdot\text{м}, \quad (\text{VII.41})$$

где ρ_n и ρ_m — соответственно плотность материала пера лопасти натурной и модельной турбин.

5. Расчет критической скорости вращения вала гидроагрегата

Выбранный по условиям механической прочности вал агрегата (гл. IV) необходимо проверить на критическую скорость, при которой вал становится динамически неустойчивым и его вращение сопровождается колебательным процессом — поперечными или крутильными колебаниями. Каждому из этих видов колебаний соответствует собственное значение критической скорости.

Поперечные колебания вала. Поперечные колебания вала возникают вследствие резонанса, когда возмущающая сила имеет в своем составе периодическую составляющую с частотой, равной частоте собственных колебаний системы. Поэтому нахождение критической скорости при поперечных колебаниях сводится к определению частоты собственных поперечных колебаний вала.

Возмущающая сила может возникнуть в результате нарушений симметрии магнитной индукции ротора генератора, недостаточной балансировки вращающихся частей ротора агрегата или несимметричности подвода воды.

Частота собственных поперечных колебаний вала может быть определена по приближенной формуле, приведенной в книге

С. П. Тимошенко «Теория колебания в инженерном деле»:

$$\rho = \sqrt{\frac{g \sum_1^n P_i y_i}{\sum_1^n P_i y_i^2}}, \quad (\text{VII.42})$$

где P_i — силы, приложенные к рассматриваемой системе; y_i — статические прогибы в точках приложения сил; g — ускорение силы тяжести. Эта формула справедлива для вала постоянной жесткости. Для приближенных расчетов можно пренебречь наличием у вала фланцев и считать его жесткость постоянной.

Для подсчета прогибов валов с постоянной жесткостью ниже приводится разработанная на ЛМЗ специальная номограмма (рис. VII.24). Она представляет ряд кривых равного значения прогиба, построенных для балки на двух опорах, нагруженной единичной ($P = 1$) силой в пролете или на консоли. Ось абсцис номограммы характеризует положение силы по длине балки. Точки, в которых определяются прогибы, лежат на оси ординат. Точка пересечения координат дает (в масштабе) величину прогиба.

Покажем, как пользоваться номограммой для определения прогиба в любой точке под действием сил, где угодно приложенных к валу, для случая двух или трех опор, имея в виду, что влияние на прогиб промежуточной опоры можно учесть, заменив ее соответствующей силой (реакцией).

Проведем расчет критической скорости вращения при поперечных колебаниях вала для рассмотренных в гл. III (см. рис. III.1) двух характерных компоновок агрегата с двумя и тремя опорами.

Пусть дана схема загрузки трехопорного вала, изображенная на рис. VII.25. Там же под ней помещена схема номограммы (кривые $y = \text{const}$ не нанесены, чтобы не затемнять чертеж). Прогибы y_i таким образом нагруженного вала могут быть представлены выражениями:

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= a_{11}P_1 + a_{12}P_2 + a_{13}P_3 + a_{14}P_4; \\ y_2 &= a_{21}P_1 + a_{22}P_2 + a_{23}P_3 + a_{24}P_4; \\ y_3 &= a_{31}P_1 + a_{32}P_2 + a_{33}P_3 + a_{34}P_4; \\ y_4 &= a_{41}P_1 + a_{42}P_2 + a_{43}P_3 + a_{44}P_4. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.43})$$

Здесь индексы при коэффициентах прогиба a обозначают: первый — точку, в которой определяется прогиб, второй — какой силой вызван прогиб.

Порядок вычисления прогибов следующий. Находятся отношения φ расстояний от каждой из сил и промежуточной опоры до левой опоры к расстоянию между

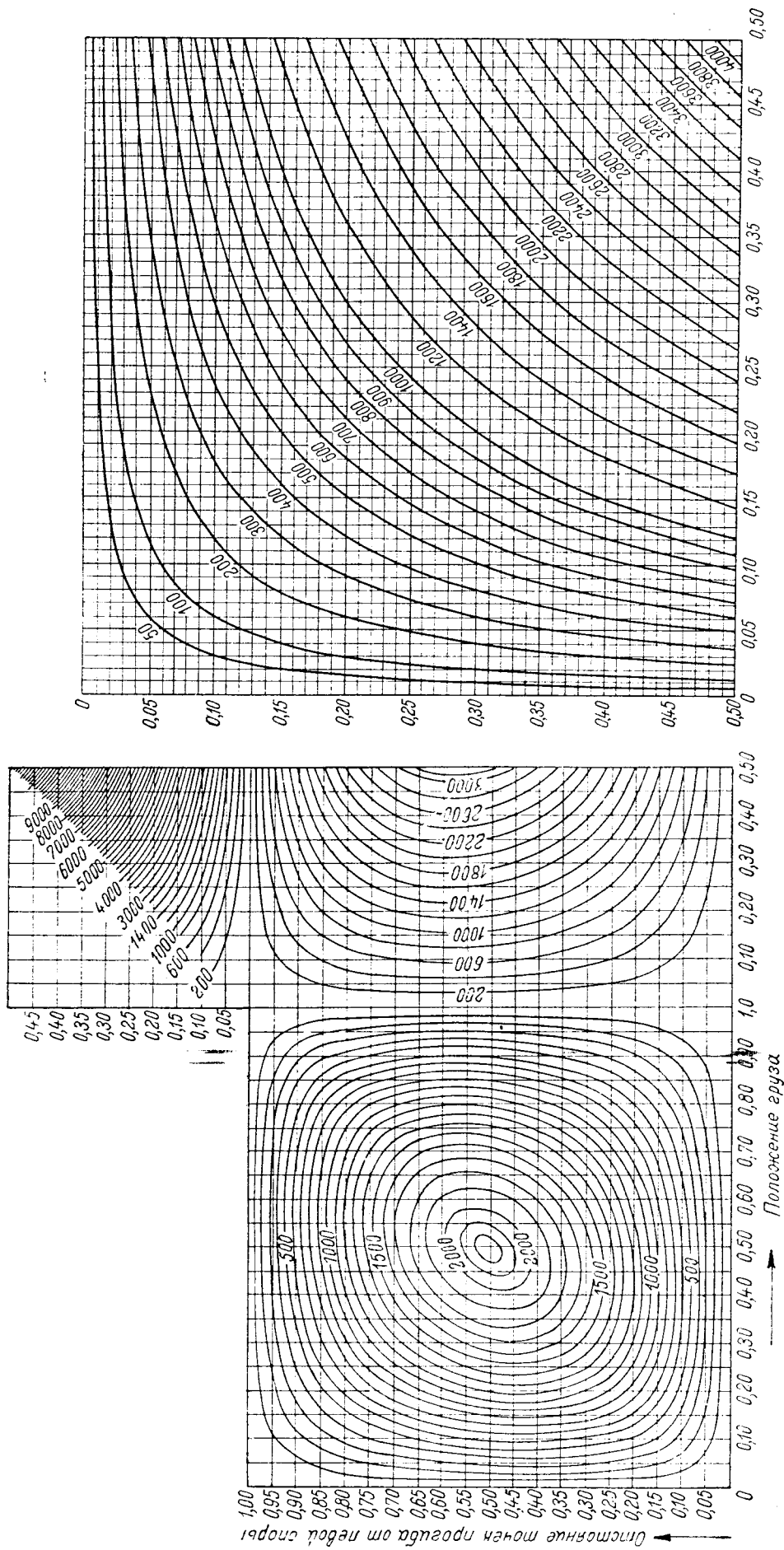


Рис. VII.24. Номограмма для расчета критической скорости вращения валов постоянной жесткости при поперечных колебаниях

крайними опорами. Наносятся на схему номограммы точки с абсциссами, соответствующими положению грузов, и ординатами, равными расстоянию точек прогибов от левой опоры: α_{1-1} , α_{0-1} , α_{2-1} и т. д. Реакция промежуточной опоры также рассматривается как сила. По номограмме находятся численные коэффициенты, соответствующие нанесенным

реакцией промежуточной опоры, которая рассматривается как действующая сила. Например, коэффициент a_{11} (прогиб a_{11}) является результатом действия двух сил:

- 1) P_1 , вызывающей прогиб a_{P1} ;
- 2) R_{01} — части реакции $R_0 = 1$ промежуточной опоры O (от силы P_1), вызывающей прогиб a_{R1} .

Вследствие противоположного направления сил прогибы a_{P1} и a_{R1} имеют разные знаки.

Величина прогиба a_{P1} в точке 1 находится непосредственно по номограмме: абсцисса и ордината ее одинаковы и равны $\alpha_1 = \varphi_1 = \frac{l_1}{l}$. Эта точка обозначена на схеме номограммы α_{1-1} .

Величина реакции R_{01} обратно пропорциональна расстоянию от силы $P_1 = 1$ до точки O . Эта сила вызывает в точке O (в случае устранения промежуточной опоры) прогиб α_{0-1} ; реакция $R_0 = 1$ вызывает в этой же точке максимальный прогиб, равный α_{0-0} . Отсюда можно сделать вывод, что $\frac{R_{01}}{R_0} = \frac{\alpha_{0-1}}{\alpha_{0-0}}$, а так как $R_0 = 1$, то искомая реакция (от силы P_1) $R_{01} = 1 \frac{\alpha_{0-1}}{\alpha_{0-0}}$ и вызываемый ею прогиб в точке 1 $a_{R1} = \alpha_{0-1} \frac{\alpha_{1-0}}{\alpha_{0-0}}$. Таким образом, прогиб в точке 1 от силы P_1 с учетом влияния части реакции будет равен:

$$a_{11} = \alpha_{1-1} - \alpha_{1-0} \frac{\alpha_{1-0}}{\alpha_{0-0}} \quad (\text{VII.44})$$

Аналогично с учетом влияния реакции находятся прогибы a_{21} ; a_{31} ; a_{32} и др.

На основании теоремы взаимности можно написать: $\alpha_{1-2} = \alpha_{2-1}$; $\alpha_{1-3} = \alpha_{3-1}$; $\alpha_{2-3} = \alpha_{3-2}$;

$\alpha_{4-1} = \alpha_{1-4}$ и т. д. Применяв теорему взаимности также ко всем коэффициентам в выражениях (VII.43) и обозначив для простоты $a_{11} = a$; $a_{12} = a_{21} = b$; $a_{13} = a_{31} = c$; $a_{14} = a_{41} = d$; $a_{22} = e$; $a_{23} = a_{32} = f$; $a_{24} = a_{42} = m$; $a_{33} = n$; $a_{34} = a_{43} = k$; $a_{44} = l$, можно переписать выражения (VII.43) в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= aP_1 + bP_2 + cP_3 + dP_4; \\ y_2 &= bP_1 + eP_2 + fP_3 + mP_4; \\ y_3 &= cP_1 + fP_2 + nP_3 + kP_4; \\ y_4 &= dP_1 + mP_2 + kP_3 + lP_4. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.45})$$

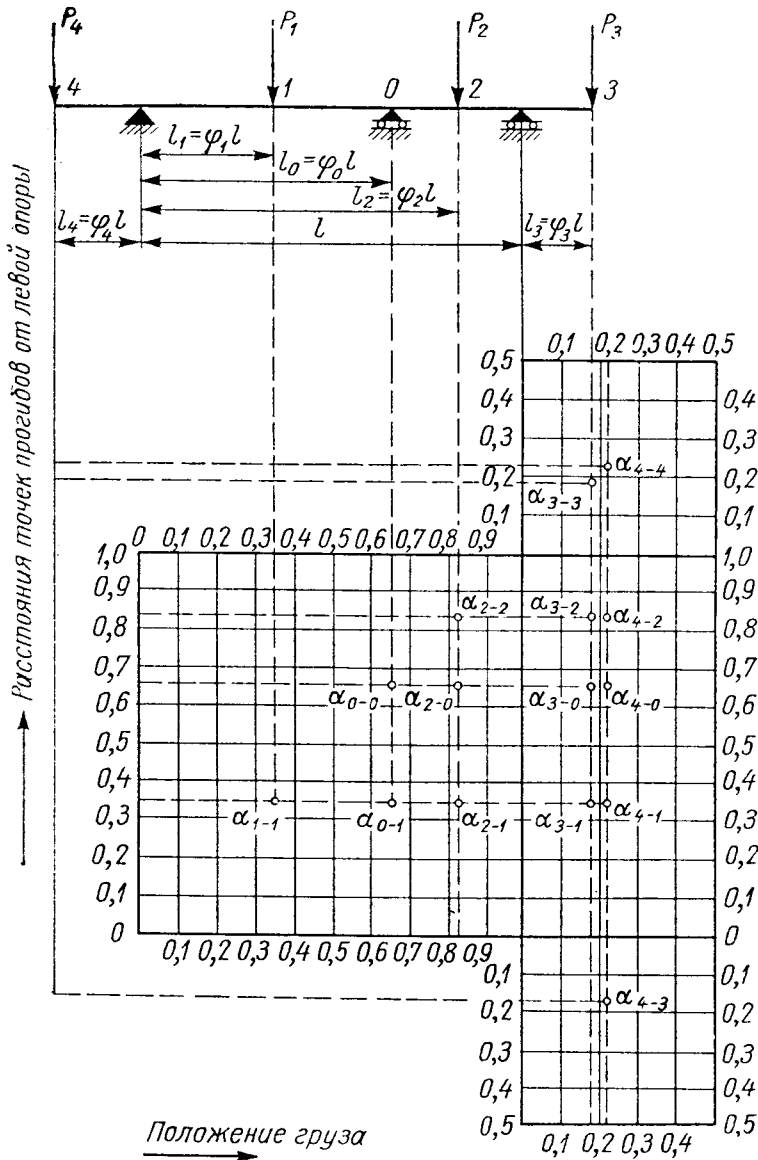


Рис. VII.25. Расчет критической скорости вращения трехопорного вала с двумя консолями при поперечных колебаниях

точкам α_{1-1} , α_{0-1} , α_{2-1} и т. д. При наличии консольной силы P_4 левее левой опоры и одновременно консольной силы правее правой опоры их координаты α_{4-3} наносятся на нижнюю часть номограммы, на которой линии равных прогибов представляют гиперболы (на рис. VII.24 эта часть номограммы представлена справа в большем масштабе).

Далее находятся коэффициенты прогибов в уравнениях (VII.43). При трехопорной схеме величины искомых прогибов определяются приложенными внешними силами и

Далее вычисляется критическая скорость агрегата.

При составлении номограммы было принято: груз $P = 1$, длина вала $l = 1$ м, жесткость $EJ = 1$ (постоянная по всей длине вала) и, кроме того, значения прогибов были увеличены в 10^5 раз. Из уравнения упругой линии следует, что для получения действительных значений прогибов необходимо коэффициенты a, b, c и т. д., полученные из номограммы, разделить на масштабный коэффициент $\kappa = \frac{10^5 EJ}{l^3}$.

Таким образом, расчетная формула примет следующий вид:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{10^5 EJ}{l^3}} \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n P_i y_i}{\sum_{i=1}^n P_i y_i^2}} \quad (\text{VII.46})$$

Отсюда критическая скорость вращения вала (в об/мин) будет равна

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \omega_{кр} \quad (\text{VII.47})$$

Применительно к валам гидротурбинных агрегатов, имеющих один направляющий подшипник турбины и два подшипника генератора, при жестком соединении турбинного вала с генераторным под силами P_1, P_2, P_3, P_4 надо понимать:

P_1 — вес ротора генератора плюс собственный вес первого пролета вала;

P_2 — собственный вес второго пролета вала;

P_3 — вес рабочего колеса плюс собственный вес консоли;

P_4 — вес надроторной части генератора.

Найденное значение критической скорости вращения вала должно быть больше максимально возможной разгонной скорости вращения на 20—25%. В противном случае необходимо принять меры по ужесточению вала.

Ниже приведен пример расчета вала на критическую скорость вращения для конкретных условий трехопорной схемы.

Пример 1. Основные данные (рис. VII.25): наружный диаметр вала $D = 1,1$ м; внутренний диаметр вала $d = 0,2$ м; осевой момент инерции сечения вала $J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = 0,0717$ м⁴; модуль упругости материала вала $E = 2,2 \cdot 10^7$ т/м²; размеры, определяющие положение грузов и опор: $l_1 = 4,325$ м, $l_0 = 7,975$ м, $l_2 = 10,075$ м, $l_3 = 2,2$ м, $l_4 = 2,715$ м, $l = 12,175$ м, $P_1 = 80$ Т, $P_2 = 440$ Т, $P_3 = 4$ Т, $P_4 = 104$ Т; нормальная скорость вращения вала $n = 83,3$ об/мин; разгонная скорость вращения вала $n_p = 173$ об/мин. Определить критическую скорость вращения вала.

Решение.

1. Вычисляются значения величин по схеме номограммы (рис. VII.25):

$$\varphi_1 = \frac{l_1}{l} = 0,355; \quad \varphi_0 = \frac{l_0}{l} = 0,655;$$

$$\varphi_2 = \frac{l_2}{l} = 0,828; \quad \varphi_3 = \frac{l_3}{l} = 0,181;$$

$$\varphi_4 = \frac{l_4}{l} = 0,223.$$

2. Находятся коэффициенты по номограмме на рис. VII.24:

Абсцисса	Ордината	Коэффициент
φ_1	φ_1	$\alpha_{1-1} = 1750$
φ_0	φ_1	$\alpha_{0-1} = 1540$
φ_2	φ_1	$\alpha_{2-1} = 870$
$1 + \varphi_3$	φ_1	$\alpha_{3-1} = 920$
$1 + \varphi_4$	φ_1	$\alpha_{4-1} = 1130$
φ_0	φ_0	$\alpha_{0-0} = 1700$
φ_2	φ_0	$\alpha_{2-0} = 1030$
$1 + \varphi_3$	φ_0	$\alpha_{3-0} = 1130$
$1 + \varphi_4$	φ_0	$\alpha_{4-0} = 1400$
φ_2	φ_2	$\alpha_{2-2} = 680$
$1 + \varphi_3$	φ_2	$\alpha_{3-2} = 780$
$1 + \varphi_4$	φ_2	$\alpha_{4-2} = 980$
$1 + \varphi_3$	$1 + \varphi_3$	$\alpha_{3-3} = 1290$
$1 + \varphi_4$	$1 + \varphi_4$	$\alpha_{4-4} = 2040$
$1 + \varphi_4$	$1 + \varphi_3$	$\alpha_{4-3} = 670$

3. Определяются коэффициенты прогибов:

$$a = \alpha_{1-1} - \alpha_{0-1} \frac{\alpha_{0-1}}{\alpha_{0-0}} = 1750 - 1540 \frac{1540}{1700} = 360;$$

$$b = \alpha_{2-1} - \alpha_{0-1} \frac{\alpha_{2-0}}{\alpha_{0-0}} = 870 - 1540 \frac{1030}{1700} = -60;$$

$$c = \alpha_{3-1} - \alpha_{0-1} \frac{\alpha_{3-0}}{\alpha_{0-0}} = 920 - 1540 \frac{1130}{1700} = -100;$$

$$d = \alpha_{4-1} - \alpha_{0-1} \frac{\alpha_{4-0}}{\alpha_{0-0}} = 1130 - 1540 \frac{1400}{1700} = -130;$$

$$e = \alpha_{2-2} - \alpha_{2-0} \frac{\alpha_{2-0}}{\alpha_{0-0}} = 680 - 1030 \frac{1030}{1700} = 55;$$

$$f = \alpha_{3-2} - \alpha_{2-0} \frac{\alpha_{3-0}}{\alpha_{0-0}} = 780 - 1030 \frac{1130}{1700} = 95;$$

$$m = \alpha_{4-2} - \alpha_{2-0} \frac{\alpha_{4-0}}{\alpha_{0-0}} = 980 - 1030 \frac{1400}{1700} = 130;$$

$$n = \alpha_{3-3} - \alpha_{3-0} \frac{\alpha_{3-0}}{\alpha_{0-0}} = 1290 - 1130 \frac{1130}{1700} = 540;$$

$$k = \alpha_{4-3} - \alpha_{4-0} \frac{\alpha_{3-0}}{\alpha_{0-0}} = 670 - 1400 \frac{1130}{1700} = -260;$$

$$l = \alpha_{4-4} - \alpha_{4-0} \frac{\alpha_{4-0}}{\alpha_{0-0}} = 2040 - 1400 \frac{1400}{1700} = 890.$$

Независимо от полученного знака все коэффициенты прогибов принимаются положительными.

4. Определяются прогибы:

$$y_1 = aP_1 + bP_2 + cP_3 + dP_4 = 360 \cdot 80 + 60 \cdot 440 + 100 \cdot 4 + 130 \cdot 104 = 69\,100;$$

$$y_2 = bP_1 + eP_2 + fP_3 + mP_4 = 60 \cdot 80 + 55 \cdot 440 + 95 \cdot 4 + 130 \cdot 104 = 42\,880;$$

$$y_3 = cP_1 + fP_2 + nP_3 + kP_4 = 100 \cdot 80 + 95 \cdot 440 + 540 \cdot 4 + 260 \cdot 104 = 78\,980;$$

$$y_4 = dP_1 + mP_2 + kP_3 + lP_4 = 130 \cdot 80 + 130 \cdot 440 + 260 \cdot 4 + 890 \cdot 104 = 161\,190.$$

5. Критическая скорость вычисляется по формулам:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{10^5 E J g}{I^3}} \times \sqrt{\frac{P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3 + P_4 y_4}{P_1 y_1^2 + P_2 y_2^2 + P_3 y_3^2 + P_4 y_4^2}} = 98 \text{ 1/сек};$$

$$n_{кр} = \frac{30 \omega_{кр}}{\pi} = 935 \text{ об/мин.}$$

Коэффициент запаса: к нормальной скорости $K_n = 11,15$; к разгонной скорости вращения $K_p = 5,4$.

Приведем теперь пример расчета критической скорости для схемы двухопорного вала, представленной на рис. VII.26. Здесь расчет упрощается, так как в связи с отсутствием промежуточной опоры не вычисляются прогибы от ее реакции (в трехопорной схеме

они входили в коэффициенты прогиба со знаком минус). Кроме того, отсутствует (отбрасываем вследствие малой величины) консольная сила левее левой опоры, и поэтому не используется, как в трехопорной схеме, часть номограммы, помещенная на рис. VII.24 с правой стороны.

Пример 2. Основные данные: наружный диаметр вала $D = 2,3 \text{ м}$; внутренний диаметр вала $d = 1,9 \text{ м}$; осевой момент инерции $J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = 0,74 \text{ м}^4$; модуль упругости материала вала $E = 2,1 \cdot 10^7 \text{ т/м}^2$; размеры, определяющие положение грузов и опор: $l_1 = 2,2 \text{ м}$, $l_2 = 6,13 \text{ м}$, $l_3 = 2,788 \text{ м}$, $l = 9,77 \text{ м}$, $P_1 = 920 \text{ Т}$, $P_2 = 67,5 \text{ Т}$, $P_3 = 271,1 \text{ Т}$; нормальная скорость вращения вала $n_n = 93,8 \text{ об/мин}$; разгонная скорость вращения вала $n_p = 187 \text{ об/мин}$. Определить критическую скорость вращения вала.

Решение.

1. Вычисляются значения величин по схеме номограммы (рис. VII.26):

$$\varphi_1 = \frac{l_1}{l} = 0,225; \quad \varphi_2 = \frac{l_2}{l} = 0,628;$$

$$\varphi_3 = \frac{l_3}{l} = 0,286.$$

2. Находятся коэффициенты прогибов по номограмме на рис. VII.24:

Абсцисса	Ордината	Коэффициент
φ_1	φ_1	$\alpha_{1-1} = a = 1025$
φ_2	φ_1	$\alpha_{2-1} = b = 1140$
$1 + \varphi_3$	φ_1	$\alpha_{3-1} = c = 1050$
φ_2	φ_2	$\alpha_{2-2} = d = 1780$
$1 + \varphi_3$	φ_2	$\alpha_{3-2} = e = 1840$
$1 + \varphi_3$	$1 + \varphi_3$	$\alpha_{3-3} = f = 3600$

3. Определяются прогибы:

$$y_1 = aP_1 + bP_2 + cP_3 = 1025 \cdot 920 + 1140 \cdot 67,5 + 1050 \cdot 271,1 = 1\,205\,000;$$

$$y_2 = bP_1 + dP_2 + eP_3 = 1140 \cdot 920 + 1780 \cdot 67,5 + 1840 \cdot 271,1 = 1\,668\,000;$$

$$y_3 = cP_1 + eP_2 + fP_3 = 1050 \cdot 920 + 1840 \cdot 67,5 + 3600 \cdot 271,1 = 2\,065\,000.$$

4. Критическая скорость вычисляется по формулам:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{10^5 E J g}{I^3}} \times \sqrt{\frac{P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3}{P_1 y_1^2 + P_2 y_2^2 + P_3 y_3^2}} = 104,5 \text{ 1/сек};$$

$$n_{кр} = \frac{30 \omega_{кр}}{\pi} = 998 \text{ об/мин.}$$

Коэффициент запаса: к нормальной скорости вращения $K_H = 10,6$; к разгонной скорости вращения $K_p = 5,32$.

В заключение следует отметить, что при более точных расчетах критической скорости принимаются во внимание некоторые дополнительные факторы, в частности податливость опор.

Крутильные колебания вала. Момент на валу в процессе регулирования может изменяться в зависимости от нагрузки. Соответственно будет меняться величина угла закручивания вала. Периодическое изменение угла закручивания может вызвать крутильные колебания вала. Для простейшего случая стержня (вала), заделанного с одной стороны и имеющего массу с моментом инерции J на другом конце, уравнение колебательного движения имеет вид

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} + k_\varphi \varphi = 0, \quad (\text{VII.48})$$

где φ — угол закручивания вала; k_φ — жесткость вала.

Период собственных колебаний T_0 равен

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{J}{k_\varphi}} = 2\pi \sqrt{\frac{Jl}{GJ_p}}, \quad (\text{VII.49})$$

здесь l — длина вала в м; G — модуль упругости вала при кручении в $T/\text{м}^2$; J_p — полярный момент инерции сечения вала в м^4 .

