Александар Петковић

В.М.Орго

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА на прочность гидротурбин

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматики»

Драгом колеги Саши

Зорану

25.11.1998

ЛЕНИНГРАД
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1978

6 П2.3(075)
О-63
УДК 621.224.001.2 (075)

РЕЦЕНЗЕНТЫ

кафедра гидромашин МЭИ
и д-р техн. наук Ю. У. ЭДЕЛЬ

Редактор инж. И. И. Шриро

Орго В. М.

О-63 Основы конструирования и расчета на прочность гидротурбин: Учебное пособие для машиностроительных вузов.—Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978.—224 с., ил.

В учебном пособии изложены основы конструирования и рассмотрены основные тенденции развития конструкций гидротурбин и обратимых гидромашин. Даны общий анализ и описание последних конструкций гидротурбин, их основных узлов и деталей, а также представление о технико-экономическом обосновании конструкций гидротурбин. Показаны основные методы расчета на прочность гидротурбин, приведены выводы расчетных формул и числовые примеры.

Учебное пособие может быть также полезно инженерно-техническим работникам, занимающимся проектированием, конструированием, исследованиями, производством и эксплуатацией гидротурбин и лопастных гидромашин.

О $\frac{30314-161}{38(01)-780}$ 161—78 6П2.3(075)

© Издательство «Машиностроение», 1978 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие предназначено для изучения курса конструирования и расчета гидротурбин на прочность, который обычно следует после изучения общенаучных и общетехнических дисциплин и первых специальных курсов. Изучение рассматриваемого курса предполагает знание основ теории рабочего процесса, методов гидродинамических исследований и характеристик гидротурбин, а также наличие общих представлений о конструкциях. Курс базируется на учебных пособиях [39] и [49]. Целью данной работы явилось изложение в достаточном объеме сведений, необходимых при конструировании гидротурбин, проектировании и расчетах на прочность их узлов и деталей.

В книге отражен опыт, накопленный отечественным гидротурбостроением, и дано представление о современных зарубежных конструкциях, приведены параметры агрегатов, определяющих состояние отрасли, рассмотрены конструкции поворотнолопастных, радиально-осевых и диагональных гидротурбин и изложены методы расчетов их узлов и деталей, даны представления об их напряженном состоянии. В изложенном виде некоторые из расчетов публикуются впервые. Конструкции ковшовых и горизонтальных капсульных гидротурбин, имеющих меньшее применение в отечественном гидротурбостроении, рассмотрены менее подробно. При расчете деталей этих машин в качестве аналогов могут быть использованы во многих случаях приведенные в тексте методы расчетов.

Книга написана автором на основании опыта, накопленного при чтении курса «Конструирование и расчет гидротурбин на прочностью» в заводе-втузе при производственном объединении турбостроения «Ленинградский металлический завод», а также длительной работы на этом ведущем в отрасли предприятии. Изложенный материал соответствует программе названного курса и в определенной мере программам аналогичных курсов, читаемых в других втузах.

Необходимость в издании этой книги вызвана тем, что, несмотря на значительное количество работ, посвященных вопросам гидротурбостроения [22, 24, 26, 27, 29, 45, 48, 54, 63], и большой объем содержащихся в них сведений, их использование при изучении курса представляет значительные трудности из-за узкой направленности или излишней полноты рассматриваемого материала.

В книге приведено минимальное количество справочных данных, так как эти данные содержат работы [7, 29, 46, 52].

За помощь, оказанную при оформлении рукописи, автор выражает благодарность сотрудникам кафедры гидромашин завода-втуза Р. А. Ипатовой, Н. В. Орго, В. И. Пьянову и В. В. Орго.

Глава I

ПАРАМЕТРЫ КРУПНЫХ ГИДРОТУРБИН

§ I.1. Применяемые системы и типы гидротурбин и их параметры

В крупном гидротурбостроении нашли применение три основные системы турбин реактивного класса, отличающиеся направлением потока в рабочем колесе: осевые, радиально-осевые и диагональные, и одна система турбин активного класса — ковшовые. Применяют несколько конструктивных вариантов осевых турбин: поворотнолопастные (рис. I.1, *а*), имеющие рабочее колесо с поворотными лопастями, спиральную камеру и вертикальный вал; пропеллерные, отличающиеся от поворотнолопастных жестко закрепленными лопастями на корпусе рабочего колеса; капсульные поворотнолопастные (рис. I.1, *д*) — с капсулой для размещения генератора и горизонтально расположенным валом. К осевым относятся также имеющие ограниченное применение прямоточные и полупрямоточные агрегаты.

Радиально-осевые турбины с вертикальным валом (рис. I.1, *б*) имеют наибольшее распространение и применяются в широком диапазоне напоров; радиально-осевые с горизонтальным валом — в мелком и среднем гидротурбостроении.

Диагональные турбины (рис. I.1, *в*) выполняют с вертикальным валом и поворотнолопастным рабочим колесом. Пропеллерные диагональные турбины применяют очень редко.

Ковшовые турбины с вертикальным валом и четырьмя-пятью соплами (рис. I.1, *г*) в последнее время вытесняют турбины с горизонтальным валом, имеющие одно-два сопла (см. § II.5).

На характеристики различных систем гидротурбин большое влияние оказывают конструктивные особенности: вертикальное или горизонтальное расположение вала, конструкция спиральной камеры или способы подвода воды, число сопел, наличие поворотных лопастей, наклон лопастей в диагональных турбинах и др.

Гидротурбины одной системы могут отличаться размерами, конструкцией механизмов, конфигурацией и относительными размерами элементов проточного тракта, определяющих тип турбин. Различные формы проточного тракта определяются в характерных для данной системы пределах индивидуальными свойствами каждого типа турбины, из которых главными являются к. п. д., быстроходность, приведенные параметры и кавитационная характеристика. Основными элементами проточного тракта, определяющими эти свойства, являются рабочее колесо, направляющий аппарат и отсасывающая труба. В гидротурбинах одного типа, имеющих разные размеры и геометрически подобный проточный тракт, перечисленные свойства могут несколько отличаться из-за влияния масштабного эффекта. Конструкции механизмов однотипных турбин могут быть разными. Некоторые, существенно не влияющие на свойства отличия, допускаются и в элементах проточного тракта.

Параметры гидротурбин являются их количественными и качественными характеристиками [39, 49]. Ниже главные из них перечислены и кратко пояснены. При проектировании гидротурбины заданными параметрами являются: напор, расход и мощность.

Н а п о р H (м) определяется при проектировании установки и представляет собой энергию, которой располагает турбина (рабочий напор). С напором установки по существующим нормам международной энергетической комиссии

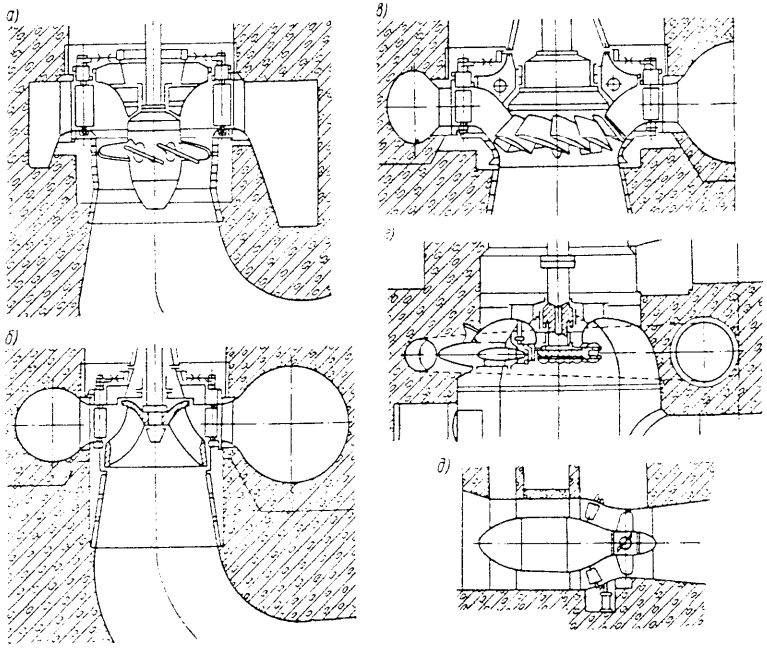

Рис. I.1. Схемы различных систем гидротурбин: *а* — осевые (пропеллерные и поворотнолопастные); *б* — радиально-осевые; *в* — диагональные; *г* — ковшовые; *д* — капсульные

(МЭК) рабочий напор связан зависимостью $H = H_{уст} - \Delta h_{под} - v^2_{вых.\ ср}/(2g)$, где $H_{уст} = z_{верх} - z_{ниж}$; $\Delta h_{под}$ — потери в подводящих водоводах; $v_{вых.\ ср}$ — средняя скорость на выходе из отсасывающей трубы; $z_{верх}$ — отметка верхнего бьефа; $z_{ниж}$ — то же нижнего бьефа; g — ускорение свободного падения.

Задают три значения напора: H — расчетный, при котором турбина развивает заданную (номинальную) мощность; H_{max} — максимальный, при котором турбину рассчитывают на прочность; H_{min} — минимальный, при котором гарантируется минимальная мощность.

Р а с х о д Q (м³/с) определяется также при проектировании ГЭС и для турбин задается как $Q = Q_{уст}/z$, где $Q_{уст}$ — расчетный расход в створе ГЭС; z — число агрегатов.

М о щ н о с т ь т у р б и н ы N (кВт) при заданных значениях H и Q называют номинальной; минимальная мощность соответствует H_{min}. Иногда задается перегрузочная мощность N_{max}, которая может быть получена либо при расчетном напоре и увеличенных открытиях направляющего аппарата

$a_{о\,max} > a_{о,\,рсч}$ (или $Q_{max} > Q$), либо при расчетном открытии $a_{о,\,рсч}$ и повышенном напоре.

Параметрами, определяемыми для выбора турбины, являются: частота вращения в установившемся режиме n (об/мин), частота вращения при разгоне турбины $n_{рзг}$ (об/мин) и диаметр рабочего колеса D_1 (м). Для гидротурбин, работающих на ГЭС в СССР, частота вращения, называемая синхронной, должна удовлетворять условиям получения трехфазного тока частотой 50 Гц. Отсюда $n_{син} = f60/p = 3000/p$, где $f = 50$ Гц; p — число пар полюсов. Разгонная частота вращения $n_{рзг}$ возникает при аварии в системе регулирования и имеет наибольшее значение при $a_{о\,max}$ и сбросе нагрузки с генератора. Она определяется по разгонной характеристике. Коэффициент разгона $K_{рзг} = n_{рзг}/n$ увеличивается с увеличением быстроходности турбин.

Диаметр рабочего колеса турбины D_1 является основным размером, определяющим при заданных напоре и пропускной способности мощность и массу турбины. Гидродинамические качества рабочего колеса в основном определяют такие характеристики турбины, как к. п. д., приведенные расход, частота вращения, кавитационный коэффициент и коэффициент быстроходности. Они определяются при испытаниях модельной турбины на лабораторной установке.

Коэффициент полезного действия турбины определяется отношением $N/N_{пот}$, где N — мощность на валу турбины (кВт); $N_{пот} = \rho g Q H = 9{,}81QH$ — мощность потока (Q — расход турбины, м³/с; H — рабочий напор, м, принимаемый по нормам МЭК); ρ — плотность воды, кг/м³. К. п. д. является основным показателем качества турбины.

Приведенный расход $Q_1' = Q/(D_1^2\sqrt{H})$ (м³/с) и приведенная частота вращения $n_1' = nD_1/\sqrt{H}$ (об/мин) выражают соответственно расход и частоту вращения условной турбины-эталона, имеющей диаметр 1 м и работающей при напоре 1 м. Приведенные параметры позволяют при сравнении различных типов турбин оценить пропускную способность (расход на единицу площади сечения рабочего колеса) и сопоставить их по частоте вращения. В совокупности они определяют быстроходность турбины.

Коэффициент быстроходности n_s определяется из выражения

$$n_s = n\sqrt{1{,}36N}/(H\sqrt[4]{H}) = 3{,}65n_1'\sqrt{Q_1'\eta}.$$

Быстроходность наряду с к. п. д. является основным показателем качества и экономичности в гидротурбостроении. С точки зрения уменьшения капитальных затрат всегда выгодно применять более быстроходные и эффективные гидротурбины, так как они обладают повышенной частотой вращения и меньшей массой. Для доказательства в формулу для n подставим значение η и $N_{пот} = N/\eta$, тогда

$$n = n_s H\sqrt[4]{H}/\sqrt{1{,}36N_{пот}\eta}. \qquad (I.1)$$

С увеличением быстроходности момент, передаваемый валом турбины при неизменной мощности уменьшается. Для подтверждения этого в выражении для вращающего момента $M_{вр} = N/\omega$ (Н·м), где N — мощность турбины (кВт), ω — угловая скорость (1/с), выразим ω через n_s или n из (I.1) и получим

$$M_{вр} = 30N/(\pi n) = 10{,}12N_{пот}^{3/2}\eta^{3/2}/(n_s H^{5/4}). \qquad (I.2)$$

Кроме того, с увеличением n (или n_s) уменьшается диаметр рабочего колеса D_1 за счет увеличения как n_1', так и Q_1'. Это можно увидеть, если выразить D_1 через приведенные величины

$$D_1 = n_1'\sqrt{H}/n = \sqrt{Q/(Q_1'\sqrt{H})} \qquad (I.3)$$

и сопоставить полученное выражение с известным выражением $n_s = 3{,}65n_1'\sqrt{Q_1'\eta}$. При уменьшении $M_{вр}$ и принятом уровне допустимых напряжений можно уменьшить диаметр вала и его массу, а при уменьшении D_1 — массу рабочего колеса, направляющего аппарата и турбины в целом, и, следовательно, массу материала, затраченного на единицу мощности.

Удельная масса $m_{уд} = m_{тур}/N$ (где $m_{тур}$ — масса турбины; N — мощность), выражающая затраты материала на единицу мощности (кг/кВт), определяет материалоемкость турбины. Зависимость $m_{уд}$ от быстроходности ориентировочно показано на рис. I.2, *а*. Предел возможного увеличения быстроходности при применении реактивных турбин зависит от кавитационных свойств турбины [39].

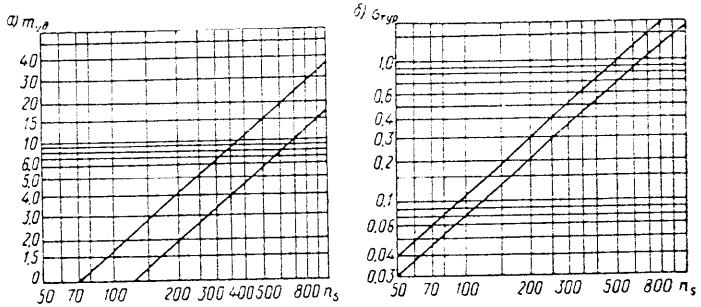

Рис. I.2. Области фактических значений удельной массы (*а*) и кавитационного коэффициента (*б*) в зависимости от быстроходности

Кавитационный коэффициент определяется отношением $\sigma_{тур} = H_{дин}/H$, где $H_{дин}$ — динамическое разрежение в зоне рабочего колеса, увеличивающееся при увеличении скорости потока в нем, т. е. с увеличением пропускной способности и быстроходности $\sigma_{тур}$ увеличивается. Эта зависимость показана на рис. I.2, *б*. От кавитационных качеств зависит высота отсасывания, имеющая в практике применения гидротурбин важнейшее значение.

Высота отсасывания H_s определяется из формулы

$$H_s = 10{,}3 - K_\sigma\sigma_{тур}H - \nabla_{у.\,м}/900, \qquad (I.4)$$

где 10,3 — барометрическое давление, м вод. ст.; $\nabla_{у.\,м}$ — отметка установки рабочего колеса над уровнем моря, м; K_σ — коэффициент, учитывающий погрешность при экспериментальном определении $\sigma_{тур}$.

§ I.2. Технико-экономическое значение параметров гидротурбин

Технико-экономические факторы, в большой мере зависящие от параметров гидротурбин, определяют применение и развитие последних. Экономический эффект в крупном гидротурбостроении, даже при его малых относительных значениях выражается в больших суммах. Это объясняется большими капитальными затратами и значительной выработкой электроэнергии на ГЭС, эксплуатирующих турбины.

Одним из основных показателей, определяющих экономичность эксплуатации, является к. п. д. агрегата $\eta_{агр} = \eta\eta_{ген}$, где $\eta_{ген}$ — к. п. д. генератора. Последний достигает в крупных агрегатах 0,97—0,975 и является весьма

стабильным, поэтому получение высоких к. п. д. агрегата возможно за счет достижения высоких значений $\eta_{гур}$.

Наибольшее значение к. п. д. турбины η_{max} достигается при оптимальном режиме работы турбины, который обычно определяется расчетным напором H и мощностью $N_{опт} = (0{,}8 \div 0{,}9)\ N$ и служит показателем достигнутой эффективности использования энергии потока. Однако при определении эффективности выработки энергии в разных режимах необходимо учитывать средневзвешенное значение к. п. д., которое выражает отношение суммарной выработки при разных режимах к возможной при полном использовании энергии потока,

$$\eta_{ср.\ вз} = \sum_{1}^{n} N_i t_i \Big/ \sum_{1}^{n} 9{,}81 Q_i H_i t_i, \quad (I.5)$$

где t_i — продолжительность режимов; N_i, Q_i и H_i — соответствующие этим режимам мощности, расходы и напоры.

Для определения $\eta_{ср.\ вз}$ необходимо знать продолжительность и вероятность возможных режимов, которые трудно прогнозировать, Если принять вероятность одинаковой, то $\eta_{ср.\ вз}$ равно среднему значению к. п. д. в диапазоне заданной мощности, которое можно определить из рабочих характеристик.

Рис. I.3. К определению глубины заложения фундамента здания ГЭС

Как указано выше, при увеличении быстроходности и частоты вращения агрегата можно уменьшить размеры и массу турбины и генератора, размеры блока агрегата, объем бетонных сооружений, а следовательно, и сумму капитальных затрат. Поэтому тенденция к получению быстроходности при высоких значениях к. п. д. в гидротурбостроении является основной.

Фактором, ограничивающим применение быстроходных турбин при увеличении напоров, является кавитация. По мере возрастания быстроходности (рис. I.2, *б*) растут значения $\sigma_{гур}$ и в соответствии с зависимостью (I.4) уменьшается требуемая высота отсасывания, или заглубление рабочего колеса под уровень нижнего бьефа.

При определении высоты отсасывания важную роль играет принимаемое значение коэффициента K_σ, что видно из формулы (I.4). Существующий опыт позволяет для рабочих колес, лопасти которых выполнены из кавитационностойких нержавеющих сталей, принимать при низких напорах ($H \leqslant 20 \div 30$ м) $K_\sigma = 1{,}05 \div 1{,}10$, а при бо́льших напорах $K\sigma$ до 1,5. Для углеродистых и малолегированных сталей принимают $K_\sigma \geqslant 2{,}0$. При увеличении заглубления увеличивается глубина заложения фундамента здания ГЭС $h_{з.\ ф}$ (рис. I.3). С высотой отсасывания она связана зависимостью

$$h_{з.\ ф} = H_s + h_{о.\ т} - \Delta h + \delta, \quad (I.6)$$

где все новые обозначения соответствуют рисунку. Величиной, определяющей наряду с H_s глубину $h_{з.\ ф}$, является глубина отсасывающей трубы $h_{о.\ т}$, значения которой даны в работе [52]. Допустимые значения заглублений H_s зависят от типа установки. Ориентировочно можно считать, что для крупных гидротурбин в надземных установках допустимы заглубления рабочего колеса порядка 10 м, в шахтных установках до 30 м и в подземных до 50 м. Допустимое заглубление фактически определяет возможность применения наиболее быстроходной системы и типа реактивной турбины.

Ковшовые турбины являются наиболее тихоходными и применяются там, где нельзя применить более быстроходные реактивные турбины.

Основные системы гидротурбин разделяют также на низконапорные, или быстроходные; средненапорные, или средней быстроходности; высоконапорные, или малой быстроходности. Границы между этими группами весьма условны (табл. I.1).

Таблица I.1

Классификация гидротурбин по напорам

Класс	Система		Типовая группа	Напор, м
	Основная	Дополнительная		
Реактивный	Осевая	Пропеллерная и поворотнолопастная вертикальная	Быстроходная Средней быстроходности Малой быстроходности	3—15 15—30 30—70
		Капсульные горизонтальные	Быстроходные	3—20
	Радиально-осевая	Радиально-осевые вертикальные	Быстроходные Средней быстроходности Малой быстроходности	30—70 70—200 Св. 200
	Диагональная	Диагональные поворотнолопастные	Быстроходные Средней быстроходности Малой быстроходности	30—50 50—120 Св. 120
Активный	Свободноструйная	Ковшовые вертикальные	Быстроходные Средней быстроходности	300—500 500—800
		Ковшовые горизонтальные	Малой быстроходности	Св. 800

§ I.3. Нормализация и унификация гидротурбин

Нормализация преследует цель ограничить число применяемых систем, типов и размеров (типоразмеров) гидротурбин и свести к минимуму разнообразие конструкций, сделав их наиболее прогрессивными. В соответствии с этим различают нормализацию систем и типов и нормализацию конструкций гидротурбин. В основу нормализации систем и типов (последние понимаются как совокупность конкретных типов, применение которых возможно в определенном диапазоне напоров) положена номенклатура, разработанная для поворотнолопастных (ПЛ) и радиально-осевых (РО) гидротурбин [39, 52] и являющаяся основным материалом при их выборе.

Нормализация конструкций основана на разбивке оборудования на узлы и группы, для которых разработаны отраслевые нормали. Применение нормали позволяет упростить проектирование и увеличить число одинаковых конструкций узлов и деталей.

Классификация узлов и групп гидротурбинного оборудования выработалась в длительной практике производства гидротурбин на ЛМЗ. Она позволяет определенным образом составить всю конструкторскую документацию. Гидротурбинное оборудование обычно разделяют на две основные части: собственно гидротурбинное оборудование и оборудование системы регулирования, которое здесь не рассматривается.

Оборудование гидротурбины обычно делят на узлы поставки в той последовательности, в которой ведется монтаж. В соответствии с этим выполняют рабочий проект и изготавливают оборудование. Узлы поставки, в свою очередь, делят на группы оборудования, они являются укрупненными сборочными узлами. На каждую такую группу имеются сборочные чертежи и спецификации. В такие группы могут входить отдельные, более мелкие сборочные или сварные узлы.

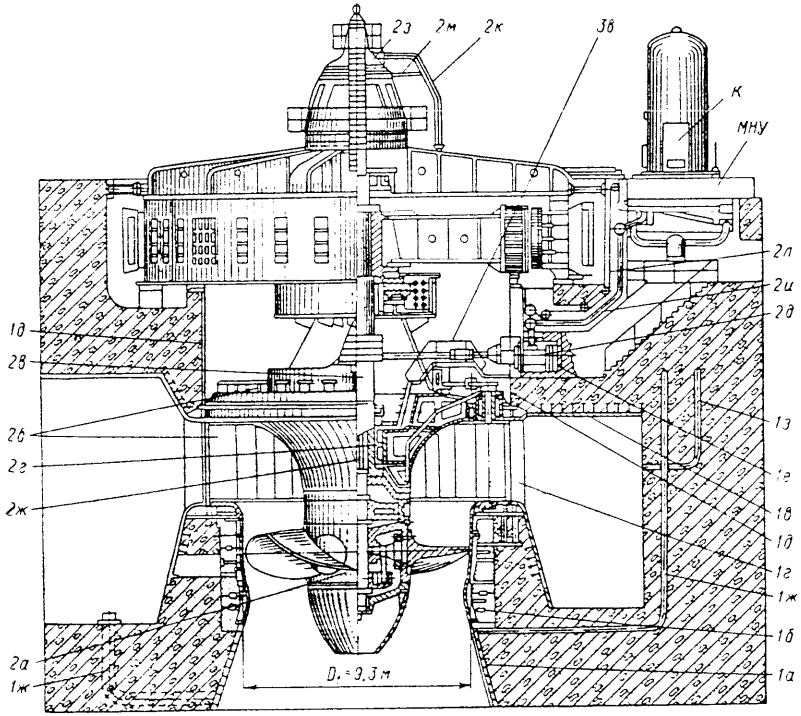

Рис. I.4. Гидроагрегат Волжской ГЭС им. В. И. Ленина (*К* — колонна управления регулятора скорости; *МНУ* — маслонапорная установка)

Группы оборудования и узлы поставки ПЛ и РО турбин показаны для ПЛ турбины на рис. I.4.