Число колебаний в секунду равно

$$f_0 = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{GJ_p}{Jl}}. \quad (\text{VII.50})$$

Для случая вала с двумя дисками на концах, что соответствует схеме гидроагрегата, имеющего на одном конце вала рабочее колесо и на другом ротор генератора, концы вала при колебательном движении будут закручиваться в разные стороны. На валу образуется узел колебаний — сечение $A-A$, которое при колебательном движении остается неподвижным (рис. VII.27). Рассматривая узел как место заделки вала и учитывая, что диски одновременно проходят через положение равновесия незакрученного вала и через положение его наибольшей деформации, получим равенство

$$2\pi \sqrt{\frac{J_1 l_1}{GJ_p}} = 2\pi \sqrt{\frac{J_2 l_2}{GJ_p}}, \quad (\text{VII.51})$$

откуда

$$l_2 = \frac{J_1}{J_1 + J_2} l. \quad (\text{VII.52})$$

Следовательно, период одноугольного колебания системы вала с двумя дисками на концах будет равен

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_1 J_2 l}{(J_1 + J_2) GJ_p}}. \quad (\text{VII.53})$$

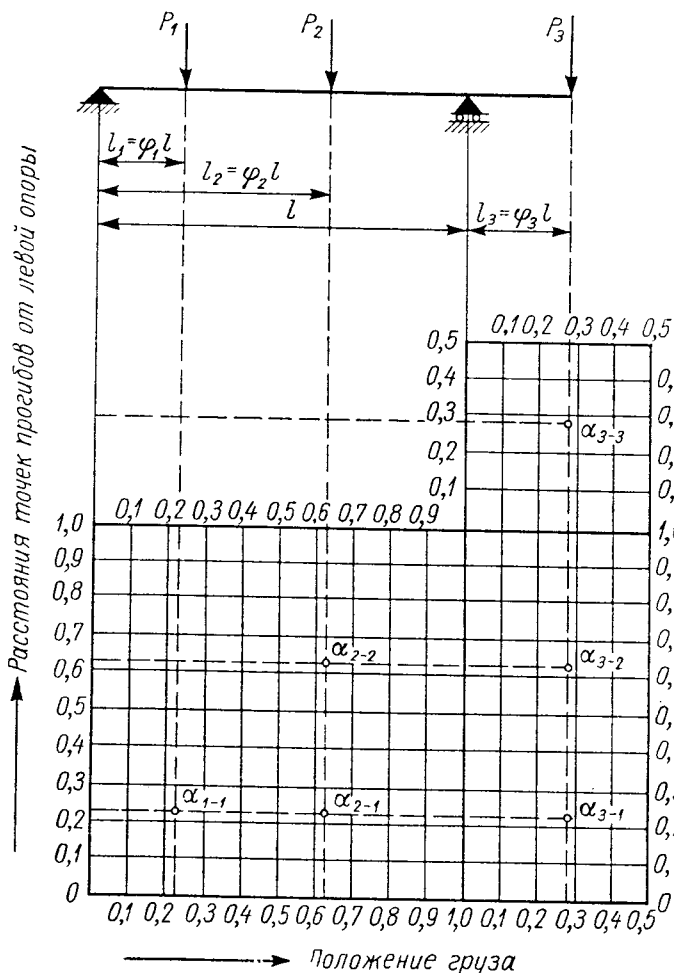


Рис. VII.26. Расчет критической скорости вращения двухопорного вала при поперечных колебаниях

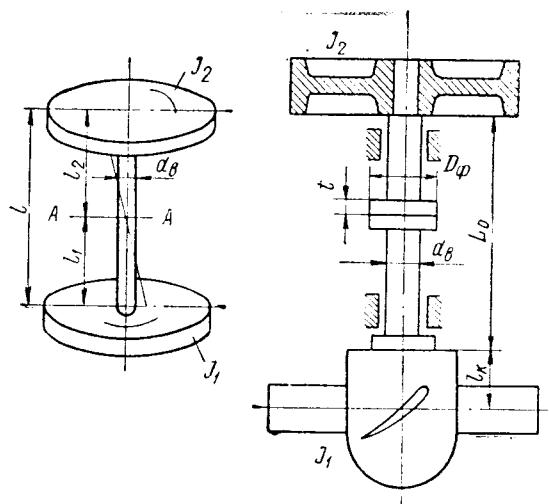


Рис. VII.27. Схема вала к расчету на крутильные колебания

Число колебаний в секунду будет

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(J_1 + J_2) G J_p}{J_1 J_2 l}} \quad (\text{VII.54})$$

Критическая скорость вращения вала

$$n_{кр} = 60f = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{G J_p (J_1 + J_2)}{J_1 J_2 l}} \text{ об/мин}, \quad (\text{VII.55})$$

где J_1 — момент инерции рабочего колеса в $m \cdot m \cdot \text{сек}^2$; J_2 — момент инерции ротора генератора в $m \cdot m \cdot \text{сек}^2$; l — приведенная длина вала в m .

При определении критической скорости вращения вала гидроагрегата при крутильных колебаниях (рис. VII.27) значение приведенной длины вала

$$l = L_0 - zt \left(1 - \frac{d_g^4}{D_\phi^4} \right) + l_k \left(\frac{d_g}{2\rho} \right)^4, \quad (\text{VII.56})$$

где z — число фланцев; L_0 — длина вала в m ; t — толщина фланца в m ; d_g — диаметр вала в m ; D_ϕ — диаметр фланца в m ; l_k — длина корпуса рабочего колеса в m ;

$\rho = \sqrt{\frac{J_{1g}}{Q_{p.k}}}$ — радиус инерции колеса в m ; $Q_{p.k}$ — вес рабочего колеса в m .

Момент инерции рабочего колеса поворотной лопастью турбины можно приблизительно определить как сумму моментов инерции цилиндра (втулки) $J_{вм}$ и дискового кольца (лопастей) J_λ :

$$J_{1пл} = J_{вм} + J_\lambda = \frac{Q_{вм}}{g} \cdot \frac{r_{вм}^2}{2} + \frac{zQ_\lambda}{g} r_{ц.л.}^2 \text{ } m \cdot m \cdot \text{сек}^2, \quad (\text{VII.57})$$

где $Q_{вм}$ — вес втулки в m ; Q_λ — вес лопасти в m ; $r_{вм}$ — радиус втулки колеса в m ; z — число лопастей; $r_{ц.л.}$ — радиус центра тяжести лопасти в m .

Момент инерции ротора генератора

$$J_2 = \frac{GD^2}{4g} \text{ } m \cdot m \cdot \text{сек}^2, \quad (\text{VII.58})$$

где GD^2 — маховой момент ротора генератора в $m \cdot m^2$.

Полярный момент инерции

$$J_p = \frac{\pi}{16} (d_g^4 - d_0^4) \text{ } m^4. \quad (\text{VII.59})$$

Величина критической скорости вращения вала должна быть больше максимально возможной разгонной скорости вращения на 20—25%.

Повышенные колебания вала могут вызвать поперечную вибрацию опор гидроагрегата.

6. Тепловой расчет резиновых подшипников на водяной смазке

При расчете подшипника вначале рассматривают нагревание воды, а затем — нагревание вала. Чрезмерно нагретый вал может размягнуть резину и вывести из строя подшипник.

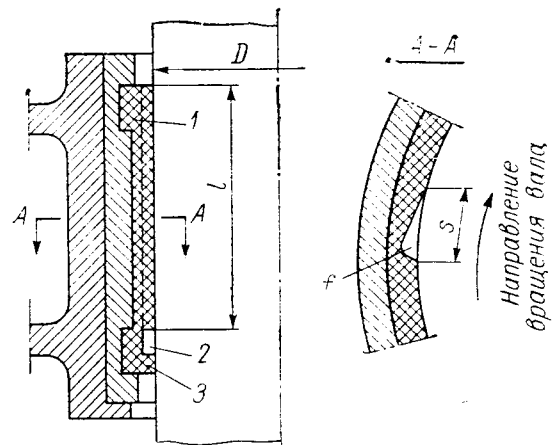


Рис. VII.28. Резиновый подшипник в разрезе: 1 — резиновый вкладыш; 2 — кольцевая канавка; 3 — подпирющий пояс

Нагревание воды. Полагаем, что вся работа трения в подшипнике (рис. VII.28) преобразуется в тепло, которое вследствие малой теплопроводности резины нагревает только вал и от последнего отбирается проточной водой.

Количество тепла, выделяющегося в одну секунду в подшипнике,

$$A = \frac{P u \mu}{427} \text{ ккал/сек}, \quad (\text{VII.60})$$

где P — радиальная нагрузка на подшипник в $кГ$; u — окружная скорость вала в $м/сек$; μ — коэффициент трения; 427 — механический эквивалент тепла в $кГ \cdot м/ккал$.

Радиальная нагрузка на подшипник имеет место при неуравновешенности электромагнитного взаимодействия между ротором и статором генератора, при динамической неуравновешенности ротора агрегата и при гидравлической неуравновешенности рабочего колеса. В последующем расчете учитывается только гидравлическая неуравновешенность.

Радиальную нагрузку, замеренную при натуральных испытаниях гидротурбин, можно приближенно определить по эмпирической формуле

$$P = 0,01 \pi D_0 b_0 H \gamma \text{ кг}, \quad (\text{VII.61})$$

где D_0 — диаметр направляющего аппарата в м; b_0 — высота направляющего аппарата в м; H — статический напор в м; $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес воды.

Строго говоря, усилие P приложено не к подшипнику, а к рабочему колесу, но так как формула (VII.61) дает приближенное значение P , этим обстоятельством можно пренебречь.

Коэффициент трения стали по резине определяется следующей приближенной зависимостью:

$$\mu = B \frac{\sqrt{u}}{p}, \quad (\text{VII.62})$$

где $p = \frac{P}{Dl}$ — удельное давление в кг/см^2 (рис. VII.28); D — диаметр подшипника (вала) в см; l — расчетная высота резинового вкладыша в см.

Коэффициент B зависит от окружной скорости вала и определяется по рис. VII.29.

В тех случаях, когда формула (VII.62) приводит к значениям коэффициента трения большим чем 0,08, его в соответствии с опытными данными принимают равным 0,08.

Обычно удельное давление на резиновые подшипники вертикальных гидротурбин допускают в пределах 5 кг/см^2 .

Вода, протекающая через подшипник, нагревается на величину

$$\begin{aligned} \Delta t &= t_2 - t_1 = \frac{A}{q\gamma c} = \\ &= \frac{P\mu}{427q\gamma c} \text{ град.} \end{aligned} \quad (\text{VII.63})$$

где t_1 — температура воды на входе в подшипник; t_2 — температура воды на выходе из подшипника; q — расход воды через подшипник в $\text{м}^3/\text{сек}$; $c = 1 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$ — теплоемкость воды.

Расход воды, зависящий от действующего напора и гидравлического сопротивления трассы, в тепловом расчете учитывается как величина уже известная.

Нагревание воды, определяемое формулой (VII.63), в действительности будет несколько меньше, так как часть выделяемого тепла переносится непосредственно по телу вала вследствие его теплопроводности. Практически Δt при проточной системе смазки не превышает $2-3^\circ \text{C}$. Из (VII.63) имеем

$$t_2 = t_1 + \Delta t. \quad (\text{VII.64})$$

Нагревание вала. При установившемся режиме количество тепла, выделяющегося

в подшипнике за 1 сек, равно количеству тепла, переходящего от вала к воде, т. е.

$$A = \alpha F (t_g - t_{cp}), \quad (\text{VII.65})$$

где α — коэффициент теплоотдачи в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град}$; F — площадь, через которую переходит тепло, в м^2 ; t_g — искомая температура поверхности вала; $t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$ — среднеарифметическая температура воды.

Движение воды в продольных канавках подшипника (на рис. VII.28 показаны штри-

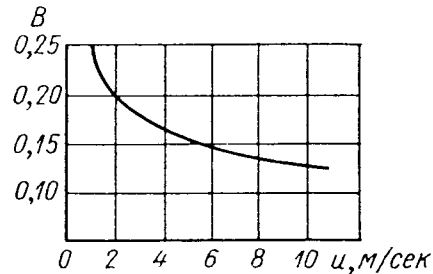


Рис. VII.29. Зависимость коэффициента B от окружной скорости u

ховой линией) является, как правило, турбулентным (соприкосновение воды с вращающимся валом способствует турбулизации потока). Для такого потока коэффициент α может быть определен с помощью формулы М. А. Михеева:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (\text{VII.66})$$

здесь $Nu = \frac{\alpha d_k}{\lambda}$ — критерий Нуссельта;

$d_k = \frac{4f}{s_k}$ — эквивалентный диаметр канавки в м; f — площадь одной канавки в м^2 ; s_k — периметр канавки в м; λ — коэффициент теплопроводности воды в $\text{ккал/м} \cdot \text{сек} \cdot \text{град}$; $Re = \frac{w d_k}{\nu}$ — критерий Рейнольдса; $w = \frac{q}{fz}$ — скорость движения воды в канавках в м/сек ; z — число канавок; ν — коэффициент кинематической вязкости воды в $\text{м}^2/\text{сек}$; $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\lambda}{c\gamma}$ — критерий Прандтля; $a = \frac{\lambda}{c\gamma}$ — коэффициент температуропроводности воды в $\text{м}^2/\text{сек}$.

Подставляя в формулу (VII.66) значения Nu , получаем

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_k} Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (\text{VII.67})$$

Формула (VII.67) применима при $\frac{l}{d_k} \geq 50$; $Re > 10\,000$ и $Pr = 0,7-2500$, что, как правило, имеет место у резиновых подшипников. При $\frac{l}{d_k} < 50$ в правую часть

Т а б л и ц а VII.2. Поправочный множитель

Re	l/d_k								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

формулы (VII.67), по рекомендации М. А. Михеева вводится поправочный множитель согласно табл. VII.2. Эквивалентный диаметр d_k , определяемый как функция полного периметра канавки, позволяет в настоящем расчете применять формулу (VII.67) при $Re > 7000$. Физические параметры воды в этой формуле вычисляются при среднеарифметической температуре воды t_{cp} по табл. VII.3.

Т а б л и ц а VII.3. Физические постоянные воды на линии насыщения

t , град	3600λ, ккал/м·сек·град	$10^6 \nu$, м ² /сек	Pr
0	0,474	1,790	13,70
10	0,494	1,300	9,56
20	0,515	1,000	7,06
30	0,531	0,805	5,50
40	0,545	0,659	4,30
50	0,557	0,556	3,56
60	0,567	0,479	3,00
70	0,574	0,415	2,56

Принимая, что переход тепла от вала к воде происходит по той части периметра канавки s (см. рис. VII.28), которая образована валом, получаем

$$F = slz. \quad (\text{VII.68})$$

Преобразуя выражение (VII.65) с учетом (VII.63), получаем формулу для определения температуры вала (которая в пределах подшипника принимается одинаковой):

$$t_s = \frac{q \gamma c \Delta t}{\alpha F} + t_{cp}. \quad (\text{VII.69})$$

Температура вала, определяемая по формуле (VII.69), не должна превосходить 100°C . В действительности температура вала

будет меньше вычисляемой по формуле (VII.69), так как отбор тепла происходит не только в зоне канавок, но и в других местах, в частности в верхней ванне подшипника.

Пример 1. Определить температуру воды на выходе из подшипника t_2 и температуру поверхности вала t_s , если дано: $N = 100\,000$ квт; $H = 80$ м; $n = 125$ об/мин; $D_1 = 4,5$ м; $D_0 = 5,25$ м; $b_0 = 1,3$ м; $D = 1,12$ м; $l = 0,6$ м; $f = 0,00018$ м²; $s = 0,04$ м; $s_k = 0,09$ м; $z = 16$; $q = 0,01$ м³/сек; $t_1 = 25^\circ \text{C}$.

Решение. По формуле (VII.61) находим $P = 0,01 \pi 5,25 \cdot 1,3 \cdot 80 \cdot 1000 = 17\,200$ кг.

Определяем удельное давление

$$p = \frac{17\,200}{112 \cdot 60} = 2,56 \text{ кг/см}^2.$$

Находим окружную скорость вала

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,12 \cdot 125}{60} = 7,33 \text{ м/сек}.$$

По рис. VII.29 находим $B = 0,14$. По формуле (VII.62) вычисляем

$$\mu = 0,14 \frac{\sqrt{7,33}}{2,56} = 0,148.$$

Принимаем $\mu = 0,08$. По формуле (VII.63) находим

$$\Delta t = \frac{17\,200 \cdot 7,33 \cdot 0,08}{427 \cdot 0,01 \cdot 1000 \cdot 1} = 2,4^\circ \text{C}.$$

Следовательно,

$$t_2 = 25 + 2,4 = 27,4^\circ \text{C};$$

$$t_{cp} = \frac{25 + 27,4}{2} = 26,2^\circ \text{C}.$$

Для средней температуры воды $26,2^\circ \text{C}$ по табл. VII.3 находим:

$$\lambda = \frac{0,525}{3600}; \quad \nu = 0,88 \cdot 10^{-6}; \quad Pr = 6,09.$$

Определяем d_k , ω и F :

$$d_k = \frac{4 \cdot 0,00018}{0,09} = 0,008 \text{ м};$$

$$\omega = \frac{0,01}{0,00018 \cdot 16} = 3,5 \text{ м/сек};$$

$$F = 0,04 \cdot 0,6 \cdot 16 = 0,384 \text{ м}^2.$$

Вычисляем критерий

$$Re = \frac{3,5 \cdot 0,008}{0,88} \cdot 10^6 = 32\,000.$$

По формуле (VII.67) находим

$$\alpha = 0,023 \frac{0,525}{3600 \cdot 0,008} \cdot 32\,000^{0,8} \cdot 6,09^{0,4} = 3,48 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град.}$$

По формуле (VII.69) вычисляем

$$t_{\theta} = \frac{0,01 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 2,4}{3,48 \cdot 0,384} + 26,2 = 43^{\circ} \text{С.}$$

Пример 2. Определить t_{θ} , если $q = 0,01 \text{ м}^3/\text{сек}$; $t_1 = 25^{\circ} \text{С}$; $t_2 = 50^{\circ} \text{С}$ (прочие данные взять из примера 1).

Число лопастей колеса	4	5	6	7	8
Коэффициент k	0,85	0,87	0,9	0,93	0,95

Решение. Находим среднюю температуру воды

$$t_{cp} = \frac{25 + 50}{2} = 37,5^{\circ} \text{С.}$$

Коэффициент быстроходности турбины	280	235	200	190	100	90
Тип рабочего колеса	PO123	PO211	PO82	PO638	PO533	PO246
Коэффициент k	0,34—0,41	0,28—0,34	0,22—0,28	0,20—0,26	0,08—0,14	0,07—0,12

Для средней температуры воды $37,5^{\circ} \text{С}$ по табл. VII.3 находим:

$$\lambda = \frac{0,542}{3600}; \quad \nu = 0,695 \cdot 10^{-6}; \quad \text{Pr} = 4,6.$$

Вычисляем критерий

$$\text{Re} = \frac{3,5 \cdot 0,008}{0,695} \cdot 10^6 = 40\,000.$$

По формуле (VII.67) находим

$$\alpha = 0,023 \frac{0,542}{3600 \cdot 0,008} \cdot 40\,000^{0,8} \cdot 4,6^{0,4} = 3,85 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град.}$$

По формуле (VII.69) вычисляем

$$t_{\theta} = \frac{0,01 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 25}{3,85 \cdot 0,384} + 37,5 = 207^{\circ} \text{С.}$$

Как видно из примера 2, значительное нагревание воды ($\Delta t = 25^{\circ} \text{С}$) недопустимо, так как это приводит к чрезмерному нагреванию вала, даже если иметь в виду, что его реальная температура меньше расчетной.

7. Расчет осевого гидравлического усилия

Поток воды, проходя через рабочее колесо гидротурбины, вызывает появление осевой нагрузки, величина которой зависит от напора, размеров и типа колеса, а также от конструкции рабочего колеса и уплотнений.

Определение осевого давления необходимо для расчетов вала и подпятника гидротурбины. Приблизительно значение осевого

давления воды на рабочее колесо может быть определено по эмпирической формуле

$$P_{oc} = k \frac{\pi}{4} D_1^2 H_{max} \gamma \text{ кг.} \quad (\text{VII.70})$$

Здесь D_1 и H_{max} — диаметр рабочего колеса и максимальный напор в м, γ — удельный вес воды в кг/м^3 .

Величина коэффициента k для рабочих колес поворотлопастных турбин зависит от числа лопастей:

Для рабочих колес радиально-осевых гидротурбин величина k в зависимости от быстроходности и типа колеса принимает следующие значения:

Меньшие значения коэффициента следует брать для больших размеров турбин.

При подсчете осевого усилия по эмпирической формуле не учитывается конструкция колеса и его уплотнения. Точный расчет осевого усилия на рабочем колесе поворотлопастной турбины производится по найденным экспериментально силовым характеристикам (см. п. 4 наст. гл.). Точный расчет осевого усилия на рабочем колесе радиально-осевой турбины может быть произведен по методике, разработанной на ЛМЗ А. Ю. Колтоном.

Полное осевое усилие на рабочем колесе радиально-осевой гидротурбины представляется как сумма следующих составляющих:

$$P_{oc} = P_1 + P_2 + P_3 \text{ кг,} \quad (\text{VII.71})$$

где P_1 — сила воздействия потока на внутреннюю полость колеса в кг ; P_2 — сила давления воды на верхний обод рабочего колеса в кг ; P_3 — сила давления воды на нижний обод рабочего колеса в кг .

Сила воздействия потока на колесо определяется по формуле

$$P_1 = \gamma \left(H_{вх} F_{вх} - H_{вых} F_{вых} - \frac{\alpha}{g} \times \times \frac{Q^2}{F_{вых}} \right) \text{ кг,} \quad (\text{VII.72})$$

здесь $H_{вх}$ и $H_{вых}$ — напор на входе и на выходе рабочего колеса в м вод. ст.; $F_{вх}$ —

Т а б л и ц а VII.2. Поправочный множитель

Re	l/d_k								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

формулы (VII.67), по рекомендации М. А. Михеева вводится поправочный множитель согласно табл. VII.2. Эквивалентный диаметр d_k , определяемый как функция полного периметра канавки, позволяет в настоящем расчете применять формулу (VII.67) при $Re > 7000$. Физические параметры воды в этой формуле вычисляются при среднеарифметической температуре воды t_{cp} по табл. VII.3.

Т а б л и ц а VII.3. Физические постоянные воды на линии насыщения

t , град	3600λ, ккал/м·сек·град	$10^6 \nu$, м ² /сек	Pr
0	0,474	1,790	13,70
10	0,494	1,300	9,56
20	0,515	1,000	7,06
30	0,531	0,805	5,50
40	0,545	0,659	4,30
50	0,557	0,556	3,56
60	0,567	0,479	3,00
70	0,574	0,415	2,56

Принимая, что переход тепла от вала к воде происходит по той части периметра канавки s (см. рис. VII.28), которая образована валом, получаем

$$F = slz. \quad (VII.68)$$

Преобразуя выражение (VII.65) с учетом (VII.63), получаем формулу для определения температуры вала (которая в пределах подшипника принимается одинаковой):

$$t_s = \frac{q\gamma c \Delta t}{\alpha F} + t_{cp}. \quad (VII.69)$$

Температура вала, определяемая по формуле (VII.69), не должна превосходить 100° С. В действительности температура вала

будет меньше вычисляемой по формуле (VII.69), так как отбор тепла происходит не только в зоне канавок, но и в других местах, в частности в верхней ванне подшипника.

Пример 1. Определить температуру воды на выходе из подшипника t_2 и температуру поверхности вала t_s , если дано: $N = 100\ 000$ квт; $H = 80$ м; $n = 125$ об/мин; $D_1 = 4,5$ м; $D_0 = 5,25$ м; $b_0 = 1,3$ м; $D = 1,12$ м; $l = 0,6$ м; $j = 0,00018$ м²; $s = 0,04$ м; $s_k = 0,09$ м; $z = 16$; $q = 0,01$ м²/сек; $t_1 = 25^\circ$ С.

Решение. По формуле (VII.61) находим $P = 0,01\pi 5,25 \cdot 1,3 \cdot 80 \cdot 1000 = 17\ 200$ кг.

Определяем удельное давление

$$p = \frac{17\ 200}{112 \cdot 60} = 2,56 \text{ кг/см}^2.$$

Находим окружную скорость вала

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,12 \cdot 125}{60} = 7,33 \text{ м/сек}.$$

По рис. VII.29 находим $B = 0,14$. По формуле (VII.62) вычисляем

$$\mu = 0,14 \frac{\sqrt{7,33}}{2,56} = 0,148.$$

Принимаем $\mu = 0,08$. По формуле (VII.63) находим

$$\Delta t = \frac{17\ 200 \cdot 7,33 \cdot 0,08}{427 \cdot 0,01 \cdot 1000 \cdot 1} = 2,4^\circ \text{ С}.$$

Следовательно,

$$t_2 = 25 + 2,4 = 27,4^\circ \text{ С};$$

$$t_{cp} = \frac{25 + 27,4}{2} = 26,2^\circ \text{ С}.$$

Для средней температуры воды 26,2° С по табл. VII.3 находим:

$$\lambda = \frac{0,525}{3600}; \quad \nu = 0,88 \cdot 10^{-6}; \quad Pr = 6,09.$$

Определяем d_k , ω и F :

$$d_k = \frac{4 \cdot 0,00018}{0,09} = 0,008 \text{ м};$$

$$\omega = \frac{0,01}{0,00018 \cdot 16} = 3,5 \text{ м/сек};$$

$$F = 0,04 \cdot 0,6 \cdot 16 = 0,384 \text{ м}^2.$$

Вычисляем критерий

$$Re = \frac{3,5 \cdot 0,008}{0,88} \cdot 10^6 = 32\ 000.$$

По формуле (VII.67) находим

$$\alpha = 0,023 \frac{0,525}{3600 \cdot 0,008} \cdot 32\,000 \cdot 0,8 \cdot 6,09 \cdot 0,4 = 3,48 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град.}$$

По формуле (VII.69) вычисляем

$$t_{\theta} = \frac{0,01 \cdot 1000 \cdot 1,2,4}{3,48 \cdot 0,384} + 26,2 = 43^{\circ} \text{ С.}$$

Пример 2. Определить t_{θ} , если $q = 0,01 \text{ м}^3/\text{сек}$; $t_1 = 25^{\circ} \text{ С}$; $t_2 = 50^{\circ} \text{ С}$ (прочие данные взять из примера 1).

Число лопастей колеса	4	5	6	7	8
Коэффициент k	0,85	0,87	0,9	0,93	0,95

Решение. Находим среднюю температуру воды

$$t_{cp} = \frac{25 + 50}{2} = 37,5^{\circ} \text{ С.}$$

Коэффициент быстроходности турбины	280	235	200	190	100	90
Тип рабочего колеса	PO123	PO211	PO82	PO638	PO533	PO246
Коэффициент k	0,34—0,41	0,28—0,34	0,22—0,28	0,20—0,26	0,08—0,14	0,07—0,12

Для средней температуры воды $37,5^{\circ} \text{ С}$ по табл. VII.3 находим:

$$\lambda = \frac{0,542}{3600}; \quad \nu = 0,695 \cdot 10^{-6}; \quad Pr = 4,6.$$

Вычисляем критерий

$$Re = \frac{3,5 \cdot 0,008}{0,695} \cdot 10^6 = 40\,000.$$

По формуле (VII.67) находим

$$\alpha = 0,023 \frac{0,542}{3600 \cdot 0,008} \cdot 40\,000 \cdot 0,8 \cdot 4,6 \cdot 0,4 = 3,85 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град.}$$

По формуле (VII.69) вычисляем

$$t_{\theta} = \frac{0,01 \cdot 1000 \cdot 1,25}{3,85 \cdot 0,384} + 37,5 = 207^{\circ} \text{ С.}$$

Как видно из примера 2, значительное нагревание воды ($\Delta t = 25^{\circ} \text{ С}$) недопустимо, так как это приводит к чрезмерному нагреванию вала, даже если иметь в виду, что его реальная температура меньше расчетной.

7. Расчет осевого гидравлического усилия

Поток воды, проходя через рабочее колесо гидротурбины, вызывает появление осевой нагрузки, величина которой зависит от напора, размеров и типа колеса, а также от конструкции рабочего колеса и уплотнений.