Узел 1 представляет закладные части. Этот узел делится на группы: *1а* — облицовка конуса отсасывающей трубы; *1б* — камера рабочего колеса; *1в* — спиральная камера или облицовка спиральной камеры; *1г* — статор турбины; *1д* — облицовка шахты турбины; *1е* — облицовки шахт сервомоторов; *1ж* — спускной трубопровод из спиральной камеры; *1з* — закладные трубопроводы.

Узел 2 — рабочие механизмы турбины. Группы этого узла: *2а* — рабочее колесо турбины; *2б* — направляющий аппарат турбины; *2в* — вал турбины; *2г* — направляющий подшипник турбины; *2д* — сервомоторы направляющего аппарата; *2е* — уплотнения рабочего колеса (только для РО); *2ж* — штанги рабочего колеса (только для ПЛ); *2з* — маслоприемник (только для ПЛ); *2и* — масляные трубопроводы к сервомоторам направляющего аппарата; *2к* — масляные трубопроводы к сервомотору рабочего колеса (только для ПЛ); *2л* — обратная связь с направляющим аппаратом; *2м* — обратная связь с рабочим колесом (только для ПЛ); *2н* — измерительные приборы.

Узел 3 — вспомогательные устройства. Он делится на группы: *3а* — ключи и специальный инструмент; *3б* — монтажные приспособления, необходимые в процессе эксплуатации; *3в* — ограждения, перила и лестницы.

Узел 1 оборудования поставляется на строительство при возведении здания гидроэлектростанции. Его группы монтируют и по мере сооружения замоноличивают в бетоне здания. Этот бетон называют первичным. Так устанавливают облицовки, статор, спиральную камеру, закладные трубопроводы. В первичном бетоне обычно оставляют незабетонированное пространство (так называемую штрабу), в которое устанавливают камеру рабочего колеса, центрируют ее, после чего заливают вторичным бетоном. Рабочие механизмы, как правило, монтируют после возведения нижней части здания. Затем следует монтаж генератора и регуляторного оборудования, которое обычно включают в четвертый узел поставки.

Конструктивные отраслевые нормали помещены в работах [52, 27, 29]. Размеры деталей и узлов, указанные в нормалях, являются рекомендованными и требуют в ответственных случаях проверки расчетом. В каждом ряду они соответствуют номенклатурному типоразмеру. Если требуется изменить размеры детали, то следует применить размер из соседнего ряда. Например, если при $D_1 = 5$ м некоторые детали окажутся перенапряженными, их следует применить из ряда большего типоразмера. Возможен обратный вариант. Нормали облегчают начальный этап проектирования, когда необходимо задать основные соотношения и размеры. Установление строго регламентированных размеров сковало бы свободу творчества и не достигло бы цели, так как трудно предвидеть все возможные для применения варианты конструкций.

Унификация применяемых типоразмеров гидротурбин направлена на увеличение серийности их производства. Реально это возможно, если турбины одного типоразмера для нескольких ГЭС изготавливают в достаточно близкие сроки поставки. Увеличение серийности позволяет уменьшить затраты, отнесенные на одну гидротурбину. К таким затратам относятся затраты на исследования, разработку проекта и технологических процессов, разработку и изготовление приспособлений. При увеличении серийности можно повысить качество исследований, благодаря применению более совершенных методов и оснастки, повысить качество и степень механизации производства и в результате поднять производительность труда.

Примером тому может служить применение серии из 41 однотипной гидротурбины на Волжских ГЭС им. В. И. Ленина и им. XXII съезда КПСС, когда себестоимость последней турбины понизилась по сравнению с первой примерно на 30%. В СССР при составлении перспективного плана развития гидроэлектростанций была проведена большая работа по унификации гидротурбинного оборудования, которое позволило установить, что число применяемых типоразмеров можно значительно сократить.

§ I.4. Состояние и развитие гидротурбостроения

Производство крупных гидротурбин, начатое на рубеже XIX—XX вв., бурно развивается в последние десятилетия. В табл. I.2—I.6 помещены параметры наиболее мощных и характерных гидротурбин всех применяемых в крупном гидротурбостроении систем.

Наибольшее распространение имеют радиально-осевые турбины. По установленной мощности они превосходят все остальные системы. Они найдут широкое применение в будущем при напорах от 60 до 500 м и единичной мощности 250 МВт и более.

Таблица 1.2

Параметры вертикальных поворотнолопастных и пропеллерных гидротурбин

Наименование ГЭС, страна (завод-изготовитель)	Мощность ГЭС $P_{уст}$, МВт	Число агрегатов	Мощность турбины N, МВт	Напор $H_р$, м	Диаметр рабочего колеса D_1, м	Частота вращения n, об/мин	Расход Q, м³/с	К. п. д. (оптимальный) η, %	Приведенный расход Q_1', м³/с	Приведенная частота вращения n_1', об/мин	Коэффициент быстроходности n_s, об/мин	Втулочное отношение $K_{вт}$	Масса турбины, т (удельная масса, кг/кВт) m ($m_{уд}$)	Год пуска	Число лопастей z
Рыбинская, СССР (ЛМЗ)	530	8	67	15,5	9,0	62,5	530	91,5	1,67	143	620	0,4	1460 (19,4)	1941	4
Камская *, СССР (ЛМЗ и Сызранский турбостроительный завод)	480	23	21,8	16	5,0	125	160	91,5	1,60	156	670	0,45	270 (12,4)	1954	4
Волжская им. В. И. Ленина, СССР (ЛМЗ)	2300	20	126	22,5	9,3	68,2	660	93,6	1,70	135	570	0,5	1414 (10,5)	1952	6
«Орилик», ЧССР (ЧКД)	360	4	94,1	70,5	4,6	187,5	150	—	0,85	102	310	0,64	—	1961	10
Волжская ГЭС им. XXII съезда КПСС, СССР (ЛМЗ) (опытный агрегат)	132	1	132	22,5	9,3	68,2	—	93,5	—	—	—	0,45	(10,0)	1961	6
«Ашах», Австрия («Фойт»)	268	4	67	15,0	8,4	68,2	506	—	1,83	147	700	—	1300 (19,4)	1964	4
Верхне-Туломская СССР (ЛМЗ)	—	—	58,7	55,0	4,2	181,5	125	—	0,90	106	355	0,55	—	1964	8
Саратовская, СССР (ХТЗ и ЛМЗ)	1315	22	59,3	9,7	10,3	50	700	93,5	2,15	165	830	0,35	(20,0)	1965	4
Вилюйская, СССР (ХТЗ)	312	4	79,5	55,0	4,1	187,5	165	91,5	1,31	103	410	0,55	(4,65)	1965	8
«Джон Дей», США	3100	24	135	28,6	7,8	90	535	—	1,64	131	650	0,52	—	1968	6
«Отори», Япония	—	—	105	51	6,15	125	234	—	0,845	107	347	0,57	—	—	7
Серебрянская **, СССР (ЛМЗ)	200	3	68,3	75,7	3,6	250	103	92,5	0,935	101	340	0,525	(4,4)	1970	4×2
Капчагайская **, СССР (ЛМЗ)	434	4	111	36,1	6,5	107,1	350	93,5	1,38	116	480	0,49	(5,80)	1970	4×2
Джердап—Железные Ворота, СРР и СФРЮ (ЛМЗ)	2100	12	178	27,16	9,5	71,5	750	94,0	1,52	131	560	0,45	(10,0)	1970	6
«Жупия», Бразилия («Фойт»)	1400	14	103	20	8,4	79	570	—	1,84	148	205	—	1300 (12,6)	1971	4
Нижне-Камская (ЛМЗ)	1248	16	81,5	12,4	10,0	57,5	730	94,0	2,05	164	820	0,35	—	—	6
«Роки-Рич», США (пропеллерные)	1315	4	130	28,0	7,2	90,0	550	—	1,87	123	590	—	—	—	—
Днепрогэс II (ХТЗ) (пропеллерные)	800	8	103,5	34,0	6,8	107,1	340	93,0	1,26	125	418	—	—	1974	6
«Каноса», Япония	58,0	1	58,5	22,1	6,4	107	297	94,8	1,51	146	630	—	—	1973	—

* Агрегаты установлены в водосливной установке.
** С двухперовым рабочим колесом.

Таблица 1.3

Параметры вертикальных радиально-осевых гидротурбин

Наименование ГЭС, страна, завод-изготовитель	Мощность ГЭС $P_{уст}$, МВт	Число агрегатов z	Мощность турбины N, МВт	Напор $H_р$, м	Диаметр рабочего колеса D_1, м	Частота вращения n, об/мин	Расход Q, м³/с	К. п. д. (оптимальный) η, %	Приведенный расход Q_1', м³/с	Приведенная частота вращения n_1', об/мин	Коэффициент быстроходности n_s, об/мин	Масса турбины, т (удельная масса, кг/кВт) m ($m_{уд}$)	Год пуска
Днепрогэс, им. В. И. Ленина, СССР	675	9	78	38	5,45	83,25	235	93,3	1,32	75	310	600/(7,7)	1948
«Гренд-Кули» I-II, США	2160	18	121,5	100,5	5,1	120	140	93,5	0,54	61	150	—	1949
«Штурнофорс», Швеция («Нохаб»)	520	4	132	73	5,15	125	204	95,0	0,9	76	250	—	1959
Братская, СССР (ЛМЗ)	4425	20	230	96	5,5	125	240	93,0	0,86	69	237	800/(3,5)	1960
«Храм» II, СССР (ЛМЗ)	110	2	56,5	307	2,45	428,6	21,0		0,203	60	92	—	1961
Плявинская *, СССР (ХТЗ)	825	10	85	34	6,0	88,25	280	—	1,33	91	365	486/(5,7)	1965
Красноярская, СССР (ЛМЗ)	6000	12	508	93	7,5	93,8	610	94	1,15	73	270	1380/(2,5)	1967
Асуанская, АРЕ (ЛМЗ)	2100	12	180	57,5	6,3	100	348	93,5	1,15	80	325	730	1967
«Балимела», Индия (ЛМЗ)	—	—	67	274	2,8	375	28,0	—	0,225	65	106	194(2,9)	1971
«Сейтеваре», Швеция («Нохаб»)	200	1	204	168	3,7	300	133	95,7	0,78	86	260	—	1968
«Ферерра», Италия («Фойт»)	70,0	1	71	522	1,84	750	15,8	—	0,20	60	93	—	1968
«Алькантара», Испания («Нейрник»)	950	4	243	97	5,20	115	283	—	1,10	61	223	—	1968
«Росхаг» **, Австрия	230	4	58,4	674,0/541,4	1,98	750	12,5	91,4	0,139	64	80	—	1970
«Черчилл-Фолс», Канада	5225	11	484	312	5,30	200	172	—	0,265	69	116	1230/(2,6)	1972
Нурекская, СССР (ХТЗ)	2700	9	310	223	4,75	200	156	94,0	0,46	61	150	560/(1,8)	1973
Нигурская, СССР (ХТЗ)	1300	5	265	325	4,5	250	92	94,0	0,25	62	113	494/(1,9)	1974
Чиркейская, СССР (ХТЗ)	1000	4	256	170	4,5	200	170	94	0,64	67	180	523/(2,05)	1974
Усть-Илимская, СССР (ЛМЗ)	3600	15	245	85,5	5,50	125	320	95,0	1,15	75	288	—	1974
Токтогульская, СССР (ЛМЗ)	1400	4	360	140	5,35	166,2	272	95,0	0,80	75	230	—	1975
«Майка», Канада (ЛМЗ)	2690	6	444	170,7	6,58	128,6	265	95,0	0,510	65	163	1450/(3,3)	1977
«Гренд-Кули» III-2, США	7200	12	700	87,0	9,93	72,0	900	—	0,98	77	265	—	1977
«Кобора-Басса», Мозамбик («Фойт», «Нейрник»)	2050	5	415	103,5	6,56	107,5	405	—	0,93	70	235	—	—
Саяно-Шушенская, СССР (ЛМЗ)	6500	10	650	194	6,5	136,4	370	95,0	0,64	64	178	1140/(1,75)	1978
«Роккуун-Маунтин» ***, США			400,0/400,0	394/411	4,95	300	117/115	—	0,24	75	126	—	1975

* Агрегаты установлены в водосливной установке.
** В числителе указан наибольший напор, в знаменателе — расчетный.
*** Обратимая гидромашина: в числителе параметры в турбинном режиме, в знаменателе — в насосном.

Таблица 1.4

Параметры вертикальных диагональных поворотнолопастных гидротурбин и обратимых гидромашин

Система гидроагрегата	Наименование ГЭС, страна, завод-изготовитель	Конструкция направляющего аппарата	Угол наклона лопастей β, ... °	Мощность в турбинном (насосном) режимах $N_{тур}$ ($N_н$), кВт	Напор в турбинном (насосном) режиме $H_{тур}$ ($H_н$), м	Напор расчетный $H_р$, м	Диаметр рабочего колеса D_1, м	Частота вращения n, об/мин	Максимальный к. п. д. η, %	Расход турбины (подача насоса) $Q_{тур}$ ($Q_н$) м³/с	Приведенный расход турбины Q_1', м³/с	Приведенная частота вращения турбины n_1', об/мин	Коэффициент быстроходности	Год ввода	Число лопастей
Диагональные гидротурбины	Бухтарминская, СССР (ЛМЗ)	Конический	45	77,0	—	61	4,35	150	92,0	142	0,96	90	305	1964	8
	«Кулигран», Великобритания («Инглиш электрик»)	Радиальный	60	24,3	—	58	—	300	91,7	46	—	—	342	1962	—
	«Амагасэ», Япония	То же	60	50,0	94—47	57	3,9	180	94,0	99	0,86	93	305	1968	10
	«Янадзе», Япония	»	—	43,6	—	97,4	—	257	—	—	—	—	206	1964	—
	«Аяуре», Швеция	»	—	84,0	70—40	58	4,5	166,7		166	0,886	100	350	1967	—
	Зейская, СССР (ЛМЗ)	»	45	220	97,3—74,5	78,5	6,0	136,4	94,0	310	0,97	93	312	1975	—
	Колымская, СССР (ЛМЗ)	»	45	184	—	108	4,2	214,3	94,0	190	0,98	94	308	Проект	—
Обратимые диагональные гидромашины	«Сэр Адам-Бек» 2, Канада («Инглиш электрик»)	Конические	45	35,4 (39,2)	26,0—15,0 (27,4—18,0)	25,9 (27,4)	5,79	92,3	92	162 (114,5)	—	—	—	1957	8
	«Вальдеканас», Испания («Инглиш-электрик»)	Радиальный	45	820	74,1—49,2 (72,5—50,6)	—	—	138,0/110,0	—	—	—	—	—	1964	10
	«Токанэ» 1, Япония («Хитачи»)	То же	45	97,3 (99,4)	135,2 (137,6)	108,5	3,45	277	92,0	71,4 (66,3)	0,715	90	258	1969	10
	«Куроматогава», Япония	»	45	19,5	79—39	78	—	333/300	—	—	—	—	189	1964	—
	«Синкан», Япония («Мицубиси»)	»	45	103 (102)	117,0—66,5 (122,0—73,0)	100 (102)	4,15	231	92,5 * / 92,4	115,3 (93,4)	0,67	96	234	1974	—

* В числителе к. п. д. турбины, в знаменателе к. п. д. насоса.

Таблица 1.5

Параметры горизонтальных гидротурбин

Система агрегата	Наименование ГЭС, страна, завод-изготовитель	Установленная мощность ГЭС $P_{уст}$, МВт	Число агрегатов z	Мощность турбины $N_{тур}$, МВт	Напор максимальный (расчетный) H_{max} ($H_р$), м	Диаметр рабочего колеса D_1, м	Частота вращения n, об/мин	Расход Q, м³/с	К. п. д. максимальный η, %	Приведенный расход Q_1', м³/с	Приведенная частота вращения n_1', об/мин	Коэффициент быстроходности n_s, об/мин	Масса, т (удельная масса, кг/кВт) m ($m_{уд}$)	Год ввода первого агрегата
Полупрямоточная	Камская, СССР (ЛМЗ)	21	1	21,6	21,0 (16,0)	4,5	125	158	92,0	1,97	141	680	—	1958
Капсульная	Череповецкая, СССР (ЛМЗ)	80	4	21,0	15,0 (10,5)	5,5	93,75	230	92,5	2,32	160	830	480 (22,8)	1965
То же	«Пьер-Бенит», Франция («Нейерпик»)	80	4	20,0	12,0 (9,7)	6,1	83,3	234	—	2,03	165	800	—	1966
»	Киевская, СССР (ХТЗ)	350	20	17,5	14,6 (7,7)	6,0	85,7	260	92,8	2,6	185	1035	660 (34,5)	1966
Капсульная реверсивная	«Ранс», ПЭС, Франция («Нейерпик»	240	24	10,3	12,0 (8,4)	5,35	93,75	139	—	2,05	172	790	—	1966
Капсульная	«Клостерфосс», Норвегия, СССР (ХТЗ)	—	—	23,0	15,5 (15,0)	4,5	125	176	—	2,2	145	760	410 (17,9)	1969
То же	«Волаберг», Франция («Нейерпик»)	180	6	30,5	15,0 (9,5)	6,25	93,75	415/365		2,55	180	990	—	1970
»	Саратовская, СССР (ЛМЗ)	45	1	47,3	14,7 (10,6)	7,5	75	520	93,5	2,52	173	980	948 (20,0)	1971
»	Каневская, СССР (ХТЗ)	420	24	18,1	14,8 (7,6)	6,0	87,5	274	93,0	2,80	186	1080	756 (41,8)	1972
»	«Бокэр», Франция	210	6	35,0	15,0 (11,35)	6,25	93.75	415/365		2,72	173	970	—	1973
»	«Оттенхайм-Вилеринг» Австрия	180	9	23	9,2 (11,9)	5,6	100	250/210	—	2,72	178	1080	354 (17,1)	1973
»	Перепадная ГЭС-1, СССР, ЛМЗ	—	—	20,6	— (11,2)	5,5	93,75	208	—	2,06	155	775	417 (20,3)	1978
»	«Джен-Пег», Канада (ЛМЗ)	—	—	29	10,67 (7,3)	7,5	62,0	—	—	—	—	—	—	1977

Примечание. Число лопастей всюду $z = 4$.

Таблица 1.6

Параметры ковшовых гидротурбин

Наименование ГЭС, страна, завод-изготовитель	Число агрегатов ГЭС z	Обозначение турбины	Мощность турбины $N_{тур}$, МВт	Напор расчетный H_p, м	Диаметр рабочего колеса турбины D_1, м	Частота вращения (приведенная частота) n (n_1), м³/с	Расход турбины (приведенный расход Q (Q_1), м³/с	Быстроходность турбины (одного сопла) n_{s2} (n_{s1}), об/мин	Диаметр струи $d_{стр}$, м, при номинальной мощности	Отношение диаметра рабочего колеса к диаметру струи $D_1/d_{стр}$	К. п. д. турбины (наибольший) η, %	Год ввода турбины
«Малгоберг», Франция	4	Г2К-2	77	740	2,5	428,6 (39,5)	12,1 (0,070)	35,8 (17,9)	0,18	13,9	—	1954
«Кеманор», Канада («Фойт»)	16	В1К-4	110	700	3,35	327 (39,6)	16,8 (0,051)	31,7 (15,8)	0,219	15,3	—	1955
«Чиметто», Италия	2	Г2К-1	110	721	3,5	300 (39,2) / 300 (35)	18 (0,054) / 18,4 (0,113)	32 (22,5)	0,31	11,3	—	1958
«Куробегава», Япония	4	В1К-6	87/100	540/580	2,65	760 (40)	19,5 (0,114)	40,5 (16,8)	0,196	13,5	—	1960
«Тиссо», ГЭС-ГАЭС, Норвегия	2	В1К-6	97	753	2,09	500 (38,0)	14,1 (0,125)	44,7 (18,8)	0,65	12,7	91,4	1967
«Мон Сени», Франция («Нейерпик»)	2	В1К-6	203	869	3,10	375 (39,2)	26,5 (0,095)	41,4 (16,9)	0,216	14,3	91,0	1968
«Нью-Колгейт», США («Фойт»)	2	В1К-6	169	413	4,46	180 (39,5)	46,3 (0,114)	46,3 (18,9)	0,335	13,3	90,0	1969
Татевская, СССР (ЛМЗ)	3	В1К-6	54,6	569	1,86	500 (39,0)	11 (0,133)	49,1 (20,1)	0,151	12,3	90,5	1970
«Лаго-Делпо», Италия	8	В1К-5	128	732	2,14	500 (39,5)	20 (0,161)	54,6 (22,3)	0,191	11,2	—	1970
«Сан-Фиоранов», Италия. ГЭС—ГАЭС	5	В1К-6	140,0	1403	2,46	600 (39,5)	11,3 (0,105)	30,5 (12,4)	0,122	20,1	—	1972
«Вьесто», Швейцария	4	Г2К-2	60	883	2,35	600 (39,5)	7,7 (0,047)	35,6 (17,8)	0,139	16,9	—	1975
«Фроттес», Франция	—	В1К-6	234	1330	2,85	500 (39,1)	20 (0,07)	35,1 (14,3)	(0,164)	(17,4)	—	
«Аурланд», Норвегия	—	В1К-6	243	855	(3,08)	375 (39,5)	32,2 (0,106)	53,3 (21,7)	(0,23)	(13,2)	—	

Примечания:
1. В обозначении турбины первая буква — положение вала (Г — горизонтальное, В — вертикальное), первая цифра — число колес; вторая буква — К — ковшовая; последняя цифра — число сопел на одном рабочем колесе.
2. В знаменателе показаны параметры турбин «Куробегава» при работе с частотой 60 Гц.

* При работе с частотой 60 Гц.

Второе место занимают применяемые в установках русловых ГЭС осевые поворотнолопастные гидротурбины. Они будут применяться при напорах до 40—50 м и при единичной мощности до 100 МВт и более. Диагональные поворотнолопастные турбины, получившие применение в последние 20 лет, будут применяться при напорах 40—150 м. Они перспективны также в качестве обратимых гидромашин, используемых при напорах 50—150 м.

Горизонтальные капсульные турбины в последние десятилетия широко используются на низконапорных русловых ГЭС и приливно-отливных электростанциях (ПЭС), где они найдут дальнейшее развитие. Они являются единственной системой осевых горизонтальных турбин, которая используется в качестве обратимых гидромашин.

Относительно малое применение в СССР имеют ковшовые гидротурбины, что объясняется сравнительно малым числом их перспективных установок.

Табл. 1.2—1.6 составлены в хронологическом порядке и дают возможность проследить основные тенденции в развитии современных гидротурбин: повышение к. п. д. и быстроходности, продвижение более быстроходных систем в область повышенных напоров, увеличение размеров и мощности.

Повышение к. п. д. хорошо прослеживается в последние десятилетия. Наибольшие значения к. п. д., достигнутые в последние годы, в некоторых типах радиально-осевых турбин и несколько уступающих им поворотнолопастных, близки к предельно возможным. Задачей современного гидротурбостроения является достижение максимальных значений во всех применяемых системах и типах турбин.

Сделанные выводы об уменьшении размеров и удельной массы с ростом быстроходности и напоров хорошо подтверждаются, причем в развитии быстроходности отечественное гидротурбостроение имеет наибольшие достижения (табл. 1.2—1.5).

Рост установленной мощности является характерной тенденцией современных ГЭС. Наряду с этим наблюдается рост единичных мощностей агрегатов.

Глава II

КОНСТРУКЦИИ ГИДРОТУРБИН И ИХ УСТАНОВКИ

§ II.1. Осевые вертикальные и поворотнолопастные гидротурбины и их установки

Осевые гидротурбины используются при низких напорах, где основным требуемым качеством является высокая быстроходность. Исторически они явились как бы завершением в развитии быстроходных типов радиально-осевых турбин.