Определение осевого давления необходимо для расчетов вала и подпятника гидротурбины. Приблизительно значение осевого

давления воды на рабочее колесо может быть определено по эмпирической формуле

$$P_{oc} = k \frac{\pi}{4} D_1^2 H_{max} \gamma \text{ кг.} \quad (\text{VII.70})$$

Здесь D_1 и H_{max} — диаметр рабочего колеса и максимальный напор в м, γ — удельный вес воды в кг/м^3 .

Величина коэффициента k для рабочих колес поворотнолопастных турбин зависит от числа лопастей:

Для рабочих колес радиально-осевых гидротурбин величина k в зависимости от быстроходности и типа колеса принимает следующие значения:

Меньшие значения коэффициента следует брать для больших размеров турбин.

При подсчете осевого усилия по эмпирической формуле не учитывается конструкция колеса и его уплотнения. Точный расчет осевого усилия на рабочем колесе поворотнолопастной турбины производится по найденным экспериментально силовым характеристикам (см. п. 4 наст. гл.). Точный расчет осевого усилия на рабочем колесе радиально-осевой турбины может быть произведен по методике, разработанной на ЛМЗ А. Ю. Колтоном.

Полное осевое усилие на рабочем колесе радиально-осевой гидротурбины представляется как сумма следующих составляющих:

$$P_{oc} = P_1 + P_2 + P_3 \text{ кг,} \quad (\text{VII.71})$$

где P_1 — сила воздействия потока на внутреннюю полость колеса в кг ; P_2 — сила давления воды на верхний обод рабочего колеса в кг ; P_3 — сила давления воды на нижний обод рабочего колеса в кг .

Сила воздействия потока на колесо определяется по формуле

$$P_1 = \gamma \left(H_{вх} F_{вх} - H_{вых} F_{вых} - \frac{\alpha}{g} \times \times \frac{Q^2}{F_{вых}} \right) \text{ кг,} \quad (\text{VII.72})$$

здесь $H_{вх}$ и $H_{вых}$ — напор на входе и на выходе рабочего колеса в м вод. ст.; $F_{вх}$ —

площадь горизонтальной проекции боковой поверхности на входе рабочего колеса с образующей CD (рис. VII.30) в m^2 , $F_{вых}$ — площадь сечения потока на выходе из рабочего колеса (круг с радиусом FE , рис. VII.30)

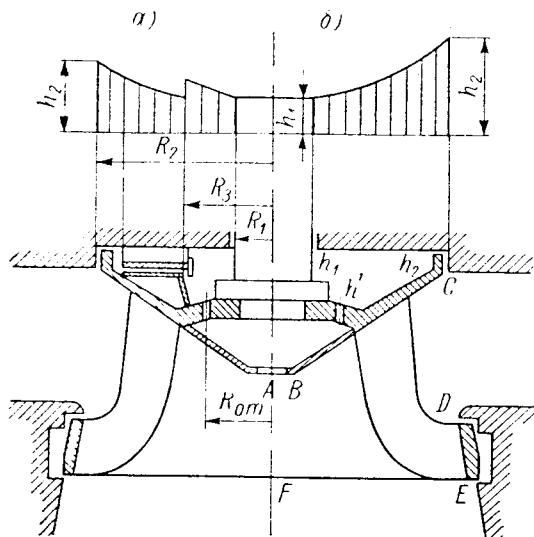


Рис. VII.30. К расчету осевого гидравлического усилия, действующего на рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины: а — с дефлектором; б — без дефлектора

в m^2 ; Q — расход через турбину в $m^3/сек$; g — ускорение силы тяжести в $m/сек^2$; γ — удельный вес воды в $кГ/м^3$; α — эмпирический коэффициент.

Величина коэффициента α выбирается в зависимости от быстроходности турбины:

Коэффициент быстроходности турбины	65	100	150	200	250	300	350
Коэффициент α	1	0,87	0,75	0,67	0,63	0,61	0,6

Напор перед и за рабочим колесом в m вод. ст. определяется по формулам:

$$\left. \begin{aligned} H_{вх} &= H - H_s - \frac{c_{1m}^2}{2g}; \\ H_{вых} &= -H_s - \frac{c_{2m}^2}{2g}, \end{aligned} \right\} \text{(VII.73)}$$

где H — напор турбины в m ; H_s — геометрическая высота отсасывания в m ; c_{1m} и c_{2m} — меридиональные составляющие скорости потока на входе в колесо и на выходе из него в $m/сек$.

Сила давления воды на верхний обод колеса может быть определена по формуле (рис. VII.30)

$$P_2 = F \frac{h_1 + h_2}{2} \gamma \text{ кГ}, \text{ (VII.74)}$$

где h_1 — давление в зазоре между верхним ободом и крышкой турбины у вала в m вод. ст.;

h_2 — давление в зазоре между верхним ободом и крышкой турбины у наружной кромки обода в m вод. ст.; F — площадь кольца, ограниченного наружным радиусом верхнего обода R_2 и радиусом вала турбины R_1 , в m^2 ; γ — удельный вес воды в $кГ/м^3$.

Величины давлений h_1 и h_2 определяются по давлениям перед колесом и за ним с учетом потерь напора в лабиринте и разгрузочных отверстиях рабочего колеса. Эти величины определяются из условий равенства протечек через лабиринтные уплотнения и разгрузочные отверстия. Поскольку эпюра давления на верхний обод представляет собой параболаид (см. рис. VII.30), то

$$h_2 = h_1 + \frac{\omega_1^2}{2g} (R_2^2 - R_1^2) \text{ м}, \text{ (VII.75)}$$

где ω_1 — угловая скорость вращения воды в зазоре между крышкой турбины и верхним ободом рабочего колеса в $1/сек$. Величина ω_1 лежит в пределах 0,5—0,7 от угловой скорости вращения турбины; большие значения ω_1 следует принимать при сложной конфигурации верхней поверхности обода.

Величина h_1 определяется по давлению перед разгрузочным отверстием, которое равно

$$\begin{aligned} h' &= k_1 H_{вых} + \\ &+ k_2 \left[H_{вх} - \frac{\omega_1^2}{2g} (R_2^2 - R_1^2) \right] \text{ м вод. ст.}, \end{aligned} \text{ (VII.76)}$$

где при равенстве коэффициентов расхода

$$k_1 = \frac{\left(\frac{F_{р.к}}{F_{yn}} \right)^2}{1 + \left(\frac{F_{р.к}}{F_{om}} \right)^2 + \left(\frac{F_{р.к}}{F_{yn}} \right)^2}; \text{ (VII.77)}$$

$$k_2 = \frac{1 + \left(\frac{F_{р.к}}{F_{om}} \right)^2}{1 + \left(\frac{F_{р.к}}{F_{om}} \right)^2 + \left(\frac{F_{р.к}}{F_{yn}} \right)^2}. \text{ (VII.78)}$$

Здесь F_{yn} , F_{om} , $F_{р.к}$ — соответствующие площади сечений, определяющие расход в уплотнениях, разгрузочных отверстиях и в отверстии конуса рабочего колеса с радиусом AB на рис. VII.30.

Зная h' , можно определить давление h_1 :

$$h_1 = h' - \frac{\omega_1^2}{2g} (R_{om}^2 - R_1^2) \text{ м вод. ст.} \quad (\text{VII.79})$$

Сила давления на нижний обод P_3 определяется как сумма трех составляющих сил: давления воды на верхний торец обода, давления на нижний торец и давления на наружную боковую поверхность обода.

На верхний торец действует обычно полное $H_{вх}$, на наружную боковую поверхность нижнего обода и на его нижний торец действует давление $H_{вых}$, поскольку обычно зазор в точке E большой, и в этом месте уплотнений не ставят.

Следует учесть, что в зависимости от типа колеса нижний обод имеет разную конфигурацию, и давление на него может быть направлено как вниз, так и вверх.

В некоторых случаях для уменьшения осевого давления на колесо применяется дефлектор, основную часть которого составляет кожух, закрепленный на верхнем обode. Верхняя часть дефлектора выполняется в виде плоского кольца. Над этим кольцом на ребрах к крышке турбины неподвижно прикрепляется плоский диск таких же размеров. Пространство между кольцами имеет на периферии свободный выход. На внутреннем диаметре дефлектора устанавливается буртик, ограничивающий зазор между неподвижным и вращающимся кольцами. При вращении колеса вода, находящаяся в пространстве между кольцами дефлектора, захватывается вращающимся диском и отбрасывается центробежными силами к периферии. Затем она возвращается через зазор между неподвижным диском и крышкой турбины в центральную полость над рабочим колесом, откуда через разгрузочное отверстие попадает в конус рабочего колеса.

В связи с тем, что входное сечение на внутреннем радиусе дефлектора мало и поступление воды через него в дефлектор затруднено, давление в пространстве между дисками уменьшается. Наличие дефлектора приводит к изменению эпюры давлений, действующих на верхний обод рабочего колеса (рис. VII.30, а), и уменьшает суммарное осевое усилие. Разгрузка осевого усилия от применения дефлектора тем больше, чем больше площадь дисков и чем меньше зазор на входе в дефлектор.

Размеры дефлектора следует выбирать таким образом, чтобы давление на входе в дефлектор не падало ниже давления парообразования. В противном случае образуется разрыв потока, циркулирующего в дефлекторе, что сопровождается шумом и вибрациями и может вызвать серьезные неполадки в турбине. При заданном диаметре рабочего колеса на величину перепада давлений в дефлекторе влияют два параметра: зазор на входе

в дефлектор и внутренний радиус колец дефлектора.

Зазор на входе в дефлектор определяется технологическими возможностями и, как правило, выбирается несколько больше, чем зазор в уплотнениях.

Из условия сохранения давления в дефлекторе выше давления водяных паров М. М. Орахелашвили рекомендует следующую формулу для выбора R_3 (рис. VII.30, а) в зависимости от размеров турбины:

$$R_3 \approx \sqrt{R_2^2 - \frac{2g}{\omega_1^2} \times \left[10 + \frac{H_{вх} - \left(\frac{F_{р.о}}{F_{уп}} \right)^2 H_{вых}}{1 + \left(\frac{F_{р.о}}{F_{уп}} \right)^2} \right]} \text{ м.} \quad (\text{VII.80})$$

Здесь также принято, что коэффициенты расхода в разгрузочных отверстиях и уплотнениях равны.

Для практических расчетов величины осевого усилия при наличии дефлектора давление на входе в дефлектор может быть принято близким к полному вакууму.

8. Выбор компрессорного оборудования для режима синхронного компенсатора

Весьма часто гидроагрегаты переводятся в режим синхронного компенсатора. Чтобы уменьшить потери, связанные с вращением рабочего колеса, под крышку турбины подводится воздух под давлением. Сжатый воздух при закрытом направляющем аппарате отжимает воду ниже рабочего колеса.

Компрессорное оборудование системы отжатия воды состоит из двух или более компрессоров, нескольких воздухохраников и сети воздухопроводов. Рабочее давление в системе обычно принимается равным 8 кг/см^2 . Выбор емкости воздухохраников V_B можно производить по формуле

$$V_B = \frac{\alpha V_k (p_a + \gamma H_0) - V_{к.а} p_a}{p_1 - p_2} \text{ м}^3. \quad (\text{VII.81})$$

В числителе выражен объем воздуха, необходимый для отжатия с учетом утечек в процессе отжатия. В знаменателе дан предполагаемый перепад давления в воздухохраниках. Здесь приняты следующие обозначения (рис. VII.31): V_k — объем камеры рабочего колеса, занятый сжатым воздухом после отжатия воды, в м^3 ; $p_a = 1 \text{ кг/см}^2$ — атмосферное давление; H_0 — разность уровней нижнего бьефа (УНБ) и отжатого уровня

в камере в см; $\gamma = 0,001 \text{ кг/см}^3$ — удельный вес воды; $V_{к.а}$ — объем части камеры рабочего колеса, не заполненный водой до начала впуска сжатого воздуха, в м^3 ; p_1 — давление в воздухоборниках, при котором автоматически включается компрессор; как правило, $p_1 = 5 \div 6 \text{ кг/см}^2$; p_2 — минимальное давление в воздухоборниках в кг/см^2 ; p_2 должно быть на $1-1,5 \text{ кг/см}^2$

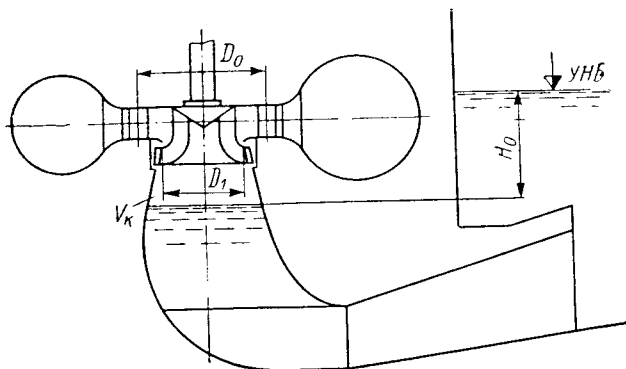


Рис. VII.31. Схематический разрез гидротурбины

больше давления в камере рабочего колеса после отжатия воды; α — опытный коэффициент, зависящий от H_0 ; для радиально-осевых турбин $\alpha = 1,5 \div 1,7$; для поворотно-лопастных турбин $\alpha = 1,3 \div 1,5$, причем меньшее значение принимается для подпоров (H_0), равных $1-3 \text{ м}$, большее значение — для подпоров, равных $6-8 \text{ м}$.

Производительность компрессоров Q_k можно определить по формуле

$$Q_k = \frac{\alpha V_{к.а} (p_a + \gamma H_0) - V_{к.а}}{p_a t} + zq \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (\text{VII.82})$$

где t — продолжительность заполнения воздухоборников после перевода агрегата в режим синхронного компенсатора; обычно $t = 25 \div 30 \text{ мин}$; z — общее число агрегатов, работающих одновременно в режиме синхронного компенсатора; q — утечки сжатого воздуха из камеры рабочего колеса после перевода агрегата в режим синхронного компенсатора в $\text{м}^3/\text{мин}$.

Величина q определяется по эмпирической зависимости

$$q = 0,023 D_1^2 \sqrt{p_a + \gamma H_0} \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (\text{VII.83})$$

Диаметр магистрального трубопровода для подачи сжатого воздуха в камеру рабочего колеса для отжатия воды рекомендуется вычислять по формуле

$$d = 0,03 D_1 \text{ м}, \quad (\text{VII.84})$$

где D_1 — номинальный диаметр рабочего колеса в м .

Количество компрессоров в системе отжатия воды следует принимать не менее двух, каждый производительностью $70-75\%$ от полученной по расчету. При этом в случае выхода из строя одного компрессора второй все же обеспечит работоспособность системы. При числе компрессоров более двух резерв можно не предусматривать.

Поскольку у современных гидроагрегатов перевод в режим синхронного компенсатора и обратно автоматизирован, в конструкции турбины должны быть предусмотрены необходимые устройства.

ГЛАВА VIII

СПРАВОЧНЫЕ И РУКОВОДЯЩИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ГИДРОАГРЕГАТА

1. Техничко-экономическое обоснование новых проектов гидротурбин

Целью технико-экономического обоснования является определение и подтверждение путем расчета экономической целесообразности создания и внедрения определенного объекта новой техники. Для этого обычно применяется один из двух способов:

а) нахождение оптимального из нескольких возможных вариантов на основе сопоставления их технико-экономических показателей;

б) сравнение создаваемого объекта новой техники или принятого нового решения с определенным техничеки и экономически сопоставимым объектом существующей техники или с базисным решением.

При всем многообразии вопросов, решаемых с помощью технико-экономических обоснований, общим для всех вариантов является условие их технической и экономической сопоставимости. Единым методом определения экономической эффективности является сопоставление капиталовложений и себестоимости годовой продукции по сравниваемым вариантам.

2. Основные методы расчета и показатели экономической эффективности

Экономическая эффективность нового решения определяется его сравнением с соответствующим базисным решением. В качестве базы для сравнения принимается лучший образец отечественной или зарубежной техники. При этом должны быть соблюдены: а) равная степень надежности; б) одинаковые величины энерговыработки и установленной мощности.

При сопоставлении необходимо придерживаться одинаковой степени достоверности исходных данных и одинаковой полноты на-

учных исследований при отработке сравниваемых вариантов. При несовпадении только мощностей сопоставление вариантов может быть осуществлено путем соответствующего пересчета параметров нового варианта на значение, соответствующее базисному. В тех случаях, когда новое решение дает энергетический эффект по ряду показателей (выработка, установленная мощность, капиталовложения), сопоставление нового варианта с базисным следует вести через так называемую тепловую конденсационную электростанцию (КЭС). При этом считается, что в случае отказа от применения нового варианта разность в мощности и выработке между новым и старым вариантами в этом районе придется восполнять с помощью тепловой электростанции со всеми вытекающими отсюда затратами на установку дополнительных мощностей КЭС, увеличение подвоза топлива и т. д.

Основными показателями для определения экономической эффективности являются: капиталовложения (затраты) K , себестоимость продукции (стоимость) C , коэффициент экономической эффективности E или срок окупаемости T дополнительных капиталовложений.

Наиболее эффективен вариант, при котором требуются наименьшие капиталовложения при наименьшей себестоимости продукции. Если новое решение отличается от базисного большей суммой капиталовложений и меньшей суммой издержек производства, то целесообразность нового решения может определяться с помощью срока окупаемости (или обратной ему величины — коэффициента экономической эффективности). Эти величины рассчитываются по следующим формулам:

$$T = \frac{K_{\Pi} - K_{Б}}{C_{Б} - C_{\Pi}} \text{ лет}; \quad (\text{VIII.1})$$

$$E = \frac{C_{Б} - C_{\Pi}}{K_{\Pi} - K_{Б}} = \frac{1}{T} \text{ 1/лет}, \quad (\text{VIII.2})$$

где K_{II} , K_B и C_{II} , C_B — соответственно капиталовложения и себестоимость продукции по предлагаемому и базовому вариантам в тыс. руб. Вычисленные для рассматриваемого варианта срок окупаемости и коэффициент экономической эффективности не должны выходить за пределы нормативных значений, установленных на текущий период: $T \leq T_n$ и $E \geq E_n$.

Для отечественной энергетики на период 1966—1970 гг. рекомендованы $E_n = 0,125$; $T_n = 8$ лет (для всего народного хозяйства $E_n = 0,1$ и $T_n = 10$ лет).

Экономия на издержках производства с экономией (перерасходом) на капиталовложениях непосредственно суммировать нельзя. Капиталовложения делаются одновременно, а экономия от снижения себестоимости (издержек) реализуется в течение ряда лет. В этих случаях для экономических сопоставлений применяется показатель приведенных затрат

$$P = C + E_n K \text{ тыс. руб.}, \quad (\text{VIII.3})$$

где K — капиталовложения по данному варианту в тыс. руб., экономия на приведенных затратах определяется по формуле

$$\Delta P = P_B - P_{II} \text{ тыс. руб.} \quad (\text{VIII.4})$$

При оценке эффективности усовершенствования существующей конструкции срок окупаемости капиталовложений можно определить по формуле

$$\frac{K_{II}}{C_B - C_{II}} \leq T_n \text{ лет}, \quad (\text{VIII.5})$$

где K_{II} — дополнительные капиталовложения на усовершенствование. По формулам (VIII.3) и (VIII.4) приведенных затрат сравнивают различные варианты; лучшим признается вариант с наименьшими затратами.

Для определения годового экономического эффекта по заводу-изготовителю $S_{пр}$ можно пользоваться формулой

$$S_{пр} = [(C_B + E_n K_B) - (C_{II} + E_n K_{II})] A \text{ тыс. руб.}, \quad (\text{VIII.6})$$

где A — годовой объем выпускаемой продукции после внедрения нового решения.

Для определения экономического эффекта, полученного только в ходе эксплуатации $S_{экс}$, формула будет иметь вид

$$S_{экс} = [T_n (C_B^э - C_{II}^э) + (K_B^э - K_{II}^э)] A \text{ тыс. руб.} \quad (\text{VIII.7})$$

Соответственно, если экономический эффект может быть получен не только на заводе-изготовителе гидротурбины, но и на

месте эксплуатации, его следует исчислять по следующей формуле:

$$S_{пр+экс} = [(C_B + E_n K_B) - (C_{II} + E_n K_{II}) + T_n (C_B^э - C_{II}^э) + (K_B^э - K_{II}^э)] A \text{ тыс. руб.}, \quad (\text{VIII.8})$$

где T_n — нормативный срок окупаемости; $K^э$ — дополнительные капиталовложения в тыс. руб.; $C^э$ — себестоимость продукции, полученной на оборудовании в ходе его эксплуатации, в тыс. руб.

Полный экономический эффект следует определять как алгебраическую сумму экономических эффектов в сфере производства и эксплуатации. Объем годового производства A при этом берется по второму году внедрения мероприятий.

При разнице в мощностях предлагаемой и базисной гидротурбин (наличии дополнительной мощности) расчеты для КЭС ведутся в условиях такой же энергосистемы, что и для ГЭС.

При длительных сроках осуществления нового решения или при разнице в сроках ввода в эксплуатацию сравниваемых вариантов сравнение необходимо вести по величине приведенных капиталовложений K' , подсчитываемых на один год внедрения по следующим формулам:

при сроке не более пяти лет

$$K' = K (1 + E_n)^t \text{ тыс. руб.}, \quad (\text{VIII.9})$$

при сроке более пяти лет

$$K' = K (1 + E_n)^t \text{ тыс. руб.}, \quad (\text{VIII.10})$$

где t — период замораживания капиталовложений в годах.

В состав капиталовложений гидротурбинного производства, связанных с его перестройкой для изготовления нового оборудования, входят:

а) затраты на проектирование и подготовку производства, технологического оборудования и оснащения;

б) затраты на изготовление и монтаж нового технологического оборудования и оснастки;

в) восстановительная и ликвидационная стоимость основных средств, использованных для внедрения нового мероприятия или ликвидируемых в связи с этим внедрением (ликвидационная стоимость вычитается).

Предварительное определение себестоимости и цены новой гидротурбины рекомендуется производить с помощью формул и номограмм чистого веса, удельной себестоимости, трудоемкости и количества гидротурбин в партии (см. п. 5 настоящей главы).

Вспомогательное оборудование и комплектующие покупные изделия берутся по прейскурантным ценам или заводским калькуляциям.

3. Виды и особенности расчетов экономической эффективности новых типов и конструкций гидротурбин

Экономия от создания и внедрения новых типов гидротурбин может иметь место как в результате освоения более высоких напоров и расходов гидротурбинами новых или обычных типов, так и в результате установки в освоенном диапазоне напоров гидротурбин принципиально новых типов: продвижения поворотнолопастных турбин в зону более высоких напоров с вытеснением радиально-осевых, продвижения радиально-осевых турбин в зону более высоких напоров с вытеснением ковшовых, создания капсульных, диагональных, двухперовых и других типов гидротурбин, а также обратимых гидромашин.

Характерными условиями расчета являются следующие.

1. Создаваемая турбина предназначена для установки на напорах, ранее не используемых в современной практике. Внедрение такой турбины исключает необходимость в постройке новой или расширении существующей КЭС. Расчет эффективности ведется по замещающей КЭС.

2. Создаваемые турбины впервые предназначены для работы в новых для них зонах напора (область применения других турбин). Сравнение проводится между вновь создаваемыми и имеющимися на этом напоре типами турбин. Экономия получается как разница в стоимости оборудования ГЭС и затратах на строительство.

3. Создаваемая турбина имеет тот же тип и напор, что и обычная, но отличается значительным превышением мощности. В этом случае сравнение проводится между обычно устанавливаемой и более мощной новой турбиной. Экономия может быть получена от уменьшения капиталовложений в гидротурбины, генераторы и строительную часть ГЭС, а также в результате обеспечения дополнительной мощности.

4. Совершенствование конструкций гидротурбин вызвало улучшение их энергетических и кавитационных свойств, повышение надежности, экономичности и технологичности конструкций.

В последнем случае может иметь место большое количество разнообразных задач, например следующие.

1. Улучшение энергетических и кавитационных свойств гидротурбины обеспечивается применением усовершенствованных элементов проточного тракта, рабочего колеса, отсасывающей трубы, спиральной камеры и др. Эти улучшения ведут к повышению среднеэксплуатационного к. п. д. и мощности агрегата, к уменьшению стоимости строительства (вследствие уменьшения габаритов или улучшения кавитационных свойств). Экономия здесь достигается в ос-

новном от увеличения выработки электроэнергии, установленной мощности, а также от уменьшения затрат на строительство.

2. Улучшение конструкции гидротурбины осуществлено без изменения ее энергетических свойств. В этом случае экономия складывается из следующих факторов: изменения стоимости материалов; изменения габаритов и веса турбины; изменения технологии и трудоемкости изготовления и сборки турбины; сокращения сроков изготовления, сборки и монтажа турбины; повышения надежности работы турбины, улучшения ее эксплуатационных свойств, т. е. достижения более высоких показателей безотказности (безаварийности), долговечности и ремонтнопригодности турбины. Экономия может получаться на одном или нескольких вышеперечисленных пунктах.

Во всех перечисленных случаях сопоставление вариантов требует определения затрат на увеличение мощности и выработки электроэнергии КЭС, которой мы заменяем дополнительный энергетический эффект, полученный в результате усовершенствования конструкции или перехода на новый тип оборудования. Расчет позволяет определить срок окупаемости и приведенную экономию дополнительных капиталовложений в ГЭС по сравнению с затратами на расширение КЭС. Схему расчета упрощенно (без учета линии передач энергии и др.) можно свести к следующему. Срок окупаемости, равный отношению величины превышения дополнительных капиталовложений в ГЭС (по сравнению с КЭС) к величине снижения годовых издержек, должен быть не более отраслевого срока окупаемости (для гидротурбостроения — 8 лет), т. е.

$$\frac{\Delta K_{ГЭС} - \Delta K_{КЭС}}{\Delta C_{КЭС} - \Delta C_{ГЭС}} \leq T_n, \quad (\text{VIII.11})$$

а приведенная экономия в тыс. руб.

$$S' = (\Delta C_{КЭС} - \Delta C_{ГЭС}) T - (\Delta K_{ГЭС} - \Delta K_{КЭС}). \quad (\text{VIII.12})$$

Здесь дополнительные капиталовложения в ГЭС

$$\Delta K_{ГЭС} = \Delta K_{об} + \Delta K_{стр} \text{ тыс. руб.}, \quad (\text{VIII.13})$$

где

$$\Delta K_{об} = \Delta G_m \Pi_m + \Delta G_{ген} \Pi_{ген} + \Delta G_{мет} \Pi_{мет} + \Delta G_{мех} \Pi_{мех} \text{ тыс. руб.} \quad (\text{VIII.14})$$

отражает дополнительные капиталовложения в оборудование и равен сумме произведений дополнительных весов ΔG турбин, генераторов, металлоконструкций и механизмов (в формуле им даны соответствующие

индексы) в m на их удельную стоимость Π в тыс. руб/ m , а

$$\Delta K_{стр} = \Delta V_{бет} \Pi_{бет} + \Delta V_{зем} \Pi_{зем} \text{ тыс. руб. (VIII.15)}$$

отражает дополнительные капиталовложения в строительную часть и представляет собой сумму произведений соответствующих объемов ΔV в тыс. m^3 работ по бетону и земляных работ (в формуле им даны соответствующие индексы) на их удельную стоимость Π в руб/ m^3 . Увеличение себестоимости годовой продукции ΔC в этом случае в основном будет определяться увеличением годовых издержек эксплуатации $\Delta И$, что позволяет принимать $\Delta C \approx \Delta И$.