В 1912 г. чешским профессором В. Капланом было запатентовано осевое рабочее колесо с радиально расположенными лопастями и с наружным ободом, оказавшееся рекордным по быстроходности. У него $n_s = 1000$ об/мин и $Q_1' = 2{,}0$ м³/с, тогда как у самых быстроходных радиально-осевых колес Q_1' составляло 1,5 м³/с. Однако его рабочая характеристика имела типичную для пропеллерных турбин узкую зону высоких значений к. п. д. Продолжая работу над этими колесами, Каплан обнаружил, что оптимум к. п. д. на пропеллерных рабочих характеристиках смещается по расходам при изменении угла установки лопастей рабочего колеса, и у него возникла идея создания поворотнолопастной турбины (см. рис. I.1, *а*), у которой обод отсутствует и лопасти поворачиваются в соответствии с открытиями направляющего аппарата по комбинаторной зависимости. Такая турбина им была разработана и запатентована в 1916 г. Осевая поворотнолопастная гидротурбина, обладая высокой быстроходностью, в то же время имеет пологую рабочую характеристику и высокие средневзвешенные значения к. п. д. Открытие комбинаторной зависимости и ставшее возможным применение рабочего колеса с поворотными лопастями являются крупнейшими достижениями гидротурбостроения в XX в.

В крупном гидротурбостроении пропеллерные турбины применяют сравнительно редко, лишь в установках, оборудованных большим числом агрегатов с малыми колебаниями напора, где их можно длительно использовать при мощности, близкой к оптимальной. Стоимость пропеллерных турбин на 25—30% меньше стоимости поворотнолопастных, но при переменных нагрузках потери от недовыработки электроэнергии в них не окупаются снижением капитальных затрат, поэтому их применение становится невыгодным. Кроме того, при частичных нагрузках они работают неспокойно.

Особенности поворотнолопастных турбин отмечены в предыдущей части курса [39, 49]. Схема проточной части аналогична проточной части пропеллерных турбин (см. рис. I.1, *а*). При напорах до 30—40 м в них применяют полуоткрытые бетонные спиральные камеры с тавровыми сечениями и направляющий аппарат высотой $b_0 = (0{,}35 \div 0{,}45)\, D_1$, а при напорах свыше 40 м — как правило, металлические спиральные камеры полного охвата с круглыми сечениями и направляющий аппарат высотой $b_0 = (0{,}3 \div 0{,}35)\, D_1$. Радиальный направляющий аппарат располагается вокруг камеры рабочего колеса, на входе в которую происходит поворот и закрутка потока, поступающего на лопасти рабочего колеса.

Большое влияние на гидродинамические качества турбины и ее быстроходность оказывает число лопастей z, их относительная ширина $l_{лс}/l_{шг}$ (отношение длины периферийной кромки лопасти $l_{лс}$ к шагу на периферии $l_{шг}$) и отношение диаметра корпуса $d_{кор}$ (ступицы) к диаметру рабочего колеса D_1, которое называют втулочным отношением $K_{вт} = d_{кор}/D_1$. В корпусе со сферическим поясом, имеющим наибольшее применение, где наибольшим размером является диаметр сферы $d_{сф}$, втулочный коэффициент определяется как по цилиндру $K_{цл} = d_{цл}/D_1$, так и по сфере $K_{сф} = d_{сф}/D_1$. При увеличении z и $l_{лс}/l_{шг}$ уменьшается кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{тур}$ и несколько снижается к. п. д. (из-за увеличения обтекаемой поверхности).

При повышении напора $\sigma_{тур}$ увеличивается. Следовательно, чтобы удовлетворить условию $\sigma_{уст} \geqslant K_\sigma \sigma_{тур}$ при заданных H_s и K_σ, приходится увеличивать z и $l_{лс}/l_{шг}$. Диаметр корпуса при применении большего числа лопастей и увеличении нагрузок также приходится увеличивать. Это приводит к увеличению толщины лопастей и других элементов, колеса, а следовательно, к стеснению потока, увеличению скорости и кавитационного коэффициента, уменьшению к. п. д. и приведенного расхода. Поэтому обеспечение наименьших значений $K_{вт}$ или $K_{сф}$ является одной из основных тенденций в конструировании поворотнолопастных турбин. В СССР получены наименьшие значения втулочного отношения (см. табл. I.2).

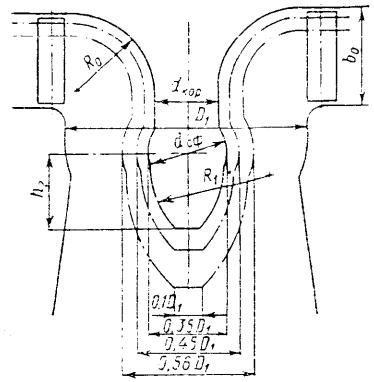

Рис. II.1. Схема проточного тракта поворотнолопастных рабочих колес различной быстроходности

Камера рабочего колеса способствует формированию потока в зоне колеса, она заканчивается горловиной на входе в коническую часть отсасывающей трубы. В СССР диаметр горловины принят одинаковым для всех типов ПЛ колес, его оптимальное значение $D_{гор} = 0{,}973D_1$. Как показали исследования, увеличение $D_{гор}$ приводит к некоторому снижению η, а уменьшение — к возрастанию $\sigma_{тур}$. Некоторые размеры проточного тракта, рекомендуемые номенклатурой, показаны на рис. II.1, а их значения даны в табл. II.1.

В осевых гидротурбинах доля восстанавливаемой за рабочим колесом энергии составляет от 10 до 45% и возрастает по мере увеличения быстроходности, поэтому в них необходимо применять отсасывающие трубы, обеспечивающие достаточно спокойную работу и имеющие коэффициент восстановления $\eta_{вос} \geqslant 0{,}75$, что соответствует высоте $h_{о.т} \geqslant 2{,}3D_1$. Применение отсасывающих труб с меньшей высотой $h_{о.т}$ ведет к потерям к. п. д. (до 2% в трубах с $h_{о.т} \leqslant 2{,}0D_1$. Увеличение $h_{о.т}$ ведет к необходимости большего заглубления подошвы фундамента (см. рис. I.3), увеличению объема выемки грунта из котлована и стоимости строительных работ. По этой причине глубина изогнутых отсасывающих труб ограничивается $2{,}6D_1$; прямые конические трубы в поворотнолопастных турбинах не применяются.

Проточный тракт поворотнолопастной турбины проектируют геометрически подобным тракту модельной турбины этого типа. К универсальной характеристике прилагают схематичный чертеж, на котором указывают размеры элементов проточных частей испытанной модели. Эти размеры, пересчитанные в отношении $D_{1тур}/D_{1м}$, служат исходными при проектировании турбины. Установки поворотнолопастных турбин при напорах до 40 м применяют для русловых ГЭС. Такая установка показана на рис. II.2.

В установке используется совмещенное здание русловой ГЭС, в котором между спиральными камерами *8* и отсасывающими трубами *12* размещены водосбросные каналы *14*, дающие возможность пропустить значительные паводковые расходы и уменьшить длину водослива плотины. На выступающих перед зданием ГЭС бычках *24* установлена забральная балка *2*, задерживающая плавающие тела и плавно направляющая поток к турбине. На этих же бычках выполнены паз *4* для сороудерживающих решеток, паз *3* для щитов, опускающихся в текущую воду и позволяющих, таким образом, перекрыть поток и остановить турбину; паз *7* для установки шандоров, опускающихся в неподвижную воду. Такие же шандорные пазы *13* имеются на выходе из отсасывающей трубы. Пазы для щитов *15*, перекрывающих водосбросные каналы, выполнены на выходе из каналов. В современных русловых ГЭС в удлиненных бычках *24* предусматривают сквозные отверстия, объединяющие водное пространство между решетками и турбинами. Это позволяет воде при засорении отдельных решеток перетекать от турбины к турбине и создает одинаковый минимальный перепад уровней (потери напора) на решетках.

Таблица II.1

Размеры элементов проточных частей поворотнолопастных турбин (рис. II.1)

Тип турбины	z	b_0/D_1	$d_{сф}/D_1$	$d_{кор}/D_1$	R_0/D_1	h_2/D_1	R_1/D_1
ПЛ10	4	0,450	0,33	0,28	0,36	0,31	0,315
ПЛ15	4	0,450	0,35	0,30	0,35	0,33	0,338
ПЛ20	4	0,400	0,37	0,32	0,34	0,35	0,360
ПЛ30	5 6	0,400 0,375	0,41 0,43	0,36 0,38	0,32 0,31	0,40 0,42	0,406 0,430
ПЛ40	6 7	0,375 0,375	0,45 0,47	0,40 0,42	0,30 0,29	0,44 0,46	0,453 0,477
ПЛ50	7 8	0,375 0,350	0,49 0,51	0,44 0,46	0,28 0,27	0,48 0,50	0,500 0,520
ПЛ60	8	0,350	0,54	0,49	0,25	0,54	0,560
ПЛ80	8	0,350	0,60	0,55	0,22	0,60	0,635

Щиты в случае необходимости опускают в текущую воду мостовыми кранами *1* и *16*. Для перекрытия спиральных камер предусмотрен один комплект щитов на пять агрегатов; для установки такого комплекта требуется 0,5—1 ч. За этот срок при аварийном состоянии системы регулирования агрегат может достигнуть разгонной частоты вращения, поэтому для защиты от разгона в системе управления турбиной должны быть предусмотрены специальные устройства. Применение таких щитов позволяет значительно уменьшить стоимость гидросооружений ГЭС. До 1950-х годов считалось обязательным для защиты от разгона применять быстропадающие щиты, которые подвешивали над каждым пролетом и автоматически сбрасывали в текущую воду. Однако их высокая стоимость, недостаточные быстродействие и надежность (имели место зависания) послужили причиной отказа от них.

В установке, показанной на рис. II.2, применена полуоткрытая бетонная спиральная камера *1* с тавровыми сечениями, относительно малой ширины, что позволило сузить блок агрегата и таким путем уменьшить длину здания ГЭС. Для того чтобы довести до минимума ширину камеры и разместить каналы в здании ГЭС, угол охвата спиральной камеры принят $\varphi = 135°$, что, как показали дальнейшие исследования, приводит к некоторому увеличению потерь при полной мощности. Отсасывающая труба глубиной $h_{о.т} = 2{,}3D_1$ облицована листовой сталью в конической части *11*; в ее выходном диффузоре установлены поддерживающие свод бычки *26*.

Конструкция агрегата типична для мощных отечественных ГЭС. (см. рис. I.4). Пята агрегата *20* расположена под генератором *19* и опирается на крышку

турбины *21*. Статор *5* связывает механизмы турбины и служит опорой для верхней части агрегата и бетона здания. Радиальный направляющий аппарат *6* высотой $b_0 = 0{,}4D_1$ включает 32 лопатки и обычный механизм поворота с рычагами, серьгами и регулирующим кольцом, приводимым в движение двумя

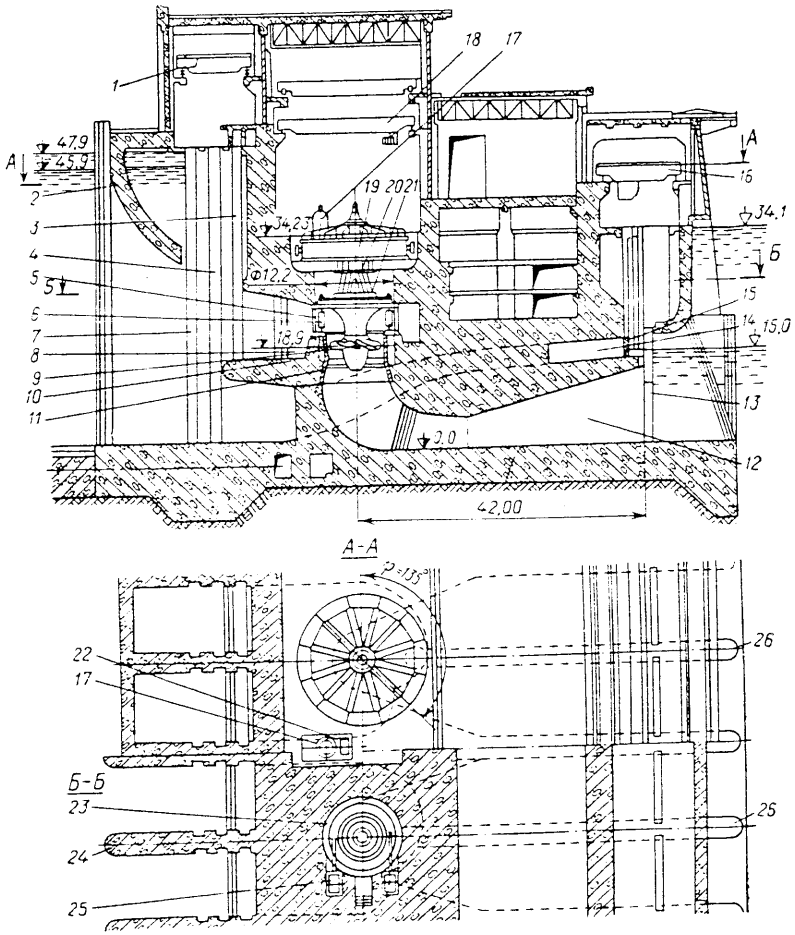

Рис. II.2. Здание Волжской ГЭС им. В. И. Ленина с гидроагрегатами

сервомоторами *25*, установленными в нишах шахты турбины *23*. Рабочее колесо *9* с шестью лопастями расположено в камере *10* и имеет типичный встроенный в корпус механизм поворота.

Регуляторное оборудование включает маслонапорную установку *17* и колонку управления с комбинатором *22*, расположенные в генераторном зале. Обслуживается агрегат мостовым краном *18*.

На рис. II.3 показан разрез здания шахтного типа приплотинной Вилюйской ГЭС (см. табл. I.2), которая оснащена тихоходными поворотнолопастными турбинами. Установка имеет ряд характерных особенностей. Агрегаты расположены в глубоком котловане (шахте) *1*, что вызвано большим заглублением,

достигающим 12—30 м, и удобно в суровом климате Сибири. Подвод воды осуществляется металлическим трубопроводом *3*, в конце которого установлен дисковый затвор *2*, управляемый качающимся сервомотором *4*. Спиральная камера *6* металлическая с круглыми сечениями. Глубокая отсасывающая труба *5* ($h_{о.т} = 5{,}0D_1$) с узким плавно очерченным коленом ($r_{кол} = 1{,}8D_1$), приподнятым на 30° узким и длинным диффузором ($l_{диф} = 10{,}0D_1$). Применение такой трубы позволяет вписываться (по оси здания) в минимальные размеры

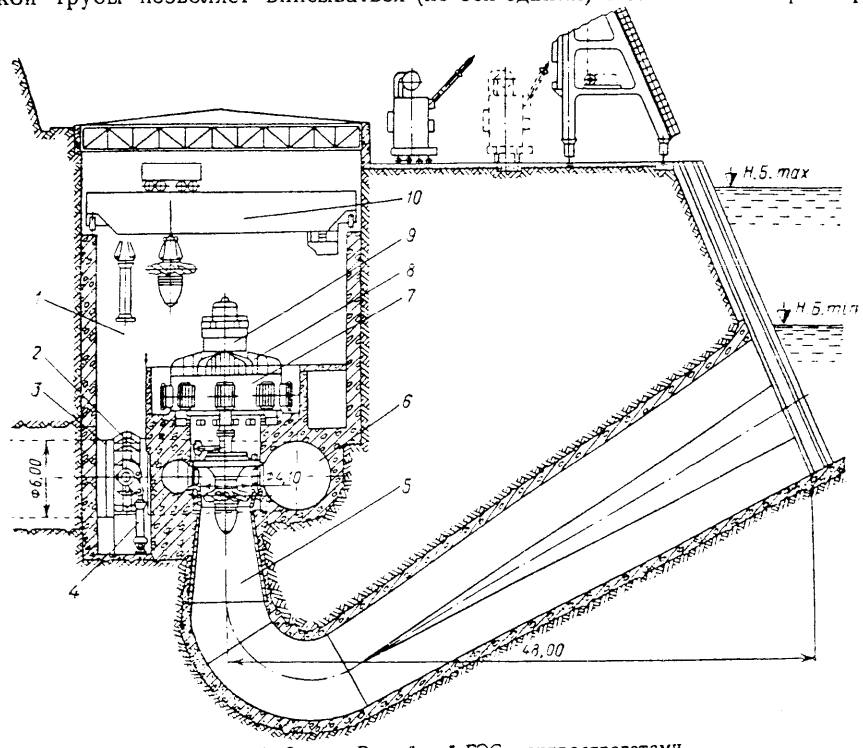

Рис. II.3. Здание Вилюйской ГЭС с гидроагрегатами

блока. В установке использован генератор *7* подвесного типа с пятой *9*, расположенной на его верхней крестовине *8*. Обслуживается агрегат мостовым краном *10*.

Конструкция вертикальных осевых поворотнолопастных турбин существенно зависит от быстроходности. На рис. II.4 показана быстроходная рекордная по размерам ($D_1 = 10{,}3$ м) поворотнолопастная турбина Саратовской ГЭС (см. табл. I.2). В ней применена полуоткрытая спиральная камера *47* с плоским полом, что позволило разместить под ней водосбросные каналы и в то же время принять угол охвата $\varphi = 220°$. Из спиральной камеры вода, омывая статорные колонны *34*, поступает на 32 трехопорные направляющие лопатки *33*, высота пера которых $b_0 = 0{,}45D_1$.

Верхнее кольцо *7* статора одновременно является кольцом направляющего аппарата. В нем установлены подшипники *36* лопаток, в которых располагаются втулки двух опор верхней цапфы, выполненные из древпластика (лигнофоля) и работающие на водяной смазке. Такие же опоры нижней цапфы установлены в нижнем кольце *15*, сопрягающемся с камерой *20* рабочего колеса. Колонны

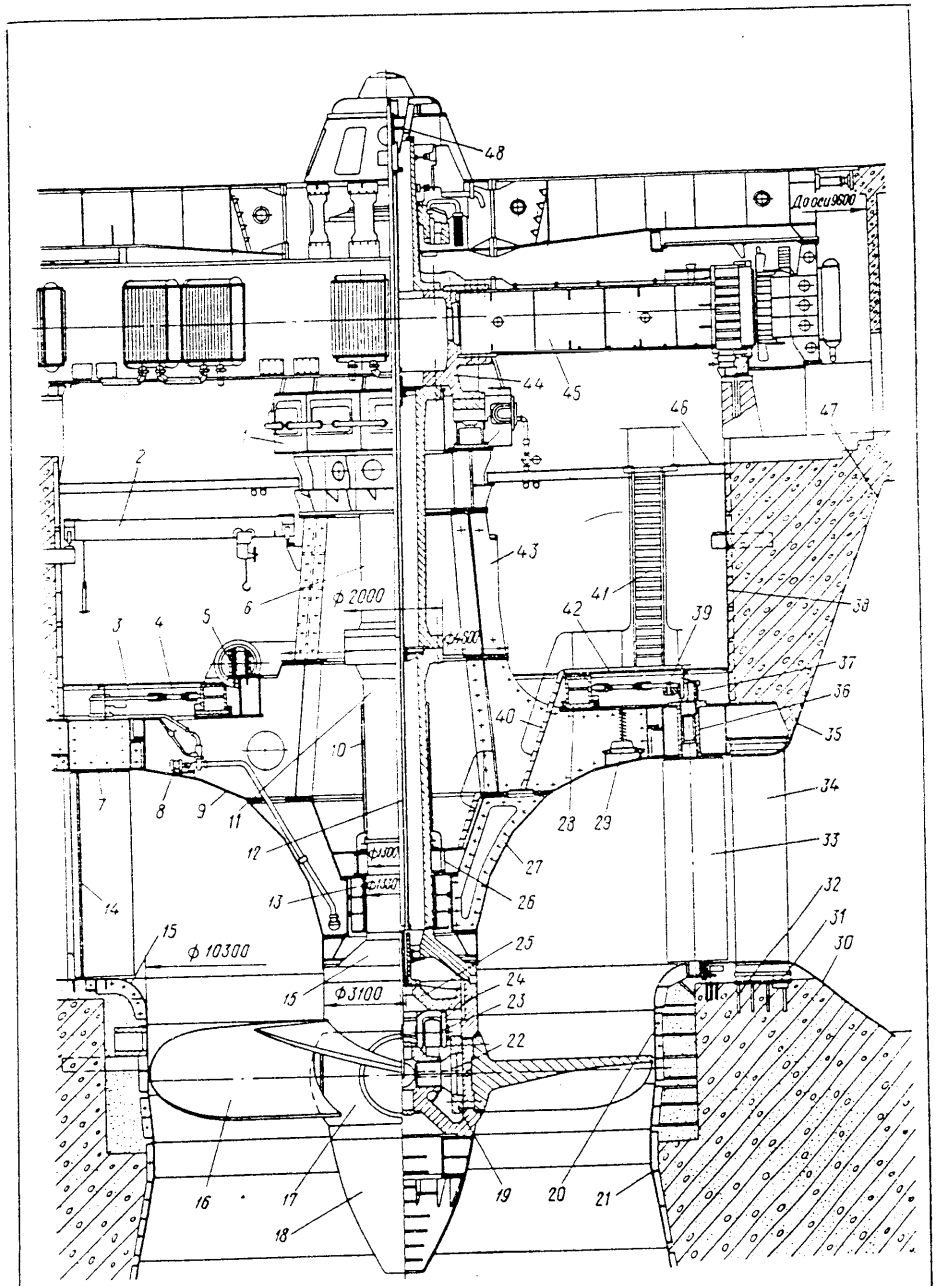

Рис. II.4. Гидроагрегат Саратовской ГЭС

статора крепятся к верхнему кольцу болтами; они установлены своими пятками на клиньях *31* и фундаментными болтами *32* закреплены в бетоне. Для уменьшения протечек лопатки в закрытом положении уплотняют резиновыми шнурами *14*, заложенными в их вертикальные пазы, а также шнурами, заложенными в пазы колец *7* и *15* по окружности расположения торцов пера.

Стационарными деталями направляющего аппарата являются: крышка *9* турбины, ее приставка *27*, опора пяты. Нижнее и верхнее кольца выполнены сварными из сегментов, соединенных по стыкам болтами. Пята *1* агрегата расположена на опоре *43*, которая передает осевую силу ротора на крышку турбины. Эта конструкция позволяет значительно уменьшить массу агрегата.

Механизм поворота лопаток направляющего аппарата включает рычаги *37* с накладками *3*, срезные предохранительные пальцы *39*, серьги *4* и регулирующее кольцо *28* со встроенными в него компактными торовыми сервомоторами *5*.

Вал агрегата состоит из вала *11* турбины и вала *6* генератора, непосредственно присоединенных к корпусу *17* рабочего колеса и ступице *44* ротора *45* генератора, и имеет значительную длину (12,5 м), что вызвано высоким расположением спиральной камеры. Вал выполнен тонкостенным, с отверстием, отношение диаметра которого к диаметру вала составляет $K_{от} = d_{от}/d_в = 0{,}85$. Нижний фланец вала служит также крышкой сервомотора рабочего колеса.

Рабочее колесо состоит из малогабаритного корпуса ($K_{сф} = 0{,}35$); четырех установленных в нем поворотных лопастей *16*, выполненных из нержавеющей стали 0Х12НДЛ и присоединенных болтами к цапфам *22*; обтекаемого конуса *18* и механизма поворота, состоящего из поршня *25*, проушин *24*, серег *23*, рычагов *19*. Цилиндр сервомотора выполнен заодно с корпусом. Нижняя полость сервомотора открыта в полость корпуса, что позволило уменьшить массу рабочего колеса. Масло под давлением подается в рабочее колесо из маслоприемника *48* по штангам *12*.

Направляющий подшипник *13* имеет водяную смазку, в его корпусе установлены обрезиненные вкладыши. Вода подается в ванну *26* из спиральной камеры или из резервного трубопровода. Камера *20* рабочего колеса выполнена из листовой стали 0Х18Н9Т. Заготовки для камер отштампованы на заводе и после центрирования и сборки по требуемым размерам окончательно сварены при монтаже и залиты вторичным бетоном. В бетоне установлены также облицовка *38* шахты турбины, препятствующая фильтрации, облицовки *30* и *35* нижнего и верхнего конусов спиральной камеры и облицовка *21* конуса отсасывающей трубы, предохраняющие бетон от размыва.