Дополнительные годовые издержки эксплуатации по ГЭС равны

$$\Delta И_{ГЭС} = \Delta K_{об} \alpha_{об} \frac{1}{100} + \Delta K_{стр} \alpha_{стр} \times \frac{1}{100} + \Delta N (M_e + И_{пр}) \text{ тыс. руб., (VIII.16)}$$

где $\alpha_{об}$ и $\alpha_{стр}$ — проценты ежегодных отчислений на амортизацию и капитальный ремонт по оборудованию и строительной части; ΔN — превышение установленной мощности ГЭС в квт; M — штатный коэффициент в чел/квт; e — среднегодовая зарплата в тыс. руб/чел; $И_{пр}$ — прочие расходы по ГЭС в тыс. руб/квт.

Дополнительные капиталовложения по КЭС

$$\Delta K_{КЭС} = 1,1 C_{мон} \Delta \mathcal{E} + 1,1 C_{КЭС} \Delta N \text{ тыс. руб., (VIII.17)}$$

здесь $\Delta \mathcal{E}$ — дополнительная годовая выработка электроэнергии на ГЭС в тыс. квт·ч; $C_{мон}$ — единовременные удельные капиталовложения в топливодобычу и транспорт (в зависимости от экономического района) в руб/квт·ч; $C_{КЭС}$ — удельные капиталовложения в КЭС в тыс. руб/квт; 1,1 — коэффициент, учитывающий больший расход энергии, потребляемой КЭС на собственные нужды, по сравнению с ГЭС.

Дополнительные годовые издержки по КЭС

$$\Delta И_{КЭС} = 1,1 a_K \Delta \mathcal{E} + 1,1 a_N \Delta N \text{ тыс. руб., (VIII.18)}$$

где a_K — топливная составляющая по КЭС, определяющая постоянные ежегодные издержки (в зависимости от экономического района) в руб/квт·ч; a_N — постоянные ежегодные издержки на КЭС в тыс. руб/квт. Экономия подсчитывается по формуле

$$\Delta S = (\Delta K_{КЭС} + T_n \Delta C_{КЭС}) - (\Delta K_{ГЭС} + T_n \Delta C_{ГЭС}) \text{ тыс. руб. (VIII.19)}$$

При изменении конструкции турбины, направленном на улучшение ее энергетических свойств, возникает возможность увеличить установленную мощность как самой турбины, так и ГЭС в целом, т. е. получить так называемый мощностной эффект. Это позволяет помимо эффекта на дополнительной выработке получить экономию на капиталовложениях в установленную мощность заменяющей КЭС.

Мощностной эффект определяется по формуле

$$\Delta N = \Delta \eta_p N_p \text{ квт, (VIII.20)}$$

где $\Delta \eta_p$ — превышение к. п. д. в расчетной точке; N_p — расчетная мощность турбины в квт.

При определении экономического эффекта от снижения аварийности агрегата (повышения его надежности) можно пользоваться методом учета аварийности при сопоставлениях технико-экономических показателей гидротурбинного оборудования, изложенным в трудах ЦКТИ, вып. 61.

Технико-экономическое обоснование должно включать:

1) краткое описание нового мероприятия (варианта) и источника получения экономии, а также технико-экономическую характеристику сравниваемых вариантов;

2) исходные данные для расчетов с указанием источника их получения;

3) собственно расчет и сопоставление вариантов (по возможности в табличной форме), включающие в себя значения показателей, расчетные формулы и численные величины;

4) выводы на основе оценки полученных результатов.

4. Прогнозирование технико-экономических показателей вновь проектируемых турбин

Вследствие весьма разнообразных условий установки и эксплуатации гидротурбинного оборудования одно и то же значение мощности турбины может быть достигнуто на весьма различных по типу, компоновке, конструкции и исполнению агрегатах. Для сопоставления разных турбин между собой и для оценки степени совершенства разработанной конструкции в гидротурбостроении пользуются технико-экономическими показателями, важнейшие из которых приведены в табл. VIII.1.

В ходе разработки эскизных и технических проектов для технико-экономических обоснований и сопоставлений весьма важно хотя бы ориентировочно оценить вес и себестоимость проектируемого гидротурбинного оборудования.

Основными факторами, определяющими вес гидротурбины, являются диаметр рабочего колеса и напор. Выбранный диаметр ра-

Т а б л и ц а VIII.1. Основные технико-экономические показатели в гидротурбостроении

Наименование	Экономическая сущность показателя	Обозначение	Единица измерения
Чистый вес	Технически обоснованное минимально необходимое количество материалов для поставки надежного и совершенного оборудования	G	m
Затраты материалов (металла)	Количество материалов, приобретаемое заводом для изготовления оборудования	M_3	m
Отходы материалов	Потери годного материала при данном уровне технологии	M_0	m
Коэффициент использования материалов	Процентное отношение чистого веса изделия к суммарному весу заготовок	$K_{исп}$	$\%$
Удельный по мощности чистый вес	Показатель конструктивного совершенства оборудования — отношение чистого веса к номинальной мощности	g	$кг/квт$
Приведенная трудоемкость холодной обработки, сварки и сборки гидротурбинного оборудования	Фактическое время труда, затраченное производственными рабочими на холодную обработку, сварку и сборку и исчисляемое по трудовому нормативу из условия применения норм, выполняемых только на 100%	T'	Приведенные нормо-часы (нормо-ч)
Удельная по мощности трудоемкость	Затраты труда производственных рабочих в приведенных нормо-ч на 1 квт установленной мощности турбины	t'_1	нормо-ч/квт
Удельная по чистому весу трудоемкость	Затраты труда производственных рабочих в приведенных нормо-ч на 1 кг чистого веса	t'_2	нормо-ч/кг
Полная себестоимость гидротурбинного оборудования	Издержки производства на единицу (комплектную) или на платежный узел гидротурбинного оборудования	C	руб.
Удельная по мощности себестоимость	Издержки производства на 1 квт установленной мощности	S_1	руб/квт
Удельная по чистому весу себестоимость	Издержки производства на 1 кг чистого веса	S_2	руб/кг
Скорректированная (приведенная) себестоимость	Издержки производства на единицу оборудования без расходов по освоению новых производств	C'	руб.

бочего колеса определяет размеры машины, а напор (при принятом для всех машин примерно одинаковом уровне допускаемых напряжений) обуславливает степень массивности деталей, необходимую для обеспечения их прочности. Для определения чистого веса турбин (в m) в гидротурбостроении применяются следующие эмпирические формулы:

для поворотлопастных турбин

$$G_{пл} = k_1 D_1^{a_1} H^{b_1}, \quad (\text{VIII.21})$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса в m ; H — напор в m ; k_1 , a_1 и b_1 — безразмерные

коэффициенты, которые в зависимости от напора принимают следующие значения:

H в m	10—40	50—80
k_1	2,88	1,435
a_1	2,1	2,1
b_1	0,4	0,6

для радиально-осевых турбин

$$G_{po} = k_2 e^{a_2 D_1} H^{b_2}, \quad (\text{VIII.22})$$

где коэффициенты k_2 , a_2 и b_2 в зависимости от напора принимают следующие значения:

H в м	45—300	300—500
k_2	17,4	14,0
a_2	0,49	0,49
b_2	0,16	0,2

В диапазоне напоров 45—300 м применяются гидротурбины с обычной спиральной камерой, в диапазоне 300—500 м — с усиленной спиральной камерой.

Номограммы подсчитанных по вышеприведенным формулам чистых весов поворотнлопастных и радиально-осевых гидротурбин приведены на рис. VIII.1—VIII.4.

В ряде случаев для объективного сопоставления бывает необходимо хотя бы ориентировочно знать структуру металлозатрат по рассматриваемой гидротурбине. Номограммы для определения структуры металлозатрат поворотнлопастных и радиально-осевых гидротурбин приведены на рис. VIII.5 и VIII.6.

Удельную себестоимость в тыс. руб. за 1 т чистого веса (без расходов на освоение) рекомендуется определять по следующим эмпирическим формулам:

для поворотнлопастных гидротурбин

$$S_{2n.l} = 0,56 + \frac{1,21}{D_1} + 0,002H; \quad (\text{VIII.23})$$

для радиально-осевых гидротурбин

$$S_{2po} = 0,24 + \frac{1,95}{D_1} + 0,0016H, \quad (\text{VIII.24})$$

здесь D_1 и H подставляются в м.

В случаях отклонения от нормального (обычного) исполнения цены и веса корректируются поправочными коэффициентами, значения которых в зависимости от требований к гидротурбинному оборудованию приведены в табл. VIII.2.

Поправочные коэффициенты к предельным ценам и весам для конструктивных модификаций отдельных узлов гидротурбины и вспомогательного оборудования принимаются по табл. VIII.3.

Для гидротурбин новых и неосвоенных типоразмеров, а также для турбин с уникальными параметрами может быть введен дополнительный поправочный коэффициент к цене и весу, достигающий значения 1,10 у поворотнлопастных и 1,05 (к весу) и 1,15 (к цене) у радиально-осевых гидротурбин.

Коэффициент использования материалов при производстве гидротурбин определяется в зависимости от диаметра рабочего колеса по формулам:

для поворотнлопастных гидротурбин

$$K_{исп.пл} = 55 + 2,0D_1; \quad (\text{VIII.25})$$

Т а б л и ц а VIII.2. Поправочные коэффициенты к ценам и весам оборудования гидротурбин особого исполнения

Исполнение	Поправочный коэффициент	
	к предельной цене	к весу
Особо износостойкое рабочее колесо, изготовленное из нержавеющей, кавитационностойких марок стали	1,10	1,00
Экспортное	1,15	1,05
Экспортно-тропическое	1,30	1,05
Капсульная и диагональная поворотнлопастные гидротурбины	Принимаются по данным заводоизготовителей	

Т а б л и ц а VIII.3. Поправочные коэффициенты к ценам и весам для модификаций отдельных узлов и вспомогательного оборудования

Модификация	Поправочный коэффициент	
	к предельной цене	к весу
Двухперовое рабочее колесо поворотнлопастной гидротурбины	1,00	0,85
Разъемное рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины со сборкой на ГЭС	1,05	1,05
Направляющий подшипник турбины на масляной смазке с баббитовыми вкладышами:		
на густой смазке	1,15	1,15
на жидкой смазке	1,30	1,30
Маслонапорная установка в двухконтурном исполнении	1,05	1,10

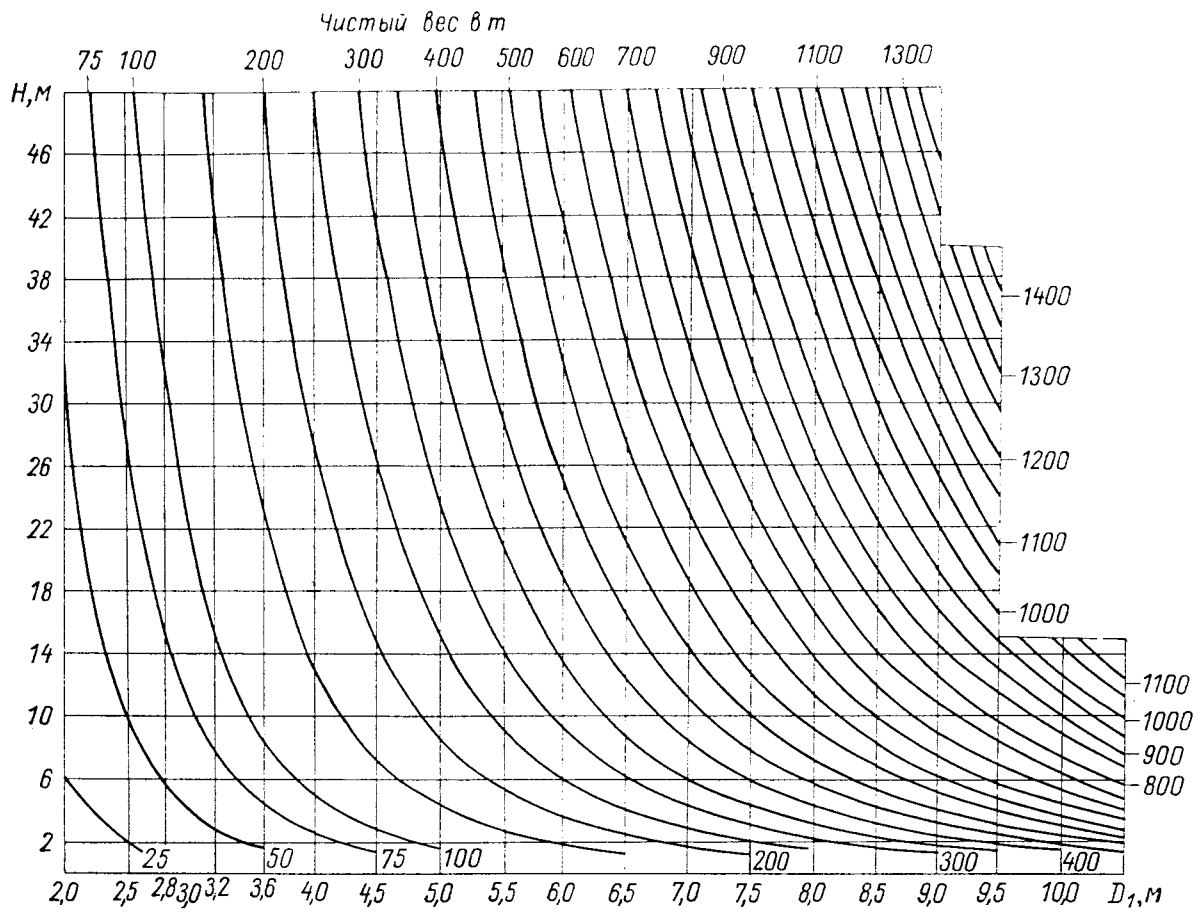


Рис. VIII.1. Номограмма для определения чистого веса поворотнолопастных гидротурбин ПЛ10—ПЛ140:
 $G = 2,88D^{2,1}H^{0,4}$

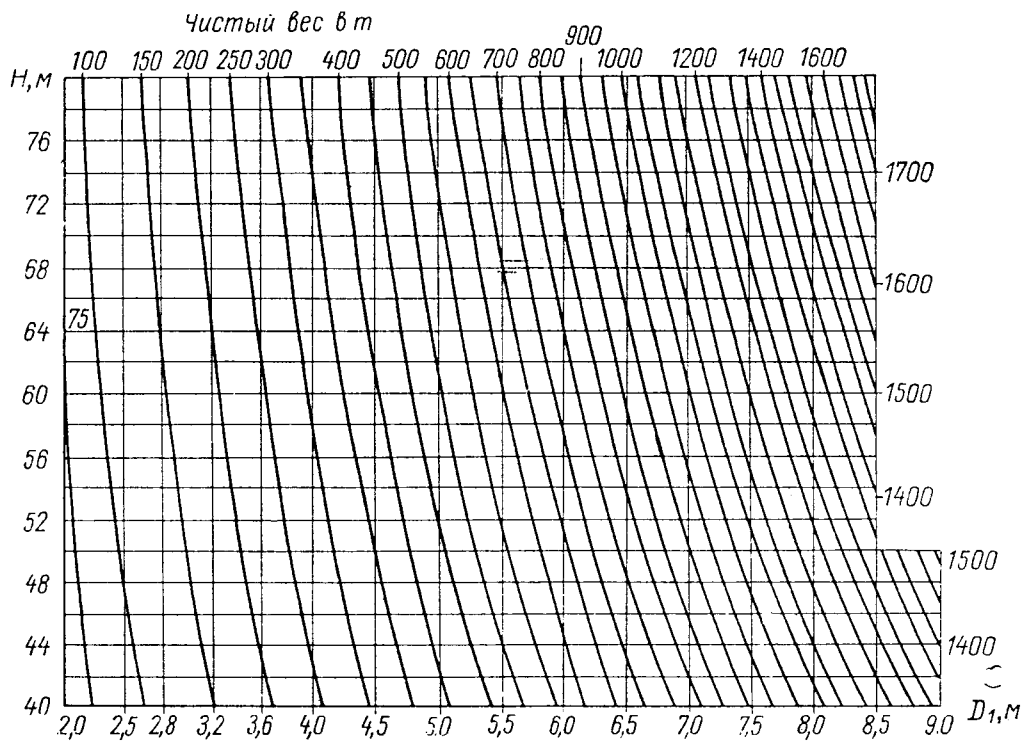


Рис. VIII.2. Номограмма для определения чистого веса поворотнолопастных гидротурбин ПЛ150—ПЛ180: $G = 1,435D^{2,1}H^{0,6}$

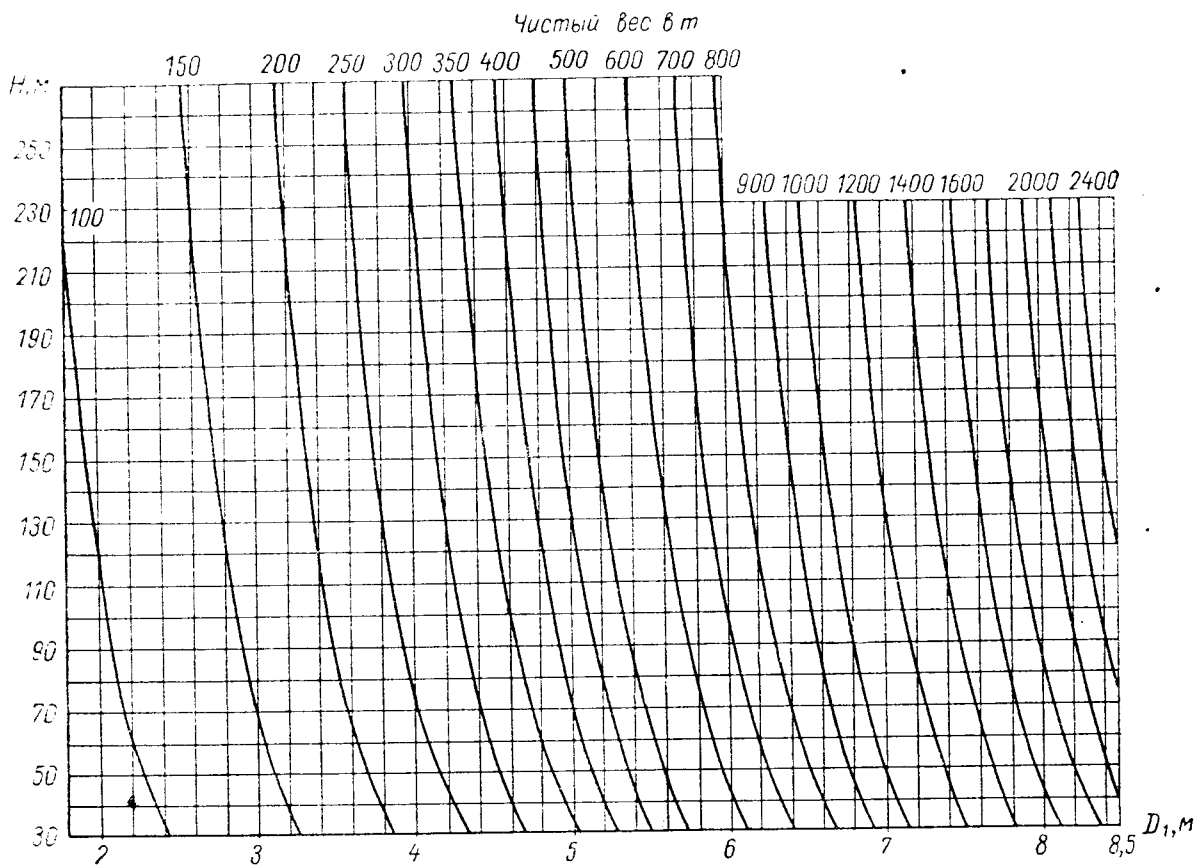


Рис. VIII.3. Номограмма для определения чистого веса радиально-осевых гидротурбин PO45—PO270 с обычной спиральной камерой: $G = 17,4e^{0,49D_1H^{0,16}}$

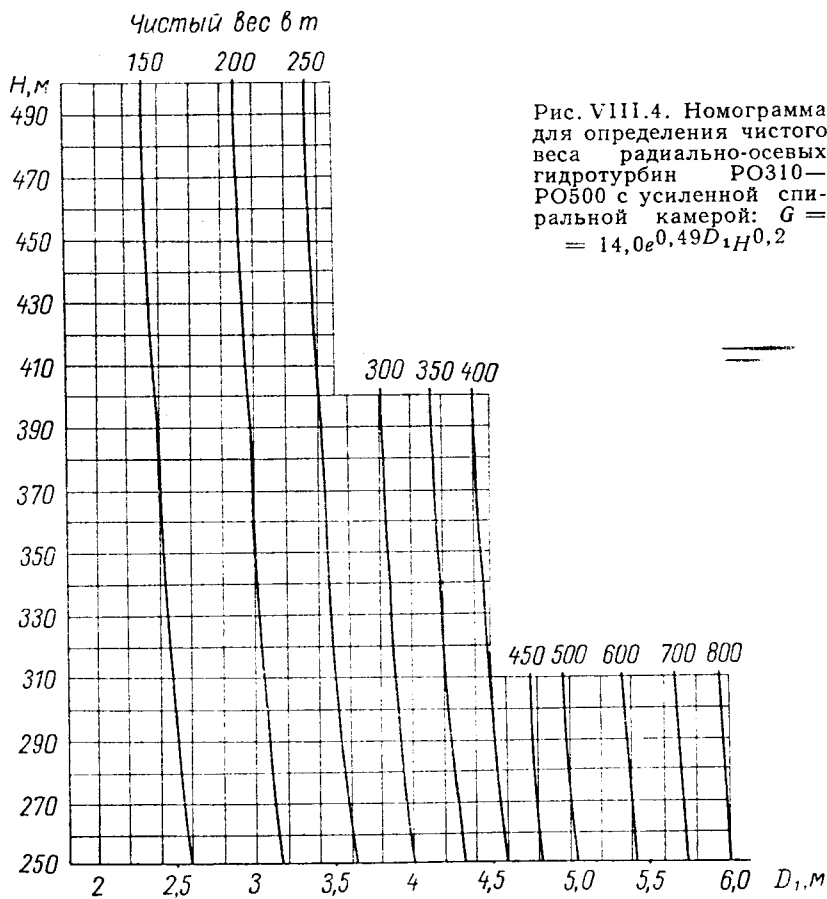


Рис. VIII.4. Номограмма для определения чистого веса радиально-осевых гидротурбин PO310—PO500 с усиленной спиральной камерой: $G = 14,0e^{0,49D_1H^{0,2}}$

для радиально-осевых гидротурбин

$$K_{исп. ро} = 53 + 3,0D_1, \quad (\text{VIII.26})$$

где D_1 подставляется в м.

Удельная трудоемкость изготовления в нормо-ч на 1 т чистого веса определяется

для радиально-осевых гидротурбин

$$i'_{2po} = \frac{1343}{G^{0,45}}, \quad (\text{VIII.28})$$

где G подставляется в т.

Производство гидротурбин носит ярко выраженный индивидуальный характер. Так, средний размер партии гидротурбин (партия — количество турбин, изготовленных по одним и тем же рабочим чертежам, одним и тем же заводом без существенного разрыва во времени) для ЛМЗ им. XXII съезда КПСС за послевоенные годы составляет около пяти турбин; максимальный размер партии — несколько десятков турбин.

С ростом размеров партии трудоемкость каждой последующей турбины падает. Уровень трудоемкости j (в нормо-ч) i -й турбины в партии (при трудоемкости первой турбины, принятой за 1) определяется по формуле

$$j = \frac{1}{i^{0,12}}. \quad (\text{VIII.29})$$

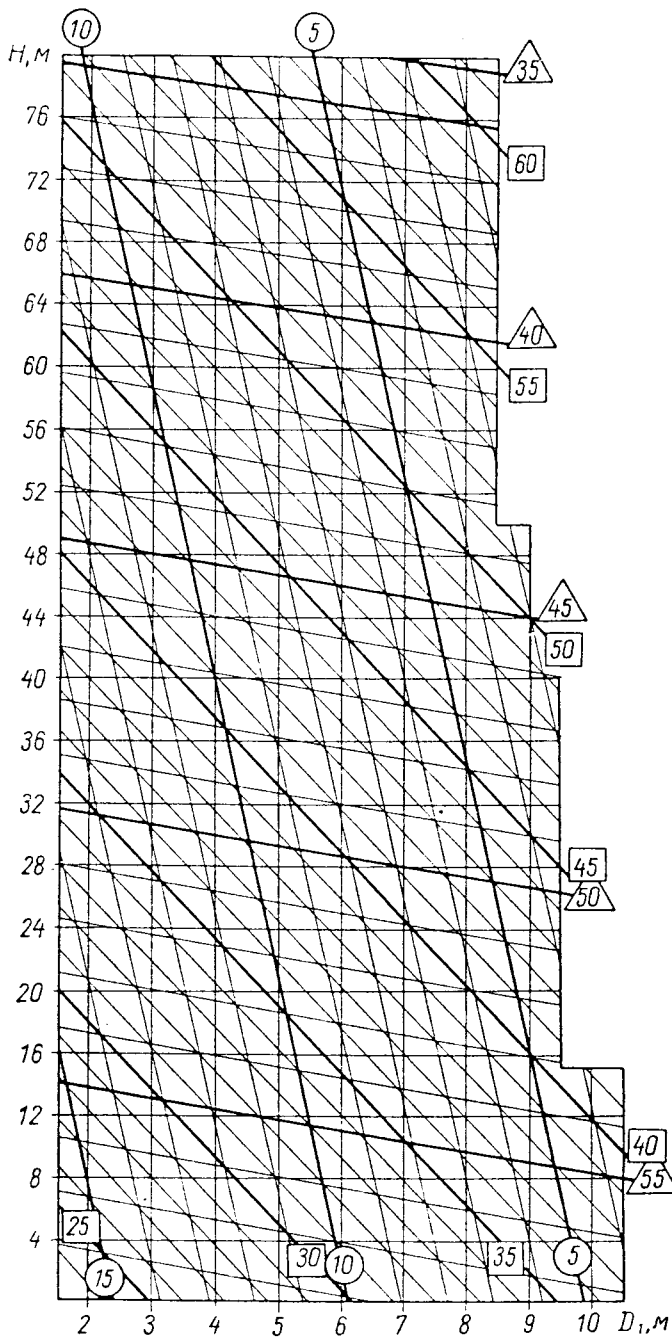


Рис. VIII.5. Номограмма для определения структуры металлозатрат поворотлопастных гидротурбин:

□ — % литья; Δ — % проката; ○ — % поковок; 2% — трубы и прочие материалы

в зависимости от веса гидротурбины по формулам:

для поворотлопастных гидротурбин

$$i'_{2n.1} = \frac{1092}{G^{0,35}}; \quad (\text{VIII.27})$$

5. Техничко-экономические показатели некоторых выпущенных гидротурбин

Весовые показатели. Данные о чистом весе некоторых отечественных поворотлопастных и радиально-осевых гидротурбин представлены в табл. VIII.4.

Удельный по мощности вес гидротурбин колеблется в весьма широком диапазоне (от 2 до 30 и выше кг/квт) в зависимости от типоразмера турбин, напора, степени энергетического совершенства проточной части, конструкции и принятой технологии. Удельный по мощности вес падает с ростом напора, поскольку высоконапорные гидротурбины при одной и той же мощности имеют меньшие габариты. При этом следует иметь в виду, что удельный по мощности вес, вообще говоря, не является объективным критерием для сопоставления между собой турбин разных типов, так как одна и та же мощность может быть получена на турбинах разных типов при сильно отличающихся напорах, скоростях вращения и размерах машин.

В ряде случаев в качестве удельного весового показателя энергетического оборудования используется вес, приходящийся на единицу момента на роторе. Такой показатель представляется более объективным, поскольку он сразу же учитывает разницу в скоростях

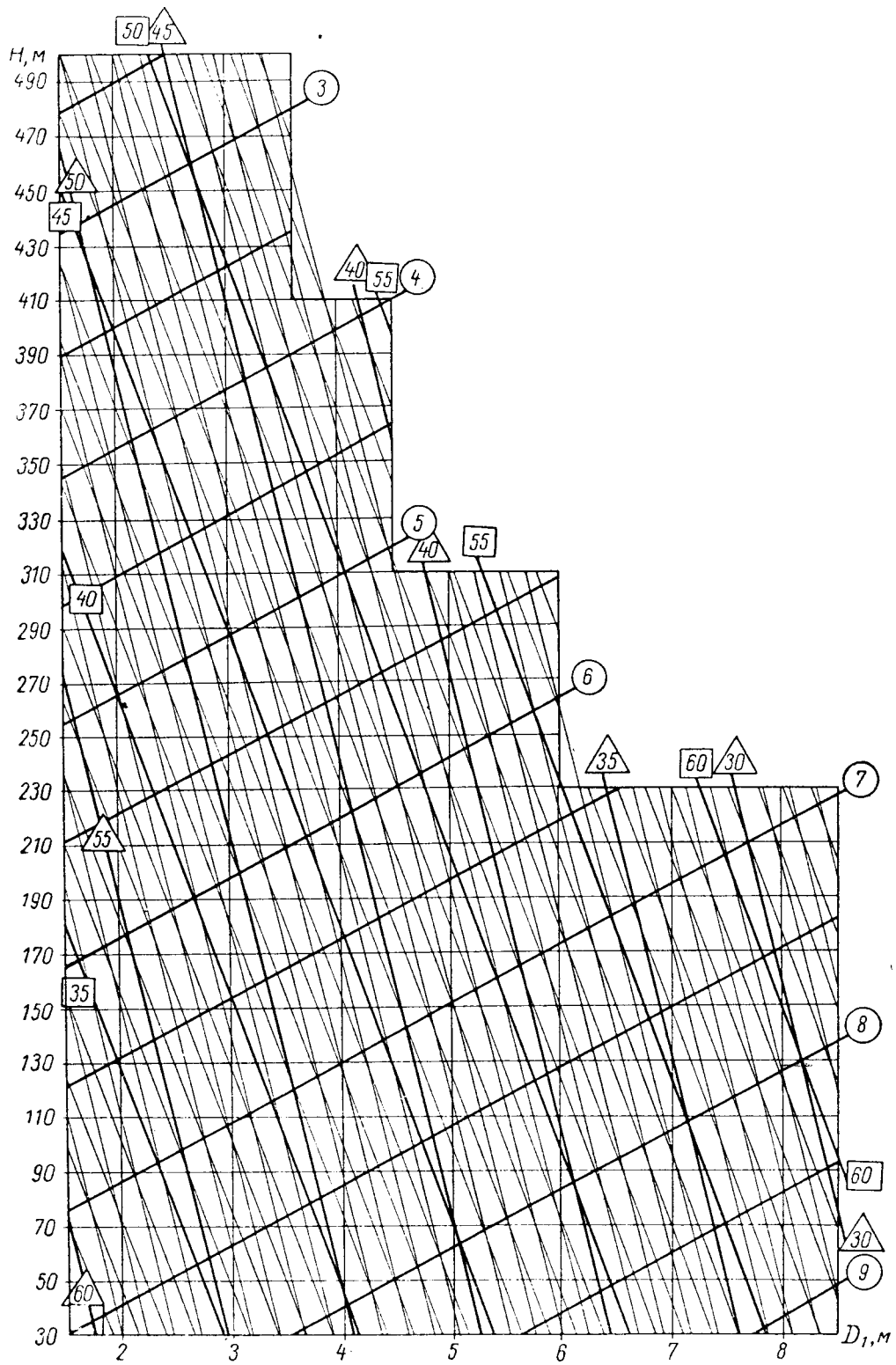


Рис. VIII.6. Номограмма для определения структуры металлозатрат радиально-осевых гидротурбин:

□ — % литья; △ — % проката; ○ — % поковок; 2% — трубы и прочие материалы

Таблица VIII.4. Техничко-экономические показатели некоторых отечественных гидротурбин

Типоразмер турбины	Номинальная мощность, Мвт	Скорость вращения, об/мин	Вес с МНУ и регулятором			Трудозатраты		
			Всего, т	Удельный		Всего тыс. нормо-ч	Удельные	
				по мощности, кг/квт	по моменту кг/кГ-ж		по мощности нормо-ч/квт	по весу нормо-ч/кг
ПЛ103-В-500	9	83,3	340,1	37,8	3,24	53,2	5,92	0,156
ПЛ661-В-550	8,2	68,2	227,23	27,7	1,94	51,0	6,22	0,224
ПЛ984-Г-600	19,2	85,7	739,2	38,5	3,39	112,0	5,84	0,15
ПЛ661-В-550	10,2	68,2	230,15	22,6	1,58	45,7	4,48	0,2
ПЛ661-В-1030	59,3	50	1261,5	21,3	1,09	—	—	—
ПЛ661-В-930	45,4	51,8	930	20,5	1,09	155,7	3,43	0,167
ПЛ661-В-370	6,3	125	106,9	16,95	2,18	53,8	8,5	0,5
ПЛ548-Г-550	21	93,75	474,4	22,6	2,17	63,9	3,05	0,13
ПЛ661-В-550	20,8	93,75	231,33	11,1	1,07	59,1	2,84	0,26
ПЛ510-В-900	59,0	62,5	1170	19,8	1,27	104,2	1,76	0,09
ПЛ661-В-800	58	62,5	753,5	13,0	0,834	122,0	2,1	0,16
ПЛ495-В-660	41,5	88,3	656,6	15,8	1,44	93,0	2,24	0,14
ПЛ661-В-930	107	62,5	1193	11,15	0,715	88,1	0,82	0,074
ПЛ661-В-500	29	115,4	190,3	6,56	0,778	40,7	1,4	0,21
ПЛ587-В-930	115	68,2	1448,8	12,6	0,885	275,7	2,4	0,19
ПЛ587-В-930	115	68,2	1675,4	14,6	1,02	143,4	1,24	0,09
ПЛ587-В-930	118	68,2	1146,7	9,7	0,68	127,8	1,08	0,11
ПЛ-661-В-500	29	115,4	188,4	6,5	0,77	39,0	1,35	0,207
ПЛ587-В-430	25,4	150	219,55	8,65	1,30	56,6	2,23	0,26
ПЛ642-В-550	36,5	107	381,0	10,4	1,15	85,8	2,35	0,23
ПЛ577-В-500	41,7	115,4	334,5	8,0	0,95	63,3	1,51	0,19
ПЛ707-В-500	45,5	115,4	319,5	7,02	0,82	51,3	1,13	0,16
ПЛ577-В-720	90	83,3	1119,5	12,45	1,065	135,0	1,5	0,12
ПЛ646-В-450	56,7	136,4	373,6	6,58	0,92	70,7	1,25	0,19
ПЛ646-В-420	58,7	187,5	288,4	4,91	0,945	53,4	0,91	0,185
ПЛ5А-В-410	79,5	187,5	554,4	6,96	1,34	54,9	0,69	0,1
Д45-5а-435	77	150	453,3	5,9	0,907	66,9	0,87	0,15
РО211-В-410	61,5	125	351,6	5,7	0,73	61,1	0,99	0,17
РО211-В-410	77	125	313,9	4,08	0,524	52,2	0,68	0,17
РО728-6В-630	180	100	745,1	4,14	0,426	168,0	0,93	0,23
РО702-В-550	152	100	142,7	0,94	0,096	62,99	0,41	0,44
РО741-В-380	103	150	235,1	2,28	0,352	40,5	0,39	0,17
РО697-В-750	508	93,75	1359,5	2,68	0,257	173,7	0,34	0,13
РО662-В-550	217	125	585,9	2,7	0,346	53,3	0,25	0,09
РО662-В-225	41,2	300	124,5	3,02	0,93	31,17	0,75	0,25
РО6386-В-410	127	187,5	337,2	2,66	0,51	60,88	0,48	0,18
РО246-В-265	55,2	375	163,7	2,96	1,14	44,8	0,81	0,27
РО683-В-245	56,5	428,6	142,1	2,52	1,10	25,5	0,45	0,18

вращения и габаритах у машин с одинаковой мощностью. Значения веса, приходящегося на 1 кг·м момента на валу турбины, приведены в табл. VIII.4. Как видно из таблицы, значения удельных весовых показателей по моменту у гидротурбин разных типов оказываются более близкими, чем значения удельных весовых показателей по мощности.

Трудоёмкость и себестоимость изготовления. В табл. VIII.4 приведены абсолютные и удельные (на 1 квт мощности и 1 кг чистого веса) показатели трудоёмкости производства некоторых отечественных гидротурбин для первого года изготовления. Трудоёмкость производства гидротурбины зависит от ее конструкции и размера, от структуры и степени совершенства технологического процесса, оснащённости производства станочным оборудованием и средствами механизации ручного труда, от степени специализации и других факторов, а также от серийности производства.

Удельная по чистому весу и мощности себестоимость колеблется для поворотнолопастных турбин соответственно от 0,55 до 2,8 и от 4,6 до 32,8 руб/квт, а для радиально-осевых — от 0,7 до 2,8 и от 2,0 до 37,0 руб/квт. Большие значения себестоимости соответствуют турбинам меньшего размера и мощности.

При нормальных условиях производства затраты на материалы должны преобладать в составе заводской калькуляции и приближаться к 70—80%. Расходы на освоение новых изделий в отдельных случаях могут достигать 35% от заводской калькуляции (опытные и головные образцы). Себестоимость производства гидротурбин снижается с увеличением числа машин в партии, совершенствованием технологии производства, сокращением трудоёмкости, проведением большей унификации и нормализации как узлов и деталей, так и гидротурбин в целом.

6. Материалы, применяемые в гидротурбостроении

Основными материалами для изготовления деталей крупных гидротурбин являются сталь и чугун. В значительно меньшем объеме в гидротурбостроении применяются бронза, баббит и неметаллические материалы (резина, пластмассы, древесные пластики и т. д.). Большинство деталей гидротурбин выполняется из отливок, поковок и сортового или листового проката. Структура применяемых в гидротурбостроении заготовок показана в п. 5 настоящей главы. Материалы, наиболее часто применяемые при изготовлении основных деталей гидротурбин, приведены в табл. VIII.5.

Металлы, применяемые в гидротурбостроении, должны обладать высокими механическими и литейными свойствами, хорошей сва-

риваемостью и удобством механической обработки, а для деталей проточного тракта — еще и высокой кавитационной и эрозионной стойкостью. Лопастные рабочие колеса гидротурбин в процессе работы нагружены значительной знакопеременной нагрузкой. От материала лопастей требуется высокая усталостная прочность.

Гидротурбостроение — весьма металлоёмкое производство. Поэтому конструктору следует во всех возможных случаях стремиться заменять дорогостоящие и дефицитные материалы (высоколегированные стали, бронзу и т. д.) сталью достаточно качества, более дешевыми сплавами и пластмассами.

Большинство крупных стальных отливок и поковок в гидротурбинах выполняется из мало- и среднеуглеродистых сталей марок 20Л, 25Л или 30Л. Эти стали достаточно дешевы, отличаются высокими литейными свойствами и хорошей свариваемостью. Ответственные поковки валов изготавливаются из слитков стали 40 (0,35—0,45% углерода), выплавляемых в мартеновских печах. В эту сталь может добавляться до 1% никеля или хрома; при этом получают малолегированные стали 40Н или 40ХН.

Для лопастей крупных поворотнолопастных гидротурбин до последнего времени широко применялась высокохромистая сталь 25Х14НЛ. Эта сталь обладает значительно лучшей кавитационной стойкостью, чем углеродистая, и имеет высокие механические свойства. Недостатком ее являются плохие литейные качества: склонность к образованию трещин, необходимость производства отливок из этой стали только в электропечах. Получение высококачественных сварных швов и наварок на стали 25Х14НЛ возможно только при подогреве до 350—400°С, вследствие чего ремонт кавитационных разрушений в условиях ГЭС затруднен.

Исследования, проведенные ЦНИИТмашем и ЛМЗ, показали, что оптимальным химическим составом такой стали является несколько более низкое содержание углерода и хрома, что привело к появлению улучшенной стали марки 20Х13НЛ.

С целью сокращения стоимости гидротурбин в последнее время начали применять лопасти, отлитые из обычной углеродистой или малолегированной стали с последующей облицовкой их привариваемыми листами или наваркой слоя нержавеющей стали. В такой конструкции обеспечивается сочетание высокой кавитационной стойкости нержавеющей стали с технологическими преимуществами и малой стоимостью малолегированной стали. В качестве основы для таких конструкций рекомендуется сталь 20ГСЛ, отличающаяся достаточно высокими механическими свойствами. Заварка литейных дефектов на этой стали производится без подогрева, обычными электродами. Сталь

Т а б л и ц а VIII.5. М а т е р и а л ы , п р и м е н я е м ы е в г и д р о т у р б о с т р о е н и и

Наименование детали	Материал
Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины: верхний и нижний ободья лопасти	Сталь марок 20ГСЛ; 0Х12НДЛ; 10Х18НЗГЗД2Л Сталь марок 10Х18НЗГЗД2Л; 22К; 0Х12НД; 15Г2ВЛ
Рабочее колесо поворотнлопастной гидротурбины: лопасти	Сталь марок 30Л; 20ГСЛ; 20Х13НЛ; 1Х18НЗ; ЗД2Л
болты крепления лопасти цапфа рычаг	Сталь марок 25; 30; 35; 40Х; 40ХН Сталь марок 25; 30; 35; 40Х; 40ХН Сталь марок 20ГСЛ; 08ГДНФЛ; 40; 45; 40Х; 40ХН
корпус рабочего колеса поршень сервомотора	Сталь марок 25Л; 20ГСЛ Чугун марок СЧ 21-40; СЧ 28-48; сталь марок 25Л; 30Л
шток крестовина серьги штанги рабочего колеса	Сталь марки 20 Сталь марок 25Л; МСт.3 Сталь марок 25Л; 20ГСЛ; 35; 45; 40Х Сталь марки Ст.3 (прокат)
Вал турбины	Сталь марок 40Х; 40Н; 40ХН; 40; 20ГС
Направляющий аппарат: верхнее кольцо литое верхнее кольцо сварное крышка турбины литая крышка турбины сварная нижнее кольцо литое нижнее кольцо сварное лопатки литые лопатки сварные рычаги шпонки накладки, серьги регулирующее кольцо сварное цилиндр сервомотора сварной поршень сервомотора тяги опора пяты сварная	Сталь марок 20Л; 25Л Сталь марки МСт.3 Сталь марок 20Л; 25Л Сталь марок МСт.3; 20 Сталь марок 20Л; 25Л Сталь марки МСт.3 Сталь марок 25Л; 30Л; 20ГСЛ; 0Х12НДЛ Сталь марок 30; МСт.3; 20ГС Сталь марок 30; 25; 20ГСЛ Сталь марки 45 Сталь марки МСт.3 Сталь марки МСт.3 Сталь марки МСт.3 Чугун марки СЧ 28—48 Сталь марок 35; 40 Сталь марок МСт.3; 20
Статор литой	Сталь марок 20Л; 20ГСЛ
Статор сварной	Сталь марки МСт.3
Камера рабочего колеса поворотнлопастной гидротурбины	Сталь марок 0Х13 (ЭИ496); биметалл с наруж- ным слоем толщиной 3—4 мм из стали 0Х13
Фундаментное кольцо радиально-осевой гидротурбины	Сталь марки МСт.3
Облицовка конуса отсасывающей трубы	Сталь марки МСт.3
Спиральная камера	Сталь марок МСт.3; 20; 10ХСНД
Втулки цапф поворотнлопастных рабочих колес, направляющих лопаток, маслоприемников	Бронза марок Бр. ОЦС6-6-3; Бр. ОЦС5-5-5; Бр. ОФ10-1
Заливка вкладышей и рабочих поверхностей сегментов направляющих подшипников	Баббит марок Б89; Б83

имеет хорошие литейные свойства. Благодаря своим высоким механическим и технологическим свойствам она нашла применение при отливках радиально-осевых колес и других крупных деталей. При назначении этой стали для лопастей рабочих колес следует учитывать необходимость облицовки или наплавки и значительно более низкий, чем у нержавеющей стали, предел усталости. Для облицовки лопастей применяется аустенитная нержавеющая сталь 1X18H9T. Детали проточного тракта, работающие в по-

токе воды, несущем большое количество взвешенных абразивных частиц, изготавливаются из аустенитно-ферритной нержавеющей стали 10X18H3ГЗД2Л. Эрозионная стойкость этой стали примерно в 1,5—2 раза выше, чем у обычной углеродистой. Сталь требует сложной технологии изготовления, она нуждается в термообработке до сварки и отпуске после сварки перед окончательной механической обработкой. Рубка лопастей рабочих колес должна производиться до отпуска.

Т а б л и ц а VIII.6. Нормы механических свойств углеродистой стали обыкновенного качества группы А (ГОСТ 380—60)

Марка стали	σ_T в кг/мм ² в зависимости от толщины проката для разрядов			σ_B кг/мм ²	Относительное удлинение, %		Холодный загиб на 180°
	1	2	3		δ_{10}	δ_5	
	Не менее				Не менее		
Ст.0	—	—	—	Не менее 32	18	22	$d = 2s$
Ст.1	—	—	—	32—40	28	33	$d = 0$
Ст.2	22	20	19	34—42	26	31	$d = 0$
Ст.3кп	24	22	21	38—40 41—43 44—47	23 22 21	27 26 25	$d = 0,5s$
Ст.3пс Ст.3сп	24	23	22	38—40 41—43 44—47	23 22 21	27 26 25	$d = 0,5s$
Ст.4	26	25	24	42—44 45—48 49—52	21 20 19	25 24 23	$d = 2s$
Ст.5пс Ст.5сп	28	27	26	50—53 54—57 58—62	17 16 15	21 20 19	$d = 3s$
Ст.6пс Ст.6сп	31	30	30	60—63 64—67 68—72	13 12 11	16 15 14	—
Ст.7пс Ст.7сп	2	2	2	70—74 75 и более	9 8	10 11	—

П р и м е ч а н и я:
 1. Буквы в обозначениях марок стали обозначают степень раскисления: кп—кипящая сталь; пс — полуспокойная сталь; сп — спокойная сталь;
 2. Обозначения: s — толщина образца; d — диаметр оправки; δ_{10} и δ_5 — относительное удлинение в момент разрыва соответственно для десяти- и пятикратного стандартного образца; кратность образца — отношение его длины к диаметру.

Уральским политехническим институтом для лопастей и деталей проточного тракта гидротурбин предложена нержавеющая сталь с гомогенной структурой аустенита или мартенсита — среднеуглеродистая сталь на хромомарганцевой основе типа 30X10Г10. Лабораторные и натурные исследования этой стали показали ее достаточно высокую кавитационную стойкость при удовлетворительной свариваемости. Недостатком этой стали является выделение большого количества вредных паров марганца при сварке, что требует принятия соответствующих мер безопасности. Широкое распространение в гидротурбинах получили биметаллические металлы в виде двухслойного проката для сварных камер рабочих колес и облицовок. Для спиральных камер мощных высоконапорных турбин применяются листовые стали типа 10ХСНД, отличающиеся высокими механическими свойствами и достаточно хорошей свариваемостью в холодном состоянии. Сварные крупногабаритные детали гидротурбин (спиральные камеры средненапорных гидротурбин, кольца направляющих аппаратов, крышки и т. п.) изготавливаются из проката стали МСт.3 с облицовкой мест, подверженных кавитации, нержавеющей сталью.

Детали механизма поворота лопастей осевых гидротурбин, механизма поворота лопаток направляющего аппарата, лопатки направляющих аппаратов и т. п. изготавливаются из стали марок 20, 25 и 30.

Литые чугунные детали гидротурбин в большинстве случаев изготавливаются из чугунов марок СЧ 28-48, СЧ 21-40 и других, отличающихся высокими литейными свойствами и хорошей обрабатываемостью.

Механические свойства и химический состав мартеновской углеродистой стали обыкновенного качества приведены в табл. VIII.6. Углеродистая сталь обыкновенного качества выпускается по ГОСТу 380—60. Этот ГОСТ распространяется на горячекатаную сортовую, фасонную, листовую и широкополосную (универсальную) сталь. Сталь подразделяется на три группы:

- 1) группа А, поставляемая по механическим свойствам;
- 2) группа Б, поставляемая по химическому составу;
- 3) группа В, поставляемая по механическим свойствам с дополнительными требованиями по химическому составу.

Способ выплавки стали может быть мартеновский, кислородно-конверторный и бесшестерный.

Значения предела текучести зависят от толщины проката (табл. VIII.7).

Прочность литой углеродистой стали находится в определенной зависимости от ее химического состава.

Примерное значение предела прочности при растяжении углеродистой стали после

Таблица VIII.7. Толщина проката в зависимости от разрядов

Вид стали	Толщина листов в мм для разрядов		
	1	2	3
Сортовая	≤40	40—100	100—250
Фасонная	≤15	15—20	>20
Листовая и широкополосная	4—20	20—40	40—60

обжига может быть найдено по следующим формулам:

для стали, выплавленной малобесшестерным процессом,

$$\sigma_s = 29 + 38,5C + 11Si + 13Mn + 60P \text{ кг/мм}^2; \quad (\text{VIII.30})$$

для стали, выплавленной в основных мартеновских или электрических дуговых печах,

$$\sigma_s = 25 + 63C + 16Si + 8Mn \text{ кг/мм}^2. \quad (\text{VIII.31})$$

Содержание элементов в этих формулах дано в %.

При оценке свойств литья большое значение имеет отношение предела текучести к пределу прочности σ_T/σ_s , которое у отожженной стали обычно составляет 0,45—0,55. Более высокие значения могут быть получены после более сложной термообработки. Для литой углеродистой стали в отожженном или нормализованном состоянии известны приближенные эмпирические зависимости между

Таблица VIII.8. Химический состав мартеновской углеродистой стали обыкновенного качества (группа Б, ГОСТ 380—60), %

Марка стали	C	Si	Mn
МСт. 0	≤0,23	—	—
МСт. 1кп	0,06—0,12	0,05	0,25—0,50
МСт. 2кп	0,09—0,15	0,07	0,25—0,50
МСт. 3	0,14—0,22	0,12—0,30	0,40—0,65
МСт. 4кп	0,18—0,27	0,07	0,40—0,70
МСт. 5	0,28—0,37	0,15—0,35	0,50—0,80
МСт. 6	0,38—0,49	0,15—0,35	0,50—0,80
МСт. 7	0,50—0,62	0,15—0,35	0,50—0,80

Таблица VIII.9. Химический состав сталей, %

Марка стали	С	Si	Mn	Р	Cr
				Не более	
08	0,05—0,12	0,17—0,37	0,35—0,65	0,035	0,10
10	0,07—0,14	0,17—0,37	0,35—0,65	0,035	0,15
15	0,12—0,19	0,17—0,37	0,35—0,65	0,040	0,25

Примечание. Содержание S ≤ 0,04% и Ni ≤ 0,25%.

значениями σ_{δ} и числом твердости по Бриггелю HV :

$$\sigma_{\delta} = 0,34HV \text{ кг/мм}^2 \text{ при } HV \leq 175;$$

$$\sigma_{\delta} = 0,36HV \text{ кг/мм}^2 \text{ при } HV > 175.$$

Свойства углеродистой стали обыкновенного качества значительно повышаются после термической обработки — закалки в воде. Закалка сталей марок Ст. 3 и Ст. 5 при охлаждении в воде повышает предел текучести более чем в 1,5 раза при высоком относительном удлинении ($\delta = 15 \div 26\%$) и ударной

Таблица VIII.10. Механические свойства сталей после нормализации

Марка стали	σ_T	σ_{δ}	δ_5	ψ	HV горячекатаной стали
	кг/мм ²		%		
	Не менее				Не более
08	20	33	33	60	131
10	21	34	31	55	137
15	23	38	27	55	143

Таблица VIII.11. Химический состав сталей в %

Марка стали	С	Mn	Cr	Ni	Р	S	ГОСТ
20	0,17—0,24	0,35—0,65	≤0,25	≤0,25	≤0,04	≤0,04	1050—60
20Г	0,17—0,24	0,70—1,00	≤0,25	≤0,25	≤0,04	≤0,04	
25	0,22—0,30	0,50—0,80	≤0,25	≤0,25	≤0,04	≤0,04	
30	0,27—0,35	0,50—0,80	≤0,25	≤0,25	≤0,04	≤0,04	
35	0,32—0,40	0,50—0,80	≤0,25	≤0,25	≤0,04	≤0,04	
40	0,37—0,45	0,50—0,80	≤0,25	≤0,25	≤0,04	≤0,04	
45	0,42—0,50	0,50—0,80	≤0,25	≤0,25	≤0,04	≤0,04	4543—61
40Х	0,36—0,44	0,50—0,80	0,80—1,10	≤0,25	≤0,025	≤0,025	
45Х	0,41—0,49	0,50—0,80	0,80—1,10	≤0,25	≤0,025	≤0,025	
40Н	0,37—0,45	0,50—0,80	≤0,3	0,8—1,20	≤0,04	≤0,04	ТУ МТМ 20-5—5 4
40ХН	0,36—0,44	0,50—0,80	0,45—0,75	1,00—1,40	≤0,35	≤0,035	4543—61

Примечание. Содержание Si = 0,17÷0,37%.