В турбине применен клапан срыва вакуума *29*, подающий воздух при резких закрытиях направляющего аппарата, чтобы предотвратить обратный гидравлический удар; насосный агрегат *8* для откачивания воды, проникающей сквозь неплотности в крышку турбины; помосты *42* и *46* и лестницы *40* и *41*, ограждение *10* вала, необходимые для безопасного обслуживания турбины; кран-балка *2*, предназначенная для разборки и сборки механизмов, и др.

На рис. II.5 показан разрез по гидроагрегату ГЭС «Ашах» (см. табл. I.2), поворотнолопастная гидротурбина которого является самой крупной из изготовленных за рубежом. Конструкция характерна для заграничных быстроходных турбин, применяемых при небольших напорах. Спиральная полуоткрытая камера *16* имеет симметричные тавровые сечения. Сварной статор *17* имеет одно верхнее кольцо, объединенное с кольцом направляющего аппарата. Нижнее кольцо *10* направляющего аппарата литое, оно не забетонировано снизу, установлено независимо от статора и объединено с верхним кольцом камеры рабочего колеса. Крышка *7* турбины и приставка *8* сварные, составлены из плоских, конических и цилиндрических несущих оболочек и сопрягающих торовых наружных оболочек. Пята *19* установлена непосредственно на крышке турбины.

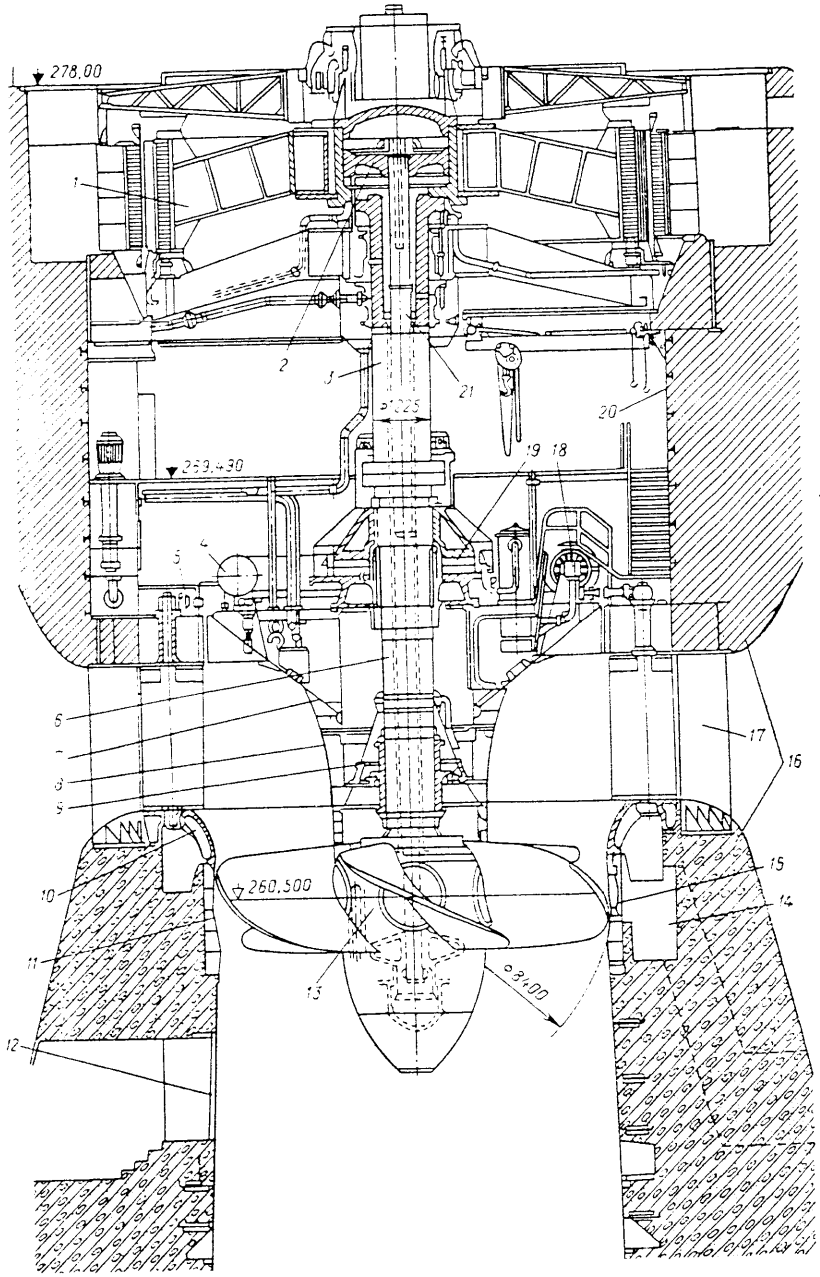

Рис. II.5. Гидроагрегат с поворотнолопастной турбиной ГЭС «Ашах»

Такое расположение освобождает шахту *20* турбины, но затрудняет доступ к подшипнику *9* турбины. Привод *5* лопаток обычный (со срезными пальцами). В конструкции применены торовые сервомоторы *4* и *18* направляющего аппарата. Рабочее колесо *13* пятилопастное, по-видимому, с цилиндрическим

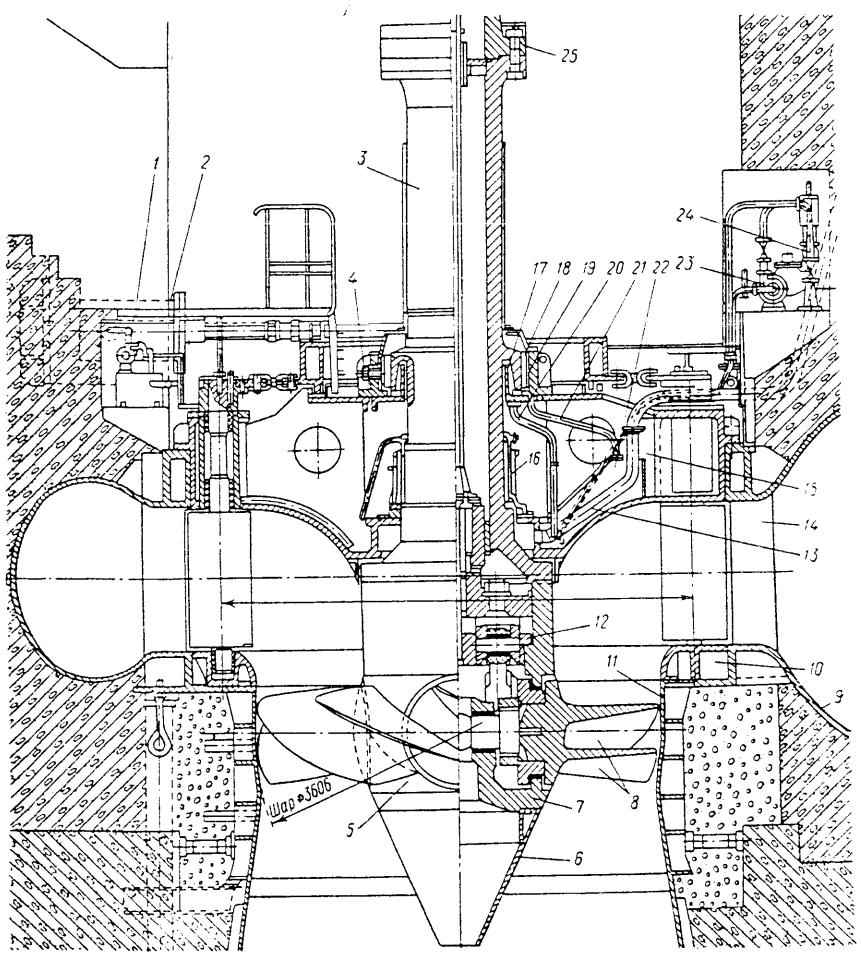

Рис. II.6. Высоконапорная поворотнолопастная турбина Серебрянской ГЭС

корпусом, втулочное отношение которого $K_{сф} \approx 0{,}4$. Сервомотор *2* механизма поворота лопастей вынесен в ротор *1* генератора. Шток *21* сервомотора проходит через весь вал и имеет большую длину и массу. Камера *11* рабочего колеса сварная, усилена ребрами, в ней предусмотрены лаз *15* и проход *14* к нему из спиральной камеры. Такой же проход и лаз *13* выполнены в конусе отсасывающей трубы. Валы *6* и *3* турбины и генератора толстостенные. Направляющий подшипник, по-видимому, предусмотрен на густой масляной смазке.

На рис. II.6 показан разрез тихоходной поворотнолопастной турбины Серебрянской ГЭС (см. табл. I.2), спроектированной на ЛМЗ. В ее конструкции

имеется ряд характерных особенностей, вызванных как повышенными напорами, так и небольшими размерами. В турбине применена металлическая спиральная камера *9* полного охвата ($\varphi = 340°$) с круглыми сечениями звеньев, так как при напорах 50—70 м полуоткрытые бетонные спиральные камеры недостаточно прочны и требуют применения противофильтрационных оболочек. Направляющий аппарат имеет высоту $b_0 = 0{,}3D_1$. Статор *14* турбины имеет обычную жесткую конструкцию с верхним и нижним поясами, к козырькам которых приварены звенья спиральной камеры. Верхнее кольцо направляющего аппарата объединено с крышкой *15*, выполненной без обычной в крупных турбинах приставки. Механизм поворота лопаток обычный. Сервомоторы *2* направляющего аппарата установлены в специальных нишах шахты турбины. Такое расположение широко применялось во всех типах реактивных турбин. Здесь, при малом размере турбины, оно целесообразно, так как облегчает доступ к расположенным в шахте механизмам.

Вал *3* турбины выполнен отдельно от вала *25* генератора, что свойственно агрегатам, имеющим более высокую частоту вращения (в данном случае $n = 250$ об/мин). Камера *11* рабочего колеса усилена широкими поперечными и продольными ребрами и окончательно сварена при монтаже в цельную жесткую конструкцию. Нижнее кольцо *10* направляющего аппарата выполнено отдельно от камеры рабочего колеса.

В турбине применено двухперовое поворотнолопастное рабочее колесо *5*, предложенное С. П. Михановским. В этом колесе на четырех цапфах размещено восемь лопастей *8*, что позволило уменьшить втулочное отношение до $K_{сф} = 0{,}525$ (в таком же обычном одноперовом колесе оно больше на 0,02—0,03). Обтекаемый конус *6* выполнен с прямолинейными образующими. Механизм поворота лопастей бескрестовинного типа. Корпус *7* имеет нижнее днище. Днище *12* сервомотора, отделяющее полость цилиндра от полости, занятой механизмом, вставное. Применен направляющий подшипник *19* с масляной смазкой, самоустанавливающимися сегментами *18*, ванной *17*, распорными болтами *4*. Система циркуляции масла включает сливную *21* и подающую *20* трубы и камеру *22*, в которой масло охлаждается. Под подшипником турбины установлено уплотнение *16*, препятствующее попаданию воды из зоны рабочего колеса в крышку турбины. Для откачки протечек воды из крышки турбины установлены насосный агрегат *23* и водоструйный эжектор *24*, а для удаления протечек масла из сервомоторов—насосный лекажный агрегат *1*. Предусмотрен подвод воздуха по трубе *13* в зону над рабочим колесом.

§ II.2. *Радиально-осевые гидротурбины и их установки*

Радиально-осевые турбины являются наиболее старой из применяемых в настоящее время систем [25]. Впервые разработанные Френсисом в 1847 г. радиально-осевые турбины подверглись в дальнейшем многочисленным улучшениям. В них были применены вначале прямая, а затем изогнутая отсасывающие трубы, изобретенный Финком направляющий аппарат с поворотными лопатками и спиральная камера.

Большие возможности изменения формы рабочего колеса позволили в очень широких пределах изменять пропускную способность и частоту вращения радиально-осевых турбин и, как следствие, их быстроходность и кавитационные качества. Благодаря этому удалось получить большое число типов колес и применять их в исключительно широком диапазоне напоров. Быстроходность радиально-осевых колес постепенно уменьшается при уменьшении высоты направляющего аппарата b_0, высоты входной кромки лопасти и проходного отверстия в нижнем ободе колеса. Для каждого конкретного типа колеса форма его проточного тракта задается чертежом на универсальной характеристике.