Таблица VIII.12. Механические свойства и режимы термической обработки сталей, перечисленных в табл. VIII.11

Марка стали	σ_T	σ_{ϕ}	δ_5	ψ	a_H кг·м/см ²	НВ не более	Режим термообработки
	кг/мм ²		%				
20	25	42	25	55	24	156	З (800—820° С, в) + Он (180—200° С)
25	28	46	23	50	9	170	Н (800° С)
30	30	50	21	50	8	179	Н (800° С)
35	32	54	20	45	7	187	Н (800° С)
40	34	58	19	45	6	187	Н (800° С)
45	36	61	16	40	5	197	Н (800° С)
40X	80	100	10	45	6	217	З (850° С, м) + Ов (500° С, в или м)
45X	85	105	9	45	5	229	З (840° С, м) + Ов (520° С, в или м)
40Н	27	52	16	32	4	164—223	Н (840—870° С, возд.) + Ов (580—650° С печь или возд.)
40ХН	56	75	8	36	3,5	207—255	З (840—860° С, м или в) + Ов (560—600° С, возд. или печь)

Примечание. Н — нормализация; З — закалка; Он — отпуск низкий; Ов — отпуск высокий; в — вода; м — масло; возд. — воздух.

вязкости ($a_H = 4 \div 12$ кг·м/см² при +20° С и $a_H = 2,4 \div 5,5$ кг·м/см² при -40° С).

Для стали группы Б гарантируемой характеристикой является химический состав (табл. VIII.8).

Стоимость полуфабрикатов из углеродистой стали обыкновенного качества в зависимости от типа колеблется в пределах 100—130 руб/т.

Для цементируемых и цианируемых деталей, не требующих высокой прочности сердцевин (штулки, шайбы, диафрагмы, днища и т. д.), а также для деталей, которые должны обладать высокой пластичностью (трубки, прокладки, вилки, тяги, штанги и т. д.), применяются низкоуглеродистые стали марок 08, 10, 15 по ГОСТу 1050—60. Химический состав и механические свойства

этих сталей приведены в табл. VIII.9 и VIII.10.

Предел выносливости этих сталей σ_{-1} составляет: для стали марки 10 после нормализации 16—22 кг/мм², для стали марки 15 после прокатки 29,9 кг/мм², после нормализации 21,7 кг/мм².

Широкое применение в гидротурбостроении в виде отливок, поковок и проката находит среднеуглеродистая сталь марок 20 или 25 с небольшими добавками марганца или кремния для повышения механических свойств.

Химический состав и механические свойства сталей марок 20, 20Г, 20ГСЛ, 25 и других представлены в табл. VIII.11 и VIII.12. Цены на эти стали даны в табл. VIII.13.

Большой удельный вес в структуре металлозатрат гидравлических турбин составляют углеродистые и слаболегированные литейные стали марок 20Л, 25Л, 30Л, 20ГСЛ и т. д. Данные об их химическом составе и механических свойствах после окончательной термообработки представлены в табл. VIII.14—VIII.17.

Подвергаемые кавитационному воздействию литые детали проточного тракта выполняются из высоколегированных коррозионностойких сталей, их химический состав и механические свойства после термообработки показаны в табл. VIII.18 и VIII.19.

Следует отметить, что механические свойства слитка в значительной степени

Таблица VIII.13. Цены на стали

Марка стали	Оптовая цена в руб. за 1 т сортовой стали толщиной в мм					
	8	16—31	32—50	52—100	105—200	210—250
20, 25, 30, 35, 40, 45	122	113	112	110	104	106
40X, 45X	134	125	124	122	116	—

Таблица VIII.14. Химический состав углеродистой стали для отливок в % (ГОСТ 977—65)

Марка стали	C	Mn
20Л	0,17—0,25	0,35—0,65
25Л	0,22—0,30	0,50—0,80
30Л	0,27—0,35	0,50—0,80
35Л	0,32—0,40	0,50—0,80

Примечание. Содержание Si = 0,17±0,37%; в зависимости от качества отливки содержание S = 0,045±0,07% и P = 0,04±0,09%.

Таблица VIII.15. Химический состав конструкционной легированной стали для отливок в % (ГОСТ 7832—65)

Марка стали	C	Mn	Si	Cr	Ni	S		P
						Не более		
20ГСЛ	0,16—0,22	1,0—1,30	0,60—0,80	≤0,30	≤0,40	0,03	0,03	0,03
30ГСЛ	0,25—0,35	1,10—1,40	0,60—0,80	≤0,30	≤0,40	0,04	0,04	0,04
40ХЛ	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	≤0,40	0,04	0,04	0,04
35ХНЛ	0,30—0,40	0,50—0,80	0,17—0,37	0,50—0,80	0,70—1,00	0,04	0,04	0,04
40ХНЛ	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,50—0,80	1,0—1,50	0,04	0,04	0,04

Примечание. Содержание Sn ≤ 0,30%.

Таблица VIII.16. Механические свойства стали в нормализованном или отожженном состоянии для отливок повышенного и особого качества (ГОСТ 977—65)

Марка стали	σ_T	σ_B	δ_5	ψ	a_H
	кг/мм ²		%		
20Л	22	42	22	35	5,0
25Л	24	45	19	30	4,0
30Л	26	48	17	30	3,5
35Л	28	50	15	25	3,5

Таблица VIII.17. Механические свойства литейных конструкционных легированных сталей после окончательной термообработки (ГОСТ 7832—65)

Марка стали	Температура, °С		σ_T	σ_B	δ_5	ψ	a_H
	нормализации или заковки	отпуска					
20ГСЛ	870—890	570—600	30	55	18	30	3,0
30ГСЛ	870—890	570—600	35	60	14	25	3,0
40ХЛ	850—860	600—650	50	65	12	25	3,5
35ХНЛ	860—870	570—600	50	70	12	25	4,0
40ХНЛ	850—860	570—600	50	70	12	25	4,0

Примечание. Вид и режим термообработки устанавливаются заводом-поставщиком.

Таблица VIII.18. Химический состав легированных сталей для отливок в %

Марка стали	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	Ti	S		P
								Не более		
1X13Л	≤0,15	≤0,7	0,6	12—14	≤0,6	—	—	0,03	0,035	0,035
X18H9TЛ	≤0,14	≤1,0	1,0—2,0	17—20	8—10	—	5 (C—0,03)— 0,8	0,03	0,035	0,035
1X18H3Г3Д2Л	0,10	0,3—0,5	2,5—3	17,5—19,5	3,0—3,5	1,8—2,2	—	0,04	0,04	0,04
0X12HДЛ	0,10	0,4	0,3—0,6	11,0—13,5	1,0—1,5	1,0—1,3	—	0,04	0,04	0,04
20X13HЛ	0,17—0,23	0,7	0,5—0,8	12—14	0,6—1,0	—	—	0,04	0,04	0,04
25X14HЛ	0,18—0,25	0,4—0,7	0,3—0,6	12,5—14,5	0,5—0,8	—	—	0,03	0,03	0,03
18ДГСЛ	0,14—0,20	0,6—0,8	1,0—1,3	—	—	1,2—1,5	—	0,03	0,04	0,04

Таблица VIII.19. Механические свойства легированных литейных сталей

Марка стали	σ_r кг/мм ²	σ_{θ}	δ_5	ψ	$\epsilon_{\text{дл}}^{\text{дл}}$		$\frac{K_{\text{H}}}{H_p}$
					в б	в н	
1X13Л	40	56	20	50	—	—	8
X18H9TЛ	20	45	25	32	—	—	10
1X18H3Г3Д2Л	30	55	10	—	—	—	3
0X12HДЛ	50	64	20	30	—	—	2
20X13HЛ	35	56	13	30	—	—	3
25X14HЛ	30	55	14	30	—	—	3
18ДГСЛ	42	60	14	30	—	—	6

Таблица VIII.20. Химический состав сталей в % (ГОСТ 5058—65)

Марка стали	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	V	S		P
								Не более		
10XСНД	≤0,12	0,80—1,10	0,50—0,80	0,60—0,90	0,50—0,80	0,40—0,65	—	0,04	0,035	0,035
15XСНД	0,12—0,18	0,40—0,70	0,40—0,70	0,60—0,90	0,30—0,60	0,20—0,40	—	0,04	0,035	0,035
10XГСНД (МС-1)	≤0,12	0,80—1,10	0,80—1,20	0,30—0,50	1,00—1,30	0,30—0,50	—	0,04	0,035	0,035
15ГФ	0,12—0,18	0,17—0,37	0,90—1,20	0,30	0,30	0,30	0,05—0,1	0,04	0,035	0,035

зависят от места взятия пробы: прилитые пробы, как правило, оказываются значительно прочнее, чем сердцевина отливки.

При одновременном воздействии коррозии и истирания, а также при наличии значительных нагрузок в сварных деталях гидротурбин применяется низколегированная сталь с повышенным пределом текучести. Для сварных спиральных камер гидротурбин применяется листовая сталь 10ХСНД, также могут быть рекомендованы стали 15ХСНД, 10ХГСНД или 15ГФ (табл. VIII.20 и VIII.21). Эти стали хорошо свариваются,

Таблица VIII.21. Механические свойства горячекатаной низколегированной стали (ГОСТ 5058—65)

Марка стали	Толщина проката, мм	σ_{θ} кг/мм ²	σ_T кг/мм ²	δ_5 , %	a_n при температуре —40°С кг-м/см ²
10ХСНД	4—10	54	40	19	5,0
	11—15	54	40	19	4,0
	33—40	52	40	19	5,0
10ХГСНД (МС-1)	4—32	54	40	16	—
	33—40	51	37	15	—
15ХСНД	4—32	50	35	21	3,0
15ГФ	4—10	52	38	21	4,0
	21—32	48	34	21	3,0

Примечание. Сталь 10ХГСНД (МС-1) поставляется по ЧМТУ/ЦНИИЧМ 703—62

сварные соединения имеют σ_{θ} до 51 кг/мм², по ударной вязкости в широком диапазоне температур сварные швы не уступают основному металлу. Склонность к образованию горячих и холодных трещин у этих сталей мала или полностью отсутствует. Штампуемость удовлетворительная.

Цены толстолистовой стали разных марок при различной толщине листа приведены в табл. VIII.22.

Экономичность применения низколегированных сталей в предварительных расчетах оценивается так называемым приведенным коэффициентом экономической целесообразности $K_э$, который равен отношению относительного повышения предела текучести к относительному повышению цены рассматриваемой марки стали по сравнению со сталью МСт.3. Для стали 15ГФ этот коэффициент составляет 1,23; для стали 10ХСНД—

1,03. Помимо приведенного коэффициента экономичность применения низколегированной стали определяется также и ее технологичностью: свариваемостью, коррозионной стойкостью и т. д.

С целью повышения экономичности крупных сварных деталей проточного тракта в гидротурбостроении начинают применять биметаллические материалы (Ст.3 + 1Х18Н9Т; Ст.3 + 0Х18Н10Т; Ст.3 + 0Х13). Такие материалы хорошо обрабатываются давлением и свариваются и в то же время отличаются высокой коррозионной стойкостью. Предел текучести у листов из биметалла Ст. 3 + 0Х13 толщиной 8—40 мм равен 38—40 кг/мм².

Применение чугуна в гидротурбостроении ограничивается поршнями и реже цилиндрами сервомоторов, некоторыми неотчетственными деталями арматуры и систем регулирования. Механические свойства и состав различных марок чугунов с пластинчатым графитом приведены в табл. VIII.23.

Втулки цапф лопастей рабочих колес, цапф направляющих лопаток, штанг маслоприемника и некоторые другие детали гидротурбин изготавливаются из бронзы. В гидротурбостроении в основном применяются оловянные бронзы марок Бр.ОЦСб-6-3 и Бр.ОФ10-1 (ГОСТ 613—65). Эти бронзы отличаются высокими антифрикционными свойствами, т. е. небольшим износом и хорошей притираемостью в паре со сталью. Благодаря хорошей теплопроводности и сравнительно высоким механическим свойствам изделия из оловянных бронз хорошо служат в качестве подшипниковых деталей при довольно значительных удельных нагрузках без заеданий.

Реже применяются безоловянные (алюминиевые) бронзы марок Бр.АЖ9-4, Бр.АМц9-2, Бр.АЖН10-4-4, Бр.АЖМц10-3-1,5 и др. (ГОСТ 493—54).

Среднее процентное содержание легирующих элементов в бронзе указывается в ее марке. Повышение содержания олова до 12% увеличивает предел прочности и текучести и твердость, но уменьшает удлинение и ударную вязкость. Цинк повышает механические свойства и жидкотекучесть малооловянистых бронз, облегчает сварку и пайку. Свинец улучшает антифрикционные свойства и обрабатываемость резанием, но понижает механические свойства. Фосфор повышает антифрикционные свойства, износоустойчивость и жидкотекучесть бронз. Железо, алюминий и никель повышают прочность, твердость и антифрикционность бронз. Оловянные бронзы дефицитны, и поэтому их рекомендуется применять только в тех случаях, когда заменители (безоловянные бронзы и латуни, пластмассы, древесные пластики и др.) не могут обеспечить надежную работу.

Особенностью алюминиевых бронз являются высокие механические свойства и твердость, но худшие по сравнению

Т а б л и ц а VIII.22. Цена толстолистовой стали обыкновенного качества и легированной стали

Стали обыкновен- ного ка- чества	Марка стали и ГОСТ	Оптовая цена в руб. за 1 м листов толщиной, мм						
		5-6 (5,0-5,9)	7-9 (6-10)	10-12 (11-15)	13-20 (16-32)	21-32 (34-50)	31-60 (52-60)	63-100
Стали обыкновен- ного ка- чества	МСт.0, ГОСТ 500-58	87,8	89	91,6	92,5	93,3	94,4	96
	МСт.1, ГОСТ 500-58	94,4	95,6	98,2	99,1	100	101	104
	12ГС, ГОСТ 5058-65	114	116	119	120	121	122	124
	10Г2С, ЧМТУ/ЦНИИЧМ 551-61	—	—	134	135	136	137	—
	10ХСНД, ГОСТ 5058-65	167	170	174	177	186	188	190
	10ХСНД (СХЛ-4), ЧМТУ/ЦНИИЧМ 701-62	167	170	181	198	200	—	—
	15ХСНД, ГОСТ 5058-65	148	151	155	156	158	159	161
	15ХСНД, ЧМТУ/ЦНИИЧМ 864-63	—	—	168	169	171	—	—
	СХЛ-45, ЧМТУ 3698-56	231	233	246	247	—	—	—
	0Х13 (ЭИ496), ГОСТ 7350-66	322	313	315	318	321	350	—
	1Х13, 2Х13, ГОСТ 7350-66	304	294	297	300	303	330	—
Легирован- ные стали	30Х10Г10, ЧМТУ/ЦНИИЧМ 913-63	—	—	399	—	—	—	—
	Х18Н9 (1Х18Н9, ЭЯ1), ГОСТ 7350-66	680	660	667	674	680	736	—
	Х18Н9Т (1Х18Н9Т, ЭЯ1Т), ГОСТ 7350-66	716	696	703	710	716	774	—
	0Х18Н10Т (0Х18Н9Т, ЭИ914), ГОСТ 7350-66, ЧМТУ 5745-57	827	803	810	818	826	899	—

П р и м е ч а н и е. В скобках указана толщина листов для легированной стали.

Таблица VIII.23. Марки отливок из серого чугуна с пластинчатым графитом, их состав и свойства (ГОСТ 1412—70)

Марки отливок	Химический состав, %							Механические свойства		
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	f _{600 300} , мм	σ _{всж} , кг/мм ²	Твердость НВ
				Не более						
СЧ 00	3,0—3,5	1,8—2,4	0,6—1,0	0,6	0,15	0,15	0,5	Не определяются		
СЧ 12-28	3,3—3,6	2,2—2,5	0,6—1,0	0,4	0,15	0,15	0,5	6/2	50	143—229
СЧ 15-32	3,2—3,5	2,0—2,4	0,7—1,1	0,4	0,15	0,15	0,5	8/2,5	56	163—229
СЧ 18-36	3,1—3,4	1,7—2,1	0,8—1,2	0,3	0,15	0,3	0,5	8/2,5	70	170—229
СЧ 21-40	3,0—3,3	1,3—1,7	0,8—1,2	0,3	0,15	0,3	0,5	9/3	75	170—241
СЧ 24-44	2,9—3,2	1,2—1,6	0,8—1,2	0,2	0,15	0,3	0,5	9/3	85	170—241
СЧ 28-48	2,8—3,1	1,1—1,5	0,8—1,2	0,2	0,12	0,3	0,5	9/3	100	170—241
СЧ 32-52	2,7—3,0	1,1—1,5	0,8—1,2	0,2	0,12	0,3	0,5	9/3	110	187—255
СЧ 35-56	2,6—2,9	1,1—1,5 1,3—1,8	1,0—1,4 0,8—1,2	0,2	0,12	0,3 0,3—0,5	0,5	9/3	120	197—269
СЧ 38-60	2,5—2,8	1,1—1,3 1,3—1,8	1,0—1,4 0,8—1,2	0,2 0,2	0,12 0,12	0,3 0,3—0,5	0,5 0,5	9/3	130	207

Примечания:
 1. f — стрела прогиба при расстоянии между опорами 300 и 600 мм.
 2. σ_{всж} — минимальный предел прочности при сжатии.
 3. Первые две цифры марки чугуна определяют его минимальный предел прочности при растяжении, вторые — при изгибе.

Таблица VIII.24. Основные свойства литейных бронз

Свойства	Марка бронзы				
	Бр. ОФ10-1	Бр. ОЦС6-6-3	Бр. АЖ9-4	Бр. АЖМц10-3-1,5	Бр. ОЦС5-5-5
γ в г/см ³	8,58	8,82	7,5	7,55	8,84
σ _в в кг/мм ²	20—30	15	55	56	20—85
σ _Т в кг/мм ²	14	11	20	21	8—10
δ в %	8	6	10—20	22	20—25
ψ в %	3	6—10	25—30	25—27	6—13
a _н в кг·м/см ²	0,6	2—3	6,3	6—8	2—3
τ _{ср} в кг/мм ²	34	22	—	38	—
E в кг/мм ²	7540	9000	11 200	10 000	9450
Твердость НВ в кг/мм ²	80—100	60	120—140	130	60—75
Коэффициент трения:					
при наличии смазки	0,008	0,009	0,004	0,012	0,009
без смазки	0,10	0,16	0,18	0,21	0,15

Примечания:
 1. Коэффициенты трения получены при испытании в паре со сталью при нагрузках 12,5—75 кг/см².
 2. Условные обозначения: γ — плотность; σ_в — временное сопротивление; σ_Т — предел текучести; δ — относительное удлинение; ψ — относительное сужение; a_н — ударная вязкость; τ_{ср} — предельное напряжение сдвига; E — модуль упругости; НВ — твердость по Бринелю.

с оловянными литейные свойства, что затрудняет возможность получения высококачественных отливок. Недостатком алюминиевых бронз является также несколько более высокое значение коэффициента трения. Основные свойства литейных оловянных и алюминиевых бронз представлены в табл. VIII.24.

Для заливки вкладышей и сегментов направляющих подшипников гидротурбин на масляной смазке и в некоторых других узлах трения применяется баббит, представляющий собой мягкий антифрикционный сплав на оловянной и свинцовой основе. Баббиты изготавливаются по ГОСТу 1320—55. В гидротурбостроении в основном применяются баббиты Б83 и Б89 на оловянной основе (83 и 89% олова). Основные свойства баббитов представлены в табл. VIII.25. Продолжительность работы подшипников зависит от толщины слоя баббита, залитого на стальной вкладыш. Для оловянного баббита уменьшение толщины слоя с 0,75 до 0,075 мм увеличивает срок службы более чем в 4 раза, поэтому заливать его нужно возможно более тонким слоем. Баббит Б83 может применяться при ударной нагрузке на подшипник и $p v > 100—150 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{см}^2 \cdot \text{сек}$, где p — дав-

Таблица VIII.25. Основные свойства баббитов

Свойства	Марка баббита		
	Б83	Б89	БК
γ в $\text{г}/\text{см}^3$	7,38	7,30	10,5
λ (при 50—150° С) в $\text{кал}/\text{см} \cdot \text{сек} \cdot \text{град}$	0,080	0,092	0,05
E в $\text{кг}/\text{мм}^2$	4800	5700	2200
σ_v в $\text{кг}/\text{мм}^2$	9,0	8,0	10,0
HV при температуре (в °С):			
20	30	21,3	32,0
50	22,8	18,2	28,0
75	18,5	14,8	—
100	14,5	10,3	19,0
150	8,2	6,4	—
Коэффициент трения в паре со сталью:			
со смазкой	0,005	—	0,004
без смазки	—	—	0,44

Примечание. Обозначения те же, что в табл. VIII.24; λ — коэффициент теплопроводности.

Таблица VIII.26. Основные свойства и назначение резин, применяемых для производства резиновых изделий общего машиностроения

Группа резин	Температура службы, °С	Назначение и характеристика резины	Предел прочности при разрыве, $\text{кг}/\text{см}^2$	Твердость по Шору
I	От -30 до +50	Резина общего назначения для воды, слабых растворов кислот и щелочей (20%):		
		мягкая	30	35—50
		средней твердости	45	45—65
II	От -80 до +90	повышенной твердости	45	60—80
		Теплостойкая резина:		
		мягкая	40	35—60
III	В воздушной среде от -45 до +60	средней твердости	35	50—70
		повышенной твердости	50	65—90
		Морозостойкая резина:		
IV	От -30 до +50	мягкая	35	30—50
		средней твердости	35	45—65
		повышенной твердости	50	60—80
V	От -30 до +50	Масло- и бензостойкая резина:		
		мягкая	50	30—50
		средней твердости	50	45—65
VI	От -30 до +50	повышенной твердости	55	55—85
		Резина с повышенной масло- и бензостойкостью:		
		мягкая	60	35—60
VII	От -30 до +50	средней твердости	70	55—75
		повышенной твердости	90	70—90

ление в кг/см^2 ; v — линейная скорость в м/сек . При повышенных температурах могут применяться свинцовые баббиты, однако они не могут выдерживать больших нагрузок ($pv \leq 60 \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$). Наиболее эффективным заменителем баббита Б83 является свинцовый баббит БК2. Его заливают на вкладыши тонким слоем (не более 1 мм). В таких условиях он хорошо прирабатывается и обладает высокой износостойчивостью. Основные физические свойства баббита БК показаны в табл. VIII.25.

Во вкладышах турбинных направляющих подшипников на водяной смазке, в уплотнениях лопастей рабочих колес и лопаток направляющего аппарата поворотного лопастных гидротурбин, а также в ряде других узлов применяется резина. Техническая листовая резина выполняется по ГОСТу 7338—65, резиновые шнуры — по ГОСТу 6467—69. Основные свойства и назначение резин, применяемых в машиностроении, показаны в табл. VIII.26. Вкладыши резиновых направляющих подшипников обычно изготавливаются из резины групп I и IV, уплотнения — из резины группы IV. Листовая техническая резина выпускается промышленностью в виде пластин и рулонов. Размеры листовой технической резины должны соответствовать указанным в табл. VIII. 27.

Таблица VIII.27. Размеры мм листовой технической резины

Размеры	Пластина	Рулон
Длина	250—1000	500—10000
Ширина	250—800	200—1750
Толщина	2—60	0,5—50

Допускаемые отклонения по толщине, устанавливаемые ГОСТом 7338—65, приведены в табл. VIII.28.

Размеры шнуров круглого и прямоугольного сечений и допустимые отклонения этих размеров устанавливает ГОСТ 6467—69 (табл. VIII.29).

Армированные резиновые манжеты с пружиной для уплотнения валов выпускаются по ГОСТу 8752—70, резиновые уплотнительные манжеты и воротники диаметром до 500 мм для всех пневматических устройств регламентированы ГОСТом 6678—53, уплотнительные манжеты и воротники диаметром до 300 мм для гидравлических устройств выпускаются по ГОСТу 6969—54.

Втулки цапф направляющих лопаток, имеющие водяную смазку, изготавливаются из древеснослоистого пластика марки ДСП-Б (ГОСТ 8697—58), приготовленного из

Таблица VIII.28. Допускаемые отклонения по толщине резины

Толщина пластины, мм		Толщина рулона, мм	
Номинальная	Допускаемое отклонение	Номинальная	Допускаемое отклонение
2,0	$\pm 0,3$	2,0	$\pm 0,4$
3,0	$\pm 0,4$	3,0	$\pm 0,5$
4,0	$\pm 0,4$	4,0	$\pm 0,6$
5,0	$\pm 0,5$	5,0	$\pm 0,7$
6,0	$\pm 0,6$	6,0	$\pm 0,8$
8,0	$\pm 0,8$	8,0	$\pm 1,0$
10,0	$\pm 1,0$	10,0	$\pm 1,2$
12,0	$\pm 1,1$	12,0	$\pm 1,4$
14,0	$\pm 1,2$	14,0	$\pm 1,6$
16,0	$\pm 1,3$	16,0	$\pm 1,6$
18,0	$\pm 1,4$	18,0	$\pm 1,8$
20,0	$\pm 1,5$	20,0	$\pm 2,0$
25,0	$\pm 1,8$	25,0	$\pm 2,2$

Таблица VIII.29. Размеры сечений шнуров

Диаметр круглого шнура, мм	Размеры сечения прямоугольного шнура, мм		Допускаемое отклонение, %
	Высота	Ширина	
2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 18, 20	3, 4, 6, 8, 10	6, 9, 12, 15, 18, 20	± 10
25, 30, 35, 40, 45, 50	10, 12, 15, 18	25, 30, 35, 40, 50	± 5

листов березового фанерного шпона толщиной 0,3—0,6 мм, пропитанного специальными смолами и спрессованного при высокой температуре под давлением около 150 кг/см^2 . Технические свойства древесно-слоистых пластиков регламентированы ГОСТом 8697—58 и специальными техническими условиями.

В механизме поворота направляющих лопаток в последнее время находят применение самосмазывающиеся втулки из капрона и капроно-графитовых смесей.

7. Условия транспортировки гидротурбинного оборудования на место монтажа

Турбинное оборудование гидроэлектростанций должно проектироваться таким образом, чтобы любой узел гидроагрегата мог быть доставлен (целиком или по частям)

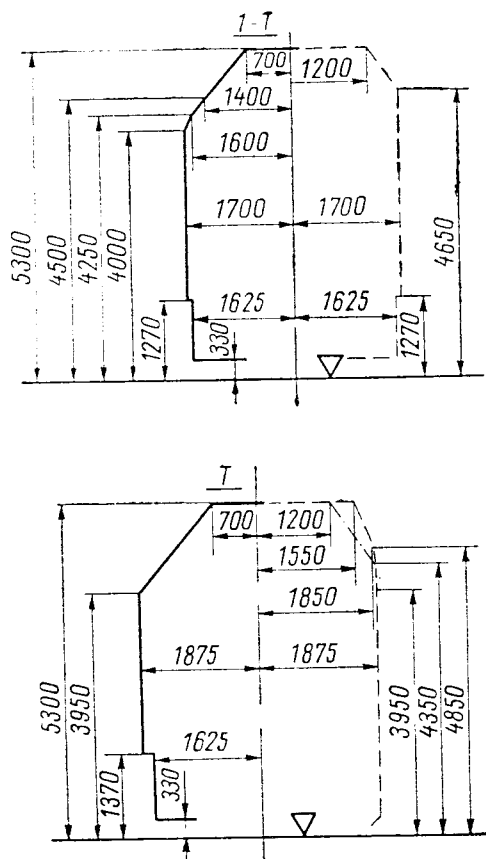


Рис. VIII.7. Верхняя часть габарита железнодорожного состава (▽ — уровень головки рельса): очертание — — — габарита 1-Т допускается только после соответствующего переустройства или удаления подкосов стропил и свесов крыш на всех станциях железных дорог; очертания — — — и — — — габарита Т допускаются в каждом отдельном случае с разрешения МПС

на монтажную площадку железнодорожным транспортом. Транспортировка деталей гидротурбин водным путем, по шоссейным дорогам и т. д. допускается в исключительных случаях, экономически обосновывается и оговаривается специальными условиями.

Возможность провоза узлов гидротурбинного оборудования определяется габаритом приближения строений и габаритом подвижного состава. Эти габариты утверждены Госстроем СССР (ГОСТ 9238—59) для общей сети железных дорог СССР. Габаритом по-

движного состава называется предельное поперечное к пути очертание, в котором должен помещаться подвижной состав как в порожнем, так и в груженом состоянии, установленный на прямом горизонтальном пути.

В соответствии с ГОСТом 9238—59 в СССР применяются два габарита подвижного состава 1-Т и Т (рис. VIII.7). Первый — для подвижного состава, обращающегося по всей сети железных дорог СССР, второй — для локомотивов и вагонов, курсирующих только по отдельным реконструированным участкам.

Для подвижного состава, допускаемого к обращению как по сети железных дорог СССР с колеей 1524 мм, так и по железным дорогам зарубежных стран с колеей 1435 мм,

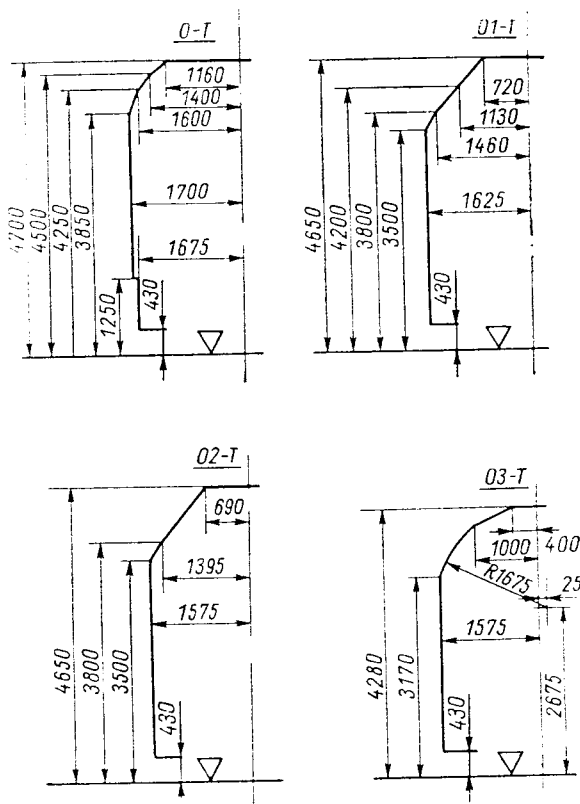


Рис. VIII.8. Верхняя часть габарита железнодорожного состава (▽ — уровень головки рельса)

установлены особые габариты 0-Т, 01-Т, 02-Т и 03-Т, которые имеют уменьшенные размеры по сравнению с габаритом 1-Т (рис. VIII.8).

Транспортный вес узлов и деталей гидротурбин и гидрогенераторов может достигать 200—250 т. Такие детали доставляются на место установки железнодорожными платформами или транспортерами. Краткие технические данные железнодорожных платформ и транспортеров приведены в табл. VIII.30 и VIII.31.

Т а б л и ц а VIII.30. Основная характеристика железнодорожных платформ

Тип платформы	Грузоподъемность, Т	Вес тары, т	Габариты пола, мм			Габариты платформы, мм		База платформы, мм	Нагрузка, Т	
			Длина	Ширина	Высота от головки рельса	Длина	Ширина		на ось	на 1 пог. м пути
Двухосная с ручным тормозом	20	9,9	8 364	2750	1320	10 424	2840	5500	14,95	2,87
Двухосная без ручного тормоза	20	9,2	9 114	2750	1320	10 424	2840	5500	14,6	2,8
Четырехосная с металлическими бортами без ручного тормоза	60	22	13 300	2770	1245	13 300	2770	9720	20,5	5,78
Четырехосная без бортов	60	24	13 000	3100	1298	14 220	3100	9300	21,0	5,91
Четырехосная цельносварная без ручного тормоза	50	18,4	12 914	2780	1266	14 224	2870	9300	17,1	4,81

Т а б л и ц а VIII.31. Основная характеристика железнодорожных транспортеров

Тип транспортера	Грузоподъемность, Т	Вес тары, т	Габариты грузовой площадки, мм		Длина транспортера, мм	База транспортера, мм	Нагрузка, Т		Диаметр колес, мм																																
			Длина	Ширина			на ось	на 1 пог. м пути																																	
Четырехосный	29	17,5	4350	2575	14 120	9 750	11,62	3,29	950																																
	30	22,8	20,1	6600	2520	15 490	11 160	13,2	3,4	950																															
											21,3	5500	2850	15 500	10 000	15,0	3,87	900																							
																			7750	2425	17 720	12 950	12,8	2,3	940																
	40	26,4	20,4	9200	2400	19 900	14 800	16,6	3,3	950																															
											45,0	7000	2300	17 000	11 500	12,6	2,96	950																							
																			20,0	5200	2400	14 870	10 000	21,25	5,7	950															
																											19,5	4900	2400	14 500	9 600	15,0	4,1	940							
																																			3940	2230	13 310	8 260	14,87	4,47	1050
	50	31,0	36,5	9200	2400	19 960	14 760	20,25	4,05	950																															
											33,6	9200	2400	18 932	14 000	21,6	4,56	940																							
																			36,4	9200	2400	19 200	14 200	20,9	4,35	950															
																											6400	2420	16 140	11 240	21,6	5,4	950								
	50	35,0	36,7	6350	2400	16 100	11 150	21,25	5,28	940																															
											24,0	6300	2400	16 050	11 100	21,73	5,4	950																							
																			27,3	6000	2300	15 700	10 600	18,5	4,7	950															
																											27,0	5500	2800	15 400	10 300	19,3	5,0	950							
																																			4800	2460	15 500	10 350	19,2	4,96	950

Тип транспортного средства	Грузоподъемность, Т	Вес тары т	Габариты грузовой площадки, мм		Длина транспортного средства, мм	База транспортного средства, мм	Нагрузка, Т		Диаметр колес, мм
			Длина	Ширина			на ось	на 1 пог. м пути	
Четырехосный	40/56	35,3	6000	2400	16 060	11 160	21,3	5,3	940
		22,0	4900	2430	18 370	11 500	19,5	4,24	950
	55	31,0	5160	2400	14 860	9960	21,5	5,8	940
		30,0	4800	2400	14 500	9600	21,25	5,86	940
	60	36,0	9200	2500	19 880	14 000	24,0	4,8	950
		26,4	4800	2400	15 500	10 350	21,6	5,57	950
Шестиосный	60	25	6800	2000	20 500	14 200	14,16	4,14	940
	80	23,6	—	3080	13 140	7 220	17,3	7,9	1000
		42,8	7000	2800	19 190	13 600	20,47	6,39	950
90	37,76	7920	—	24 370	17 300	19,6	4,8	900	
Восьмиосный	70	45,6	7000	3000	22 622	14 300	14,45	5,1	950
		59,1	6600	2400	23 770	15 100	16,1	5,4	950
		64,19	6150	2900	21 700	14 530	16,77	6,18	1050
	75	56,4	6800	2935	22 370	14 800	16,4	5,6	1050
	90	71,5	9000	2420	25 430	16 540	20,2	6,3	950
		62,0	7000	2440	23 600	14 860	19,0	6,4	950
		62,5	6600	2420	23 500	14 800	19,1	6,4	950
		42,96	3300	2280	19 880	11 180	16,6	6,58	1000
		45,6	3200	2900	19 570	11 100	16,9	6,9	950
	100	49,53	4800	2440	22 820	14 300	18,7	6,55	950
	115	37,9	5300	2450	21 200	12 500	19,1	7,2	1000
	120	44,08	8490	—	21 380	14 900	20,5	7,67	850
55		8800	2530	26 800	18 300	19,37	5,8	950	
120	47,48	12 660	3100	14 630	7 925	21,0	11,4	838	
120/100	60	8 500	2500	24 520	16 500	22,5	7,3	950	
Двенадцатиосный	100	82	9017	2438	30 400	20 268	15,1	6,0	950
	110	82	9160	2440	30 435	20 270	16,0	6,3	950
	130	98	7000	2400	27 040	17 000	19,0	8,45	900
	150	85	9156	2440	30 435	20 270	19,58	7,7	950
Шестнадцатисосный	180	105,2	8400	2870	36 170	21 000	17,8	7,9	950
	180	150	8280	2400	35 240	21 900	20,6	9,36	900
Двадцатисосный	230	200	9750	2400	41 170	26 000	21,5	10,45	900

8. Краткие сведения о гидрогенераторах

Развитие гидротурбостроения приводит к тому, что гидроагрегат все чаще начинают проектировать как единую машину, в которой конструктивные выполнения турбины и генератора весьма сильно влияют друг на друга. Конструктору гидравлической турбины все чаще приходится сталкиваться с вопросами проектирования гидрогенераторов, выбора их конструктивных схем и основных энергетических параметров. При выполнении технико-экономических сопоставлений установок с различными типами турбин весьма часто возникает необходимость в определении не только основных параметров генератора, но и его технико-экономических показателей — веса, трудоемкости изготовления и стоимости.

Ниже приводятся некоторые данные по гидрогенераторам, необходимые для предварительного выбора основных размеров и оценки технико-экономических показателей гидроагрегата и гидроэнергетического блока.

Конструктивные схемы генераторов. В зависимости от конструктивной схемы агрегата гидрогенераторы могут быть вертикального и горизонтального типа. В последнее время в СССР и за рубежом нашли распространение капсульные гидрогенераторы.

В зависимости от месторасположения подпятника вертикальные гидрогенераторы бывают подвесные, в которых подпятник устанавливается выше ротора, и зонтичные, в которых подпятник размещается под ротором на специальной крестовине или подставке (так называемой опоре пяты), опирающейся на крышку гидротурбины. Имеются конструкции агрегатов, где подпятник располагается непосредственно на крышке турбины. Зонтичное исполнение гидрогенератора позволяет уменьшить общую высоту гидроагрегата. Зонтичные генераторы нашли широкое применение в крупных низконапорных гидроагрегатах, что позволяет уменьшить размеры верхней крестовины генератора; в высоконапорных агрегатах применение зонтичной компоновки ограничивается возможностями размещения опоры пяты и подгенераторной крестовины в шахте турбины без ухудшения условий обслуживания гидротурбинного оборудования. В зависимости от величины прогиба вала гидрогенераторы снабжаются одним или двумя направляющими подшипниками, встраиваемыми в верхнюю и нижнюю крестовины. Подпятники и подшипники гидрогенераторов в подавляющем большинстве случаев выполняются сегментными на жидкой масляной смазке.

Определение основных параметров и размеров генератора. Гидроагрегаты снабжаются трехфазными синхронными генераторами переменного тока (агрегаты с обратимыми гидромашинами — мотор-генераторами). Основ-

ными техническими данными гидрогенератора являются: мощность P_N , напряжение U_N , скорость вращения n , коэффициент мощности $\cos \varphi$, коэффициент полезного действия η и маховой момент ротора GD^2 . Основными размерами гидрогенератора являются диаметр расточки статора D_i и длина активной стали l_t . В практике проектирования генераторов вместо диаметра D_i часто применяется параметр, называемый полюсным делением:

$$\tau = \frac{\pi D_i}{2p} \text{ см}, \quad (\text{VIII.32})$$

где $2p$ — число полюсов генератора.

При номинальной скорости вращения и частоте переменного тока 50 гц полюсное деление в см численно равно окружной скорости ротора в м/сек:

$$\tau = \frac{\pi D_i}{2p} \cdot \frac{6000}{60} = \frac{\pi D_i n}{60} = v_n, \quad (\text{VIII.33})$$

поскольку, как известно, в синхронных машинах

$$2p = \frac{2f60}{n} = \frac{6000}{n}.$$

Первым этапом проектирования гидрогенератора является выбор полюсного деления τ и длины активной стали l_t . Ниже дается метод определения этих величин, нашедший применение на заводе «Электросила».

Для расчета генератора введем величину, характеризующую степень использования активной объема электрической машины. Эта величина, называемая коэффициентом использования, определяется по формуле

$$C = \frac{P_N}{D_i^2 l_t n}, \quad (\text{VIII.34})$$

где P_N — активная или полная кажущаяся мощность соответственно в квт или ква; n — нормальная скорость вращения ротора в об/мин.

При D_i и l_t , заданных в м, коэффициент использования для крупных гидрогенераторов лежит в пределах 4—7. Однако знание величины C еще недостаточно для определения размеров гидрогенератора: при одном и том же значении коэффициента использования можно выполнить машины с разными соотношениями l_t и D_i (τ).

Анализ выполненных конструкций показал, что для мощных быстроходных, а также для весьма мощных гидрогенераторов средней скорости вращения основным размером, ограничивающим транспортировку статора по железной дороге, является длина активной стали. Поэтому для таких машин стараются выбирать наименьшую длину и соответственно наибольший диаметр. Величина D_i , в свою очередь, ограничивается ус-

ловиями обеспечения механической прочности ротора при действии центробежных сил, определяемых величиной окружной линейной скорости на диаметре расточки статора при разгоне:

$$v_p = \frac{\pi D_i n_p}{60} \text{ м/сек.} \quad (\text{VIII.35})$$

Для выполненных машин с шихтованным (набранном из отдельных штампованных секторов толщиной 4—6 мм) ротором и $D_i > 5 \text{ м}$ допустимая величина v_p составляет 120—

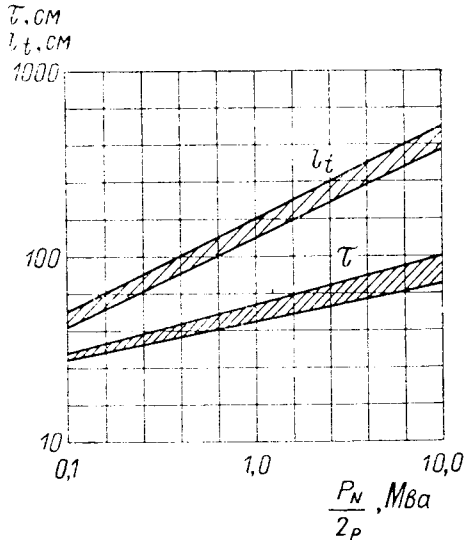


Рис. VIII.9. Зависимость предельных значений полюсного деления τ и длины активной стали l_t от мощности на 1 полюс

145 м/сек при ободу ротора, выполненном из легированных сталей, и 160—170 м/сек для генераторов с кованным или собранным из целых дисков ротором.

Поскольку при номинальной скорости вращения $\tau = v_n$, очевидно, что

$$\tau = \frac{v_p}{k_p},$$

где $k_p = \frac{n_p}{n}$ — коэффициент разгона.

Определив таким образом τ и задавшись величиной S , нетрудно определить l_t . Учитывая малую вероятность разгона, проектировщики генераторов последнее время рекомендуют при определении τ вместо полной величины коэффициента разгона k_p подставлять $k_p = 1,75$. Эта величина выбрана по результатам расчетов многих машин и обеспечивает возможность кратковременной работы ротора в условиях разгона, причем в этом случае деформация ротора под действием центробежных сил не превысит величины воздушного зазора, а напряжения в роторе — предела текучести.

Зависимость предельных значений полюсного деления τ и длины активной стали l_t от мощности на 1 полюс $\frac{P_N}{2p}$ для вы-

полненных отечественных генераторов показана на рис. VIII.9. Полюсное деление примерно пропорционально корню четвертой степени из удельной мощности на 1 полюс:

$$\tau = (8 \div 10) \sqrt[4]{\frac{P_N}{2p}} \text{ см.} \quad (\text{VIII.36})$$

Маховой момент ротора генератора может быть приближенно определен по формуле

$$GD^2 = 10^9 k D_i^{3,5} l_t \text{ Т} \cdot \text{м}^2, \quad (\text{VIII.37})$$

где $k \approx 4,5 \div 5,5$.

Коэффициент полезного действия современных мощных гидрогенераторов при номинальных нагрузке и $\cos \varphi$ лежит в пределах 0,96—0,98, увеличиваясь в сторону больших мощностей.

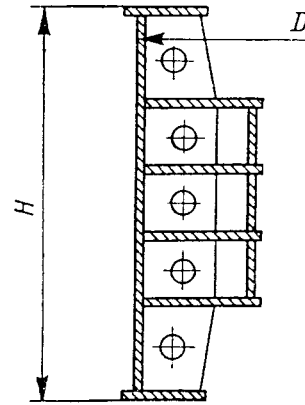


Рис. VIII.10. Размеры статора гидрогенератора

Гидрогенераторы, выпускаемые заводом «Электросила», маркируются с указанием их типа и основных определяющих размеров. Так, обозначение «Генератор СВ-1500/200-88» означает: генератор синхронный вертикальный, диаметр расточки статора 1500 см, длина активной стали 200 см, число полюсов 88.

Наружные габариты генератора следует оценивать по аналогии с данными для уже выполненных машин (табл. VIII.32 и рис. VIII.10).

Т а б л и ц а VIII.32. Размеры (в мм) статоров некоторых выпущенных гидрогенераторов

Тип гидрогенератора	Диаметр корпуса D	Высота корпуса статора H
СВ-1500/200-88	17 100	3400
СВ-1400/250-48	13 600	3280
СВФ-1690/175-64	19 100	3450
СВ-1450/300-60Т	14 500	3950
СВ-1500/170-96	17 000	3100
СВ-660/165-32	7 600	3000
СВ-663/100-40Т	7 700	1720
СВ-795/330-32Т	9 200	3010

Определение веса и стоимости генератора.
 В табл. VIII.33—VIII.36 даны веса и удельные стоимости горизонтальных и вертикальных гидрогенераторов в зависимости от мощности и скорости вращения ротора. При пользовании таблицами следует учесть, что номинальные напряжения, принимавшиеся при расчете серии, составляли:

чести около 30%. Гидрогенераторы большей мощности рассчитывались на коэффициент разгона 1,9 с запасом 5—10% от предела текучести. Влияние принятой разгонной скорости агрегата на вес гидрогенератора может быть учтено поправочным коэффициентом, значения которого приведены в табл. VIII.38.

Мощность P_N в <i>Мва</i>	≤20	≤75	≤175	≤600	>600
Напряжение U_N в <i>кв</i>	6,3	10,5	13,8	15,75	20,0

Если напряжение проектируемого генератора отличается от среднего, в полученную величину веса генератора следует вводить поправку, определяемую по табл. VIII.37.

При расчете весов гидрогенераторов мощностью до 175 *Мва* был принят коэффициент разгона 1,8 и запас в роторе по пределу теку-

При расположении подпятника на крышке турбины вес зонтичного генератора оказывается на 7—10% ниже, чем при его расположении на нижней крестовине.

Основные данные некоторых гидрогенераторов, проектируемых и выпущенных заводом «Электросила» им. С. М. Кирова, приведены в табл. VIII.39.

Т а б л и ц а VIII.33. Веса в *t* и удельные стоимости в тыс. *руб/т* горизонтальных гидрогенераторов мощностью 5—25 *Мва*

Скорость вращения <i>об/мин</i>	Мощность, <i>Мва</i>									
	5		10		15		20		25	
	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>t</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>t</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>t</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>t</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>t</i>
75	117	0,72	205	0,72	285	0,72	350	0,74	405	0,76
83,3	112	0,72	196	0,72	268	0,725	330	0,75	380	0,77
88,2	109	0,72	192	0,72	258	0,73	315	0,755	367	0,775
93,8	106	0,72	185	0,72	248	0,735	300	0,76	352	0,78
100	104	0,72	180	0,72	240	0,74	290	0,765	340	0,785
107	100	0,72	175	0,72	230	0,745	268	0,77	327	0,79
115,4	96	0,72	167	0,72	220	0,75	265	0,775	313	0,795
125	93	0,72	160	0,725	210	0,76	255	0,78	300	0,80
136,4	88	0,72	152	0,73	200	0,765	242	0,79	288	0,81
150	84	0,72	142	0,74	188	0,775	228	0,80	273	0,82
167	80	0,72	130	0,75	175	0,78	215	0,81	258	0,83
187,5	75	0,72	120	0,76	160	0,79	200	0,82	240	0,835
200	71	0,72	114	0,765	155	0,795	194	0,825	232	0,84
214	68	0,72	109	0,77	150	0,8	185	0,83	222	0,85
250	63	0,725	98	0,78	135	0,82	170	0,84	200	0,86
300	55	0,74	90	0,80	122	0,83	150	0,86	185	0,88
375	52	0,76	85	0,815	115	0,85	140	0,88	168	0,9
428	50	0,77	80	0,83	110	0,865	135	0,89	160	0,91
500	45	0,78	77	0,84	105	0,88	127	0,9	153	0,92
600	40	0,8	70	0,86	95	0,9	117	0,92	142	0,94
750	35	0,815	60	0,88	82	0,91	105	0,935	125	0,96
1000	28	0,84	48	0,9	65	0,935	81	0,96	98	0,98

Таблица VIII.31. Веса в m и удельные стоимости в тыс. руб/ m вертикальных гидрогенераторов с воздушным охлаждением обмотки статора и ротора мощностью 15—150 Мва

Скорость вращения, $ос/мин$	Мощность, Мва																			
	15		20		30		40		50		60		80		100		120		150	
	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$	Вес нетто	Оптовая цена за $1 m$
62,5	330	0,72	400	0,725	530	0,76	645	0,78	780	0,8	860	0,82	990	0,84	1130	0,86	1290	0,88	1510	0,90
68,2	300	0,72	370	0,73	500	0,765	600	0,79	720	0,81	800	0,825	930	0,85	1050	0,87	1200	0,885	1420	0,91
75	285	0,72	350	0,74	470	0,775	565	0,8	660	0,82	750	0,83	870	0,86	980	0,88	1140	0,895	1340	0,915
83,3	270	0,725	330	0,75	450	0,78	530	0,805	620	0,825	695	0,84	820	0,865	940	0,89	1080	0,905	1270	0,925
88,2	260	0,73	315	0,755	430	0,79	510	0,81	590	0,83	685	0,845	780	0,87	900	0,895	1040	0,91	1220	0,93
93,8	250	0,735	305	0,76	415	0,795	490	0,815	570	0,835	660	0,85	750	0,88	860	0,9	1010	0,915	1180	0,935
100	240	0,74	285	0,765	390	0,8	475	0,82	550	0,84	610	0,86	710	0,885	830	0,905	970	0,92	1150	0,94
107	230	0,745	275	0,77	375	0,805	455	0,83	530	0,85	585	0,865	690	0,89	810	0,91	940	0,925	1110	0,945
115,4	220	0,75	265	0,775	360	0,81	435	0,835	500	0,855	560	0,87	660	0,895	780	0,915	910	0,93	1080	0,95
125	210	0,76	255	0,78	345	0,82	415	0,84	480	0,86	535	0,88	640	0,9	760	0,925	890	0,94	1040	0,96
136,4	200	0,765	240	0,79	325	0,825	395	0,85	450	0,87	510	0,885	620	0,91	740	0,93	860	0,95	1020	0,965
150	190	0,775	230	0,8	310	0,83	370	0,86	430	0,88	485	0,895	590	0,92	720	0,94	840	0,96	990	0,97
167	175	0,78	215	0,81	290	0,84	350	0,87	410	0,89	460	0,9	570	0,93	690	0,95	810	0,965	970	0,98
187,5	160	0,79	200	0,82	270	0,85	330	0,88	385	0,9	435	0,91	555	0,94	670	0,96	780	0,97	940	0,99
214	150	0,8	185	0,83	250	0,865	310	0,885	360	0,91	410	0,925	525	0,95	640	0,97	760	0,989	910	1,01
250	140	0,82	170	0,84	230	0,88	285	0,9	340	0,92	390	0,94	500	0,96	610	0,98	720	1,0	—	—
300	130	0,83	150	0,86	215	0,9	270	0,92	315	0,94	365	0,955	475	0,98	570	1,0	675	1,015	—	—
375	115	0,85	140	0,88	195	0,915	245	0,94	290	0,96	330	0,97	425	1,0	515	1,02	620	1,035	—	—
428	105	0,865	135	0,89	180	0,925	225	0,95	270	0,97	315	0,985	400	1,01	480	1,03	580	1,045	—	—
500	95	0,88	125	0,9	170	0,94	210	0,955	250	0,985	290	1,0	365	1,02	440	1,04	—	—	—	—
600	90	0,9	120	0,92	160	0,95	195	0,98	230	1,0	265	1,015	325	1,01	390	1,06	—	—	—	—

Т а б л и ц а VIII.35. Вес в *m* и удельные стоимости в тыс. руб/*m* вертикальных гидрогенераторов с воздушным охлаждением обмотки статора и ротора мощностью 175—300 *Мва*

Скорость вращения, об/мин	Мощность, <i>Мва</i>											
	175		200		225		250		275		300	
	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>m</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>m</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>m</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>m</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>m</i>	Вес нетто	Оптовая цена за 1 <i>m</i>
62,5	1620	0,91	1750	0,925	1870	0,93	1990	0,94	2100	0,95	2200	0,955
68,2	1500	0,92	1630	0,93	1750	0,94	1850	0,95	1950	0,96	2050	0,965
75	1390	0,93	1500	0,94	1600	0,95	1700	0,96	1800	0,965	1900	0,97
83,3	1290	0,935	1400	0,945	1500	0,955	1600	0,965	1690	0,975	1780	0,98
88,2	1250	0,94	1350	0,95	1440	0,96	1540	0,97	1630	0,98	1720	0,985
93,8	1210	0,945	1300	0,955	1390	0,965	1490	0,975	1580	0,985	1670	0,99
100	1170	0,95	1260	0,96	1360	0,97	1450	0,98	1540	0,99	1620	1,0
107	1140	0,955	1230	0,97	1320	0,98	1410	0,99	1500	0,995	1570	1,005
115,4	1110	0,96	1200	0,975	1280	0,985	1370	0,995	1458	1,005	1520	1,01
125	1080	0,97	1160	0,98	1240	0,99	1330	1,0	1410	1,01	1480	1,02
136,4	1040	0,98	1130	0,99	1200	1,0	1280	1,01	1360	1,02	1430	1,025
150	1000	0,985	1080	1,0	1150	1,01	1240	1,02	1310	1,025	1380	1,035
167	970	0,995	1040	1,01	1110	1,02	1180	1,03	1250	1,035	1320	1,04
187,5	920	1,01	990	1,02	1060	1,03	1130	1,04	1200	1,045	1270	1,05

Таблица VIII.36. Веса в m и удельные стоимости в тыс. руб/ m вертикальных гидрогенераторов с водяным охлаждением обмотки статора и форсированным воздушным охлаждением обмотки ротора мощностью 275—1000 Mva

Скорость вращения <i>об/мин</i>	Мощность, Mva																			
	275		300		350		400		450		500		600		700		800		1000	
	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m	Вес нетто	Оптовая цена за 1 m
75	1080	0,965	1160	0,97	1290	0,985	1420	1,00	1540	1,01	1660	1,02	1880	1,035	2100	1,045	2310	1,06	2720	1,08
83,3	1030	0,975	1100	0,98	1220	0,995	1340	1,01	1460	1,02	1560	1,025	1780	1,04	2000	1,055	2200	1,065	2590	1,09
88,2	990	0,98	1060	0,985	1190	1,0	1300	1,015	1410	1,025	1510	1,03	1720	1,05	1930	1,06	2130	1,07	2520	1,095
93,8	960	0,985	1030	0,99	1150	1,005	1260	1,02	1360	1,03	1460	1,035	1660	1,055	1860	1,065	2060	1,08	2450	1,1
100	940	0,99	1010	1,0	1130	1,01	1230	1,025	1330	1,035	1430	1,04	1600	1,06	1800	1,07	2000	1,085	2390	1,105
107	920	0,995	990	1,005	1100	1,02	1200	1,03	1300	1,04	1400	1,05	1560	1,065	1760	1,08	1960	1,09	2340	1,11
115,4	900	1,005	970	1,01	1080	1,025	1180	1,035	1270	1,045	1370	1,055	1530	1,07	1730	1,085	1910	1,1	2290	1,115
125	880	1,01	950	1,02	1050	1,03	1150	1,04	1250	1,05	1350	1,06	1500	1,08	1690	1,09	1860	1,105	2240	1,12
136,4	860	1,02	930	1,025	1030	1,04	1130	1,05	1230	1,06	1330	1,07	1480	1,085	1660	1,1	1810	1,11	2180	1,13
150	850	1,025	900	1,035	1010	1,05	1110	1,06	1210	1,07	1310	1,08	1460	1,095	1640	1,11	1760	1,12	2130	1,14

Таблица VIII.37. Поправочные коэффициенты по напряжению

Напряжение генератора, $kв$	Принятое среднее напряжение, $kв$			
	6,3	10,5	13,8	15,75
6,3	1,0	0,975	0,95	0,925
10,5	1,025	1,0	0,98	0,95
13,8	1,045	1,02	1,0	0,97
15,75	1,08	1,05	1,03	1,0
20,0	1,11	1,085	1,06	1,03

Таблица VIII.38. Поправочные коэффициенты по разгонной скорости

Коэффициент разгона	Для генераторов мощностью до 175 Mva					
	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Поправка	0,97	1,0	1,02	1,04	1,07	1,105
Коэффициент разгона	Для генераторов мощностью св. 175 Mva					
Поправка	1,7		1,8	1,9	2,1	2,4
Поправка	0,9		0,95	1,0	1,1	1,25

Таблица VIII.39. Таблица основных данных некоторых гидрогенераторов, проектируемых и выпущенных заводом «Электросила» им. С. М. Кирова

Наименование ГЭС	Тип генератора	Мощность Мва/Мвт	Напря- жение кв	Скорость вращения об/мин		Нагрузка на под- пятник т	Исполнение	Маховой момент Т·м ²	Машинная постоян- ная С × 10 ⁴	К. п. д. %
				нормаль- ная	разгон- ная					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Днепродзержинская	СВ-1500/110-110	55/44	10,5	51,7	117	1600	Зонтичное	52 000	21,2	96,75
Горьковская	СВ-1340/150-96	71,5/57,2	13,8	62,5	134	2000	»	4 700	21,6	96,67
Воткинская	СВ-1500/170-96	117,65/100	13,8	62,5	145	2800	»	80 000	18,5	97,53
Волжская им. XXII съезда КПСС	СВ-1500/200-88	127,8/115	13,8	68,2	140	3400	»	100 000	21,8	97,62
Волжская им. XXII съезда КПСС (опытный)	СВФ-1500/130-88	160/128	13,8	68,2	140	2600	»	77 000	11,3	96,3
Саратовская	СГКВ-720/140-80	45,9/45	6,3	75	170	700	Горизон- тальное капсульное	3 000	10,75	96,96
Днепропетровская	СВ-1160/180-72	90/72	13,8	83,3	167	1030	Подвесное	39 000	20,2	97,6
Красноярская	СВФ-1690/175-64	590/500	15,75	93,8	190	2400	Зонтичное (на крышке турбины)	187 000	7,22	98,25
Череповецкая (кап- сульный)	СГКВ-480/115-64	20/20	3,15	93,8	210	300	Горизон- тальное капсульное	650	9,17	96,3
Асуанская	СВ-1260/235-60Т	206/175	15,75	100	210	2100	Зонтичное	73 000	16,1	98,15
Уч-Курганская	СВ-840/150-52	56,25/45	10,5	115,4	255	1100	Подвесное	9 000	19,0	97,21

Наименование ГЭС	Тип генератора	Мощность Мва/Мвт	Напря- жение кв	Скорость вращения об/мин		Нагрузка на под- пятник n	Исполнение	Маховой момент T, м ²	Машинная постоян- ная C × 10 ⁴	К. п. д. %,
				нормаль- ная	разгонная					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Камская (горизон- тальный)	СГ-820/145-48	26,3/21	10,5	125	300	300	Горизон- тальное	3 000	22,4	96,55
Братская	СВ-1190/250-48	264,7/225	15,75	125	206/255	1650	Подвесное	52 000	14,25	98,22
«Меттур-Ташсел»	СВ-845/140-44Т	56/50,4	11,0	136,4	330	1150	»	11 500	21,0	97,83
«Хиракуд» II	СВ-663/100-40Т	27/24,3	11,0	150	310	600	»	3 000	20,3	97,35
Верхне-Туломская	СВ-660/165-32	67,1/57	10,5	187,5	415	1150	»	4 500	15,9	97,5
«Бхакра-Напгал»	СВ-795/230-32Т	134/120	11,0	187,5	393	1200	»	14 000	16,7	98,38
Чарвакская	СВ-850/235-32	176,5/150	13,8	187,5	365	1200	»	18 000	14,8	98,0
Серебрянская	СВ-640/170-24	78,8/67	13,8	250	525	1050	»	4 000	17,4	97,6
Гюмушская	СВ-465/210-16	66/56	10,5	375	600	480	»	1 200	18,1	97,64
«Балнмела»	СВ-505/190-16Т	66,7/60	11,0	375	620	500	»	1 520	18,8	97,6
«Храм» II	СВ-430/210-14	68,75/55	10,5	428,6	700	440	»	750	16,0	97,55
Татевская	СВ-375/195-12	65,5/52,4	10,5	500	910	180	»	400	13,4	97,4
Иювская	СВ-840/135-44	50/40	10,5	136,4	275	1100	»	7 800	22,4	96,58

Система возбуждения	Диаметр расточки статора, мм	Диаметр по корпусу статора, мм	Высота активной стали, мм	Общий вес генератора т	Удельный вес		Кратность форсировки
					кг/кВа	кг/кГ.М	
12	13	14	15	16	17	18	19
На два генератора один отдельный возбужденный агрегат	14 500	16 960	1070	803	14,6	0,97	1,8
Независимое машинное	12 920	15 200	1500	1080	15,05	1,21	1,9
Электромашинное самовозбуждение	14 300	17 000	1700	1170	10,0	0,75	2,2
Независимое ионное с вспомогательным генератором и возбуждителем на валу	14 300	17 100	2000	1410	11,03	0,863	4
Независимое ионное с вспомогательным генератором на валу	14 290	17 100	1300	1080	5,75	0,594	2,8
Полупроводниковое самовозбуждение	6 850	8 500	1400	307	6,7	0,528	2,0
Независимое машинное	11 000	13 040	1800	986	10,86	1,17	1,87
Независимое самовозбуждение	16 100	19 100	1750	1640	2,77	0,318	3,5
Отдельно стоящий возбужденный агрегат	4 500	5 500	1150	170	8,5	0,814	1,8
Независимое ионное с вспомогательным генератором и возбуждителем на валу	11 900	14 500	2350	1350	6,55	0,795	4
Электромашинное самовозбуждение	7 850	9 800	1500	550	9,78	1,46	1,8
Электромашинное самовозбуждение	5 700	7 800	1450	300	11,4	1,84	2,05
Независимое самовозбуждение	11 000	13 600	2500	1300	4,95	0,747	4
Независимое машинное	7 850	9 800	1400	580	10,35	1,61	1,8
»	6 050	7 700	1000	315	11,67	2,00	1,8
Электромашинное самовозбуждение	5 880	7 640	1650	480	7,15	1,63	1,9
»	7 200	9 200	2300	810	6,03	1,30	2,0
Независимое машинное	7 700	9 800	2350	890	5,04	1,15	2,1
Электромашинное самовозбуждение	5 680	7 500	1700	498	6,32	1,92	1,8
Независимое возбуждение	3 900	5 800	2100	360	5,45	2,49	2
» машинное	4 200	6 340	1900	410	6,16	2,65	1,8
Электромашинное самовозбуждение	3 500	550	2100	330	4,5	0,452	1,8
»	3 000	5 200	1950	280	4,32	0,275	2,0
Продольно-поперечное возбуждение	7 800	9 800	1350	500	10,0	1,75	4,0

ЛИТЕРАТУРА

1. Аверьянова А. Г. Ремонтная сварка гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1964, № 5.
2. Андриенко Б. К., Гальперин М. И. и Рудник А. Г. Конструкция и монтаж опытного агрегата на Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС. — «Энергетическое строительство», 1964, № 40.
3. Аронсон А. Я., Бугов А. У., Малышев В. М. и др. Расчет на прочность деталей гидротурбин. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965.
4. Астафьев В. А. и Барков Н. К. Гидротурбины и их обслуживание. М.—Л., изд-во «Энергия», 1965.
5. Бабин К. Н., Барков Н. К., Галкин В. А. и др. Маслонапорные установки. М., изд-во «Энергия», 1969.
6. Бабурич Б. Л., Елохин Е. А., Подольский Е. М. и др. Топливный эффект проектируемых гидроэлектростанций. М.—Л., изд-во «Энергия», 1965.
7. Барков Н. К. Автоматические устройства гидротурбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1954.
8. Барков Н. К. Автоматизация мощных гидротурбин. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
9. Бережной А. А. Силовые здания гидроэлектрических станций и их оборудование. М.—Л., изд-во «Энергия», 1964.
10. Бернштейн Л. Б. Прямоточные и погруженные гидроагрегаты. М., ЦИНТИмаш, 1962.
11. Бернштейн Л. Б. Советский капсульный гидроагрегат. — «Гидротехническое строительство», 1964, № 9.
12. Броновский Г. А. и Гальперин М. И. Производство мощных гидротурбин. — «Вестник машиностроения», 1967, № 8.
13. Бронштейн Л. Я. Диагональная двухпервая гидротурбина на параметры Красноярской ГЭС. — Энергетическое машиностроение. Вып. 4. М., НИИинформтяжмаш, 1966.
14. Бронштейн Л. Я. и Капустина С. В. Гидротурбостроение в СССР и за рубежом. — Энергетическое машиностроение. Вып. 3—70—4. М., НИИинформтяжмаш, 1970.
15. Бутаев Д. А., Розенберг И. С. и Семенов В. М. Раструбные отсасывающие трубы гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1965, № 3.
16. Вахрамеев Б. А. Гидротурбостроение на Уральском заводе гидромашин. — «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
17. Гальперин М. И. Единые валы гидроагрегатов для Красноярской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1964, № 6.
18. Гальперин М. И. Гидротурбины для Красноярской ГЭС. — «Гидротехническое строительство», 1967, № 8.
19. Гальперин М. И. Испытание клапанов срыва вакуума новой конструкции на Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС. — «Энергомашиностроение», 1962, № 6.
20. Гальперин М. И. Направляющие аппараты гидротурбин Красноярской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1964, № 5.
21. Гальперин М. И. Определение гидравлических моментов направляющего аппарата гидротурбины. «Энергомашиностроение», 1967, № 7.
22. Гальперин М. И. и Рудник А. Г. Особенности монтажа гидросилового оборудования Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС. — «Энергомашиностроение», 1964, № 2.
23. Гальперин М. И. и Соловьев Ю. М. Турбины для Саратовской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1967, № 5.
24. Гальперин М. И. Спиральные камеры гидротурбин для Красноярской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1964, № 4.
25. Гальперин М. И. и Шриро И. И. О целесообразности применения индивидуальных аварийных сервомоторов. — «Гидротехническое строительство», 1964, № 3.
26. Гальперин М. И. и Штерн Е. П. Конструктивные и эксплуатационные особенности гидротурбинного оборудования Волжских ГЭС имени В. И. Ленина им. XXII съезда КПСС. М., изд-во «Энергия», 1968.
27. Гальперин М. И. и Фитерман Я. Ф. О некоторых особенностях конструкции и эксплуатации узлов гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1963, № 10.
28. Гамзе З. М. и Гольдшер А. Я. Технология производства гидротурбин. М.—Л., Машгиз, 1950.
29. Гамус И. М. Пневматическое хозяйство гидроэлектростанций. Изд. 2-е. Л., изд-во «Энергия», 1968.
30. Гаркави Ю. Е. и Смирнов М. И. Регулирование гидротурбин. М.—Л., Машгиз, 1954.
31. Герман А. Н. Автоматизация гидротурбин. — «Автоматика и телемеханика», 1950, № 3.
32. Герман А. Н. Электрогидравлические регуляторы гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1966, № 6.
33. Гидротурбостроение. Обмен техническим опытом. Сызранский ордена Трудового Красного Знамени гидротурбинный завод. М., Машгиз, 1956.
34. Гидротурбостроение на Харьковском турбинном заводе. Вып. 3—67—1. М., НИИинформтяжмаш, 1967.
35. Гидротурбостроение. Сб. статей. Вып. 1, 4, 8, 10 и 12. М., Машгиз, 1955, 1956, 1957, 1961, 1964, 1969.
36. Гольдберг А. М., Ширяев Я. М. и Эйгенсон С. Н. Исследование напряженного состояния нижнего участка трубопровода Красноярской ГЭС. — «Гидротехническое строительство», 1967, № 8.
37. Гольдин В. Е. и Корович А. Н. Поворотлопастные гидротурбины на высокие напоры. — «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
38. Гончаров А. Н. Гидроэнергетическое оборудование гидроэлектростанций и его монтаж. М., изд-во «Энергия», 1967.
39. Грановский С. А., Орго В. М. и Смоляров Л. Г. Конструкции гидротурбин и расчет их деталей. М.—Л., Машгиз, 1957.

40. Грановский С. А. Развитие конструкций гидротурбин на ЛМЗ им. ХХII съезда КПСС. — «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
41. Гурьев В. П. Испытания гидравлических машин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1953.
42. Давыдов А. П. Резиновые подшипники в машиностроении. Л., изд-во «Машиностроение», 1968.
43. Домбровский В. В., Еремеев А. С., Иванов Н. П. и др. Проектирование гидрогенераторов. Ч. 1 и 2. М., изд-во «Энергия», 1965, 1968.
44. Евселевский Л. И. и Пустовит П. Н. Кременчугская ГЭС. Харьков, изд-во «Прапор», 1967.
45. Есин Л. Д. Новые конструкции рабочих колес поворотнлопастных гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1963, № 9.
46. Жмудь А. Е. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. М.—Л., Госэнергоиздат, 1953.
47. Журавлев В. Н. и Николаева О. И. Машиностроительные стали. Справочник. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
48. Зайцев Г. З. и Пономарев В. Я. Прочность облитованных деталей гидротурбин при действии циклических нагрузок. — «Энергомашиностроение», 1967, № 6.
49. Зубков И. А. Уплотнения цапф лопаток направляющих аппаратов гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1964, № 4.
50. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой гидротурбины. Ч. 1 и 2. Труды ВИГМ. Вып. 14—15. М., Машгиз, 1951—1952.
51. Квятковский В. С. Две новые системы реактивных поворотнлопастных гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1957, № 11.
52. Квятковский В. С. Экономическая эффективность применения диагональных гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1966, № 2.
53. Коваленко Б. А. и Белинский А. С. Определение динамических напряжений в натуральных рабочих колесах гидротурбин по данным испытаний моделей. — «Энергомашиностроение», 1967, № 7.
54. Ковалев Н. Н. и Беркман Б. А. Исследование механизма поворота лопастей осевой гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1965, № 2.
55. Ковалев Н. Н. и Бронштейн Л. Я. Проблемы проектирования диагональных гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1968, № 7.
56. Ковалев Н. Н. Гидротурбины. Изд. 2-е. М.—Л., Машгиз, 1971.
57. Ковалев Н. Н. Гидротурбостроение. — Энергетическое машиностроение. Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
58. Ковалев Н. Н. Гидротурбина Куйбышевской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1956, № 4.
59. Ковалев Н. Н., Грановский С. А. и др. Новые турбины ДнепроГЭСа. М.—Л., Машгиз, 1951.
60. Ковалев Н. Н. и Квятковский В. С. Гидротурбиностроение в СССР. М.—Л., Госэнергоиздат, 1957.
61. Ковалев Н. Н. Пути снижения стоимости гидротурбин. — Труды ЛПИ, № 215. Л., Машгиз, 1961.
62. Ковалев Н. Н., Серебряков Г. М. и Капустина С. В. Гидротурбостроение в СССР и за рубежом. Вып. 9-65-8. М., НИИинформтяжмаш, 1965.
63. Ковалев Н. Н. Теоретические и экспериментальные исследования ЦКТИ по созданию мощных гидротурбин. — Котлотурбостроение. Сб. трудов ЦКТИ № 81, 1967.
64. Кокая Н. В. и Володин Л. А. Некоторые особенности работы конусных затворов. — «Гидротехническое строительство», 1964, № 3.
65. Колтон А. Ю. и Эттинберг И. Э. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. М.—Л., Машгиз, 1958.
66. Комов Н. Н. Напряжения в спиральной камере гидротурбины Братской ГЭС по данным натурных измерений. — «Энергомашиностроение», 1967, № 8.
67. Краснощек В. М. и Иванченко И. П. О креплении съемного сектора камеры рабочего колеса поворотнлопастных гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1968, № 2.
68. Кривченко Г. И. Автоматическое регулирование гидротурбин. М.—Л., изд-во «Энергия», 1964.
69. Кривченко Г. И., Аршеневский Н. Н. и Клабуков В. М. Режимы регулирования поворотнлопастных гидротурбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.
70. Кривченко Г. И. Динамические регулировочные характеристики агрегатов ГЭС. — «Электрические станции», 1967, № 7.
71. Крянин И. Р. Лопасти гидротурбин. М., Машгиз, 1958.
72. Кучкин М. Д. Автоматическое управление и контроль режима работы гидроэлектростанций. М., изд-во «Энергия», 1967.
73. Лившиц М. М. и Шриро И. И. Новый способ сборки спиральных камер гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1961, № 12.
74. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. Изд. 2-е. Л., изд-во «Машиностроение», 1966.
75. Лукенберг Ю. С. Из опыта монтажа горизонтальных гидроагрегатов Киевской ГЭС. — «Гидротехническое строительство», 1965, № 7.
76. Масленников С. К. О классификации низконапорных гидроэнергетических установок с горизонтальными или наклонными гидроагрегатами. — «Гидротехническое строительство», 1965, № 2.
77. Международный код модельных приемосдаточных испытаний гидротурбин. Публикация МЭК № 193. Пер. с англ. ОНТИ ЦКТИ, 1968.
78. Международный код натурных приемосдаточных испытаний гидротурбин. Публикация МЭК № 41. Пер. с англ. ОНТИ ЦКТИ, 1967.
79. Меловцов А. А. Горизонтальные поворотнлопастные турбины повышенной скорости. — «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
80. Методика определения экономической эффективности гидроэлектростанции. МЭС СССР. М., Госэнергоиздат, 1961.
81. Михайлов И. Е. и Новодежкин Р. А. Проектирование статорных колонн гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1966, № 4.
82. Михановский С. П. Двухпервая гидротурбина. — «Энергомашиностроение», 1957, № 8.
83. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.
84. Морозов А. А. и др. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958.
85. Николаева Л. А. Отраслевая нормализация в области крупного гидротурбостроения. — Опыт работы предприятий Ленинградского совнархоза по стандартизации и нормализации. М., изд-во стандартов, 1965.
86. Орахелашвили М. М. Гидротурбиностроение в СССР. — «Гидротехническое строительство», 1967, № 11.
87. Орахелашвили М. М. Износостойкость реактивных гидротурбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.
88. Орахелашвили М. М. Сравнительная прочность лопаток направляющего аппарата гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1966, № 10.
89. Орахелашвили М. М. Теория разгрузочного диска радиально-осевой гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1964, № 5.
90. Орахелашвили М. М. Успехи гидротурбиностроения и научные исследования. — «Гидротехническое строительство», 1968, № 8.
91. Орго В. М. Создание гидротурбины Братской ГЭС как результат длительных комплекс-

- ных исследовательских работ. — «Энергомашиностроение», 1960, № 2.
92. Панкевич М. Г. Исследование технико-экономических показателей в крупном гидротурбостроении. — Труды ЦКТИ. Вып. 46. Л., 1964.
93. Перник А. Д. Проблемы кавитации. Л., Судпромгиз, 1963.
94. Петров Л. Н. и Есин Л. Д. О конструктивных особенностях поворотнолопастных турбин на высокие напоры. — «Энергомашиностроение», 1957, № 5.
95. Полвека на службе электрификации. Сб. статей. Л., Машгиз, 1967.
96. Постоев В. С. О рациональной конструкции статорного узла спиральной камеры гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1967, № 1.
97. Поташник С. И., Доценко Т. А. и Строганов Е. М. Капсульные горизонтальные агрегаты Киевской ГЭС и возможности их усовершенствования. — «Гидротехническое строительство», 1965, № 10.
98. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. М.—Л., изд-во «Энергия», 1965.
99. Прейскурант № 01—02. Оптовые цены на сталь обыкновенного качества. М., Прейскурантгиз, 1967. (Государственный комитет цен при Госплане СССР.)
100. Прейскурант № 01—03. Оптовые цены на качественную сталь. М., Прейскурантгиз, 1967. (Государственный комитет цен при Госплане СССР.)
101. Проскура Г. Ф. Гидродинамика турбомашин. Киев, Машгиз, 1954.
102. Пылаев Н. И. и Пономарев В. Я. Самосмазывающийся полимерный материал для тяжело нагруженных узлов трения. Л., ЛДНТП, 1968.
103. Работнов Б. А. Развитие сварочного производства на ЛМЗ (изготовление сварных конструкций в гидротурбостроении). — «Автоматическая сварка», 1967, № 10.
104. Ривлин М. И. Выбор рациональных параметров привода направляющего аппарата гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1967, № 7.
105. Робук Н. Н. Гидротурбостроение на ХТГЗ им. С. М. Кирова. — «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
106. Робук Н. Н. Гидротурбостроение на Харьковском турбинном заводе им. С. М. Кирова. — «Энергомашиностроение», 1967, № 10.
107. Серков В. С. Натурные энергетические испытания турбин Уч-Курганской ГЭС. — «Гидротехническое строительство», 1965, № 11.
108. Серков В. С. Эксплуатация совмещенных гидроэлектростанций. М., изд-во «Энергия», 1968.
109. Смирнов И. Н. Гидравлические турбины и насосы. М., изд-во «Высшая школа», 1969.
110. Смирнов И. Н. Гидравлические турбины. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.
111. Смирнов И. Н. и Тананаяев А. В. О главных универсальных, комбинаторных и эксплуатационных характеристиках гидравлических турбин. — «Энергомашиностроение», 1960, № 12.
112. Справочник машиностроителя. Изд. 3-е. Т. 6. Под ред. Э. А. Сагеля. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
113. Справочник металлста. Изд. 2-е. Под ред. Н. С. Ачеркана. Т. 2. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
114. Справочник по машиностроительным материалам. Под ред. Г. И. Погодина-Алексеева. Т. 1 и 2. М., Машгиз, 1959.
115. Стеклов М. Л. и Андриенко Б. К. Новая конструкция рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1961, № 5.
116. Стеклов М. Л. Новая горизонтальная гидротурбина. — «Энергомашиностроение», 1964, № 1.
117. Стеклов М. Л. Опыт эксплуатации подшипника гидротурбины с густой смазкой. — «Энергомашиностроение», 1964, № 1.
118. Степанов В. П. Ремонт узлов гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1968, № 9.
119. Гардов Б. Н. Общая геометрия гидрогенераторов действующих гидроэлектрических станций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.
120. Труды ЦКТИ. Вып. 46, 61, 72, 79, 88, 95. ОНТИ ЦКТИ, 1964, 1965, 1966, 1967, 1968, 1969.
121. Трифель М. С., Штерн Е. П., Хапларова А. Г. и Мехмандаров С. А. Катодная защита турбин от коррозионно-кавитационного разрушения. — «Гидротехническое строительство», 1967, № 2.
122. Фитерман Я. Ф. Монтаж и ремонт гидротурбин. М.—Л., Энергоиздат, 1961.
123. Фридман Л. И. и Болотников А. А. Предварительная оценка уровня прочности лопастей рабочих колес высоконапорных радиально-осевых гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1964, № 9.
124. Шорин С. Н. Теплопередача. М.—Л., Гостройиздат, 1952.
125. Шрамков К. А. Обрыв проушин поворотнолопастных гидротурбин. — «Вестник машиностроения», 1967, № 8.
126. Шрамков К. А. Техника определения колебаний давления в проточной части гидротурбин. — «Гидротехническое строительство», 1967, № 4.
127. Шриро И. И. Гидротурбины Уч-Курганской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1963, № 2.
128. Шриро И. И. Двухподводные спиральные камеры для гидроагрегатов. — «Энергомашиностроение», 1968, № 6.
129. Шриро И. И. Конструирование сварных деталей гидротурбин. — «Сварочное производство», 1969, № 5.
130. Шриро И. И. К расчету предохранительного элемента направляющей лопатки гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1963, № 3.
131. Шриро И. И. Радиально-осевые гидротурбины Бухтарминской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1967, № 12.
132. Шриро И. И. Экономичный способ раскроя заготовок. — «Машиностроитель», 1962, № 1.
133. Щапов Н. М. Турбинное оборудование гидростанций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
134. Щеголев Г. С. и Гаркави Ю. Е. Гидротурбины и их регулирование. М.—Л., Машгиз, 1957.
135. Щеголев Г. С. Некоторые вопросы гидротурбостроения. — «Энергомашиностроение», 1967, № 10.
136. Щеголев Г. С. Радиально-осевые турбины большой мощности производства ЛМЗ им. XXII съезда КПСС. — «Энергомашиностроение», 1968, № 7.
137. Щеголев Г. С. Развитие гидротурбостроения на ЛМЗ им. XXII съезда КПСС за 40 лет и ближайшие задачи. — «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
138. Эдель Ю. У. Ковшовые гидротурбины. М.—Л., Машгиз, 1963.
139. Энергетическое машиностроение 1917—1967. Под ред. П. О. Сирого. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
140. Этинберг И. Э. Пути улучшения кавитационных качеств высоконапорных поворотнолопастных рабочих колес. — «Энергомашиностроение», 1960, № 7.
141. Этинберг И. Э. Теория и расчет проточной части поворотнолопастных гидротурбин. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965.