При проектировании все размеры этого чертежа пересчитывают в нужном масштабе. Некоторые общие зависимости, принятые для радиально-осевых турбин, приведены в номенклатуре. Параметры, характеризующие современное состояние турбин, указаны в табл. I.3. Размеры проточного тракта некоторых радиально-осевых колес разной быстроходности представлены на рис. II.7.

На рис. II.7, *а* представлено быстроходное рабочее колесо РО728, рассчитанное на применение при напорах 40—75 м. Для таких колес характерны большие значения b_0 [до $(0{,}35 \div 0{,}4)\,D_1$]; $D_{вых} > D_1$ или $D_{вых}/D_1 > 1$; положительная конусность обода (до $Q = 15 \div 20°$); относительно малые размеры ступицы ($D_{ст} < D_1$) и небольшое число лопастей ($z = 12 \div 14$). Все это позволяет расширить проходное сечение рабочего колеса и получить приведенный

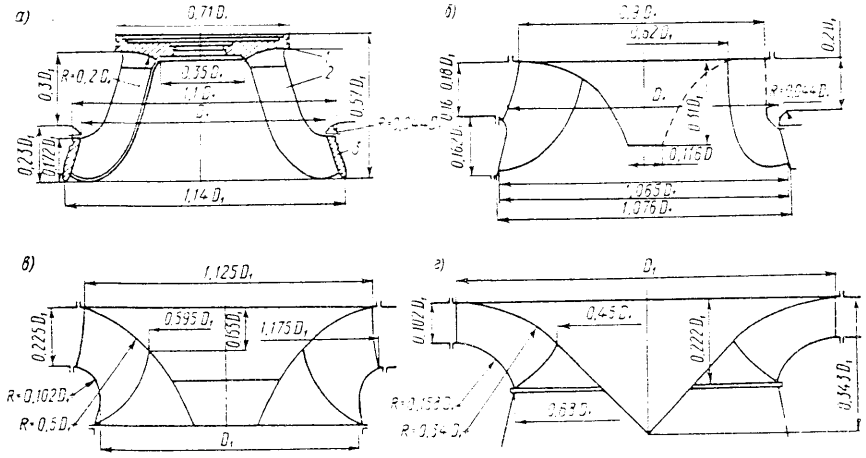

Рис. II.7. Размеры проточного тракта радиально-осевых рабочих колес

расход $Q_1' = 1{,}35$ м³/с и быстроходность (при полной мощности) $n_s = 300 \div 350$ об/мин при удовлетворительных кавитационных качествах ($\sigma \leq 0{,}15$).

Рабочие колеса на средние напоры (от 120 до 180 м) РО791 и РО721 показаны на рис. II.7, *б*. У них $b_0 = (0{,}16 \div 0{,}2)\,D_1$; $D_{вых} \geqslant D_1$; $\theta \leqslant 10°$; $D_{ст} \approx D_1$. Особенностью РО791 является выполнение порога на нижнем ободе, а не на нижнем кольце направляющего аппарата, как, например, в РО728 и ряде других колес. В этом колесе достигнуты наивысшие показатели для отечественных колес: $Q_1' = 0{,}65$ м³/с; $n_s = 180$; $\sigma = 0{,}06$; $\eta_{опт} = 92\%$ на модели $D_1 = 0{,}46$ м. Рабочие колеса РО728, РО791 и РО721 разработаны на ЛМЗ.

Рабочее колесо РО805, примененное на Токтогульской ГЭС (см. табл. I.3), показано на рис. II.7, *в*. Оно имеет характерные обводы проточной части и рекордное значение к. п. д., достигающее 93% на модели $D_1 = 0{,}5$ м; $Q_1' = 0{,}76$ м³/с; $n_1' = 75$ об/мин; $n_s \approx 200$ об/мин; $\sigma = 0{,}0$ Оно может применяться при напорах до 200 м.

Тихоходное рабочее колесо РО683, предназначенное для использования при напорах до 400 м, показано на рис. II.7, *г*. В нем $b_0 \approx 0{,}1D_1$ и $D_{вых} \approx 0{,}7D_1$; обод имеет форму тора; $D_{ст} \approx D_1$; число лопастей $z = 19$. Сечение обтекаемой поверхности ступицы очерчено плавной кривой; такая конфигурация обеспечивает уменьшение пропускной способности и быстроходности и улучшение кавитационных свойств. Это колесо имеет параметры: $Q_1' = 0{,}23$ м³/с; $n_1' = 60$ об/мин; $n_s = 100$ об/мин; $\sigma = 0{,}02 \div 0{,}03$, что и позволяет применять

его на высоких напорах. Колеса, рассчитанные на применение при напорах выше 400 м, имеют еще более сжатую проточную часть, число лопастей в них иногда доходит до 23.

Жесткое крепление лопастей на ступице и ободе в радиально-осевых турбинах приводит к тому, что гладкое обтекание в них возможно только на одном, так называемом расчетном режиме, обычно соответствующем 80% от полной мощности при расчетном напоре. При нерасчетных режимах ($N_{тур} = N$ и $H_{тур} = H$) поток набегает на входные кромки лопастей с определенным углом атаки, в результате чего образуются вихри, обычно сходящиеся на выходе из рабочего колеса в общий вихревой жгут спиральной формы, вращающийся с определенной частотой и вызывающий внезапные изменения и пульсацию давления в потоке. В турбине при этом возникают вибрация и удары, которые могут сделать недопустимой эксплуатацию. Эти так называемые нестационарные явления усиливаются при все более отличающихся от расчетного режимах. Необходимым условием эксплуатации является требование, чтобы при любой мощности и при напорах от $0{,}6H$ до H неспокойные режимы были допустимыми. Обычно они наиболее выражены при мощностях $N_{тур} = (0{,}2 \div 0{,}6)\,N$ и более опасны при напорах выше 200—250 м, когда возрастают абсолютные значения перепадов при изменениях давлений.

Основными мерами борьбы с сильно выраженными нестационарными явлениями могут быть: применение достаточно глубоких изогнутых отсасывающих труб ($h_{о.т} = 2{,}6D_1$ в быстроходных типах и $h_{о.т} = 3{,}0 \div 3{,}5D_1$ — в тихоходных); подвод воздуха в зону рабочего колеса при неспокойных режимах через вал или по специальным трубопроводам. В радиально-осевых турбинах, работающих при более высоких напорах, чем поворотнолопастные, несмотря на то, что энергия на выходе из рабочего колеса в них меньше, применяются более глубокие отсасывающие трубы, успокаивающие колебания давления и сужающие диапазон неспокойной работы турбины. При подводе воздуха в зону за рабочим колесом в потоке появляется легко сжимаемая фаза водо-воздушной смеси, которая служит демпфером и гасит возмущающую энергию вихрей. Однако при большом количестве подаваемого воздуха уменьшается плотность смеси и к. п. д. турбины.

В радиально-осевых турбинах, как правило, применяют металлические спиральные камеры с полным охватом и круглыми сечениями, так как железобетонные полуоткрытые камеры оказываются недостаточно прочными. Кроме того, полный охват способствует более равномерному подводу воды и спокойной работе турбины. Компоновка радиально-осевых турбин в здании станции также в большой мере определяется значениями используемых напоров и типов зданий ГЭС.

На рис. II.8 показан разрез по сооружению и зданию приплотинной Красноярской ГЭС (см. табл. I.3). Подвод воды к турбинам производится по двухниточным напорным трубопроводам *4* из глубинного водоприемника *1*, в котором установлены решетки *2* и автоматически сбрасываемые, падающие в текущую воду щиты *3*. Перед расположенной в бетоне *5* здания спиральной камерой *6* трубопроводы объединяются тройником *7*. Применение двух ниток трубопроводов позволило уменьшить диаметр каждого из трубопроводов и весьма компактно разместить их в теле плотины, чтобы предохранить от промерзания. В здании ГЭС размещаются турбины *8*, генераторы *9*, вспомогательное оборудование и мостовой подъемный кран *10*. Отсасывающая труба *11* имеет глубину $h_{о.т} = 2{,}6D_1$. На выходе из отсасывающей трубы предусмотрены пазы *12* для шандоров; установку шандоров осуществляет портальный кран *13*.

Гидротурбины Красноярской ГЭС, изготовленные ЛМЗ, мощностью 508 МВт каждая, введенные в эксплуатацию в 1967 г., оставались до 1974 г. самыми мощными в мире [29]. В результате проведения большого цикла научно-

исследовательских работ удалось повысить пропускную способность турбин на 35%, частоту вращения на 12%, быстроходность на 14% и уменьшить массу на 400 т. В этих турбинах применена металлическая сварная спиральная камера полного охвата, создание которой при ее входном диаметре 8,4 м и давлении 1,3 МПа представляло собой большие трудности. В этой камере мягкая прокладка между оболочкой и бетоном в зоне примыкания к верхнему козырьку статора снята на ширине 1 м, что позволило в этой наиболее нагруженной зоне передать часть усилий, воспринимаемых оболочкой, на железобетон и тем самым уменьшить напряжения в камере.

На рис. II.9 представлена установка гидроагрегатов в подземном здании высоконапорной деривационной ГЭС «Храм» II. Для нее характерны применение шарового затвора *4*, расположенного на подводящем трубопроводе *3* на некотором удалении от спиральной камеры и на более высокой отметке в специальном помещении, соединенном проходом *2* с генераторным залом, и отсутствие шахты

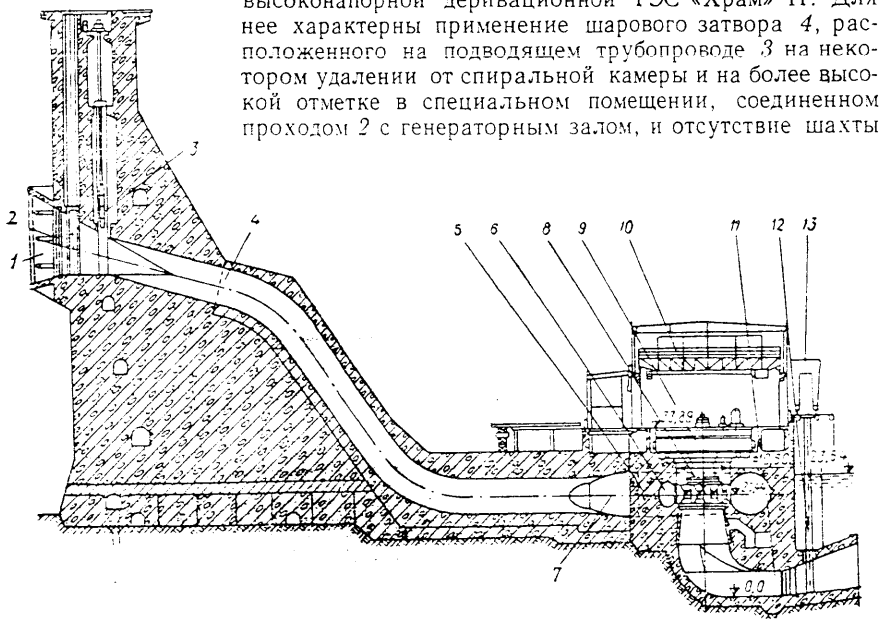

Рис. II.8. Плотина и здание Красноярской ГЭС

турбины, которая здесь при относительно малых размерах турбины затрудняла бы обслуживание турбины. В пространстве между турбиной *5* и генератором *1* размещаются механизмы турбины, помосты и лестницы, маслонапорная установка *10*, масляные трубопроводы и другое оборудование. На открытой верхней поверхности спиральной камеры *6* установлены сервомоторы *12*. В турбине применен клапан холостого выпуска *11*, установленный на спиральной камере. При повышении давления в моменты сбросов нагрузки (гидравлических ударах) и при резких движениях сервомотора открывается этот клапан и давление в спирали повышается меньше, чем при его отсутствии.

Верхняя часть *8* отсасывающей трубы выполнена разборной, а пространство вокруг нее оставлено незабетонированным, что позволяет, разобрав трубу, снять рабочее колесо, опустить его на перекрытие *7* и затем заменить его или отремонтировать. Колено отсасывающей трубы *8* облицовано листовой сталью, предохраняющей его от разрушения потоком. Генератор имеет относительно малый диаметр и большую высоту и выполнен подвесным, что характерно для этого типа гидроагрегата.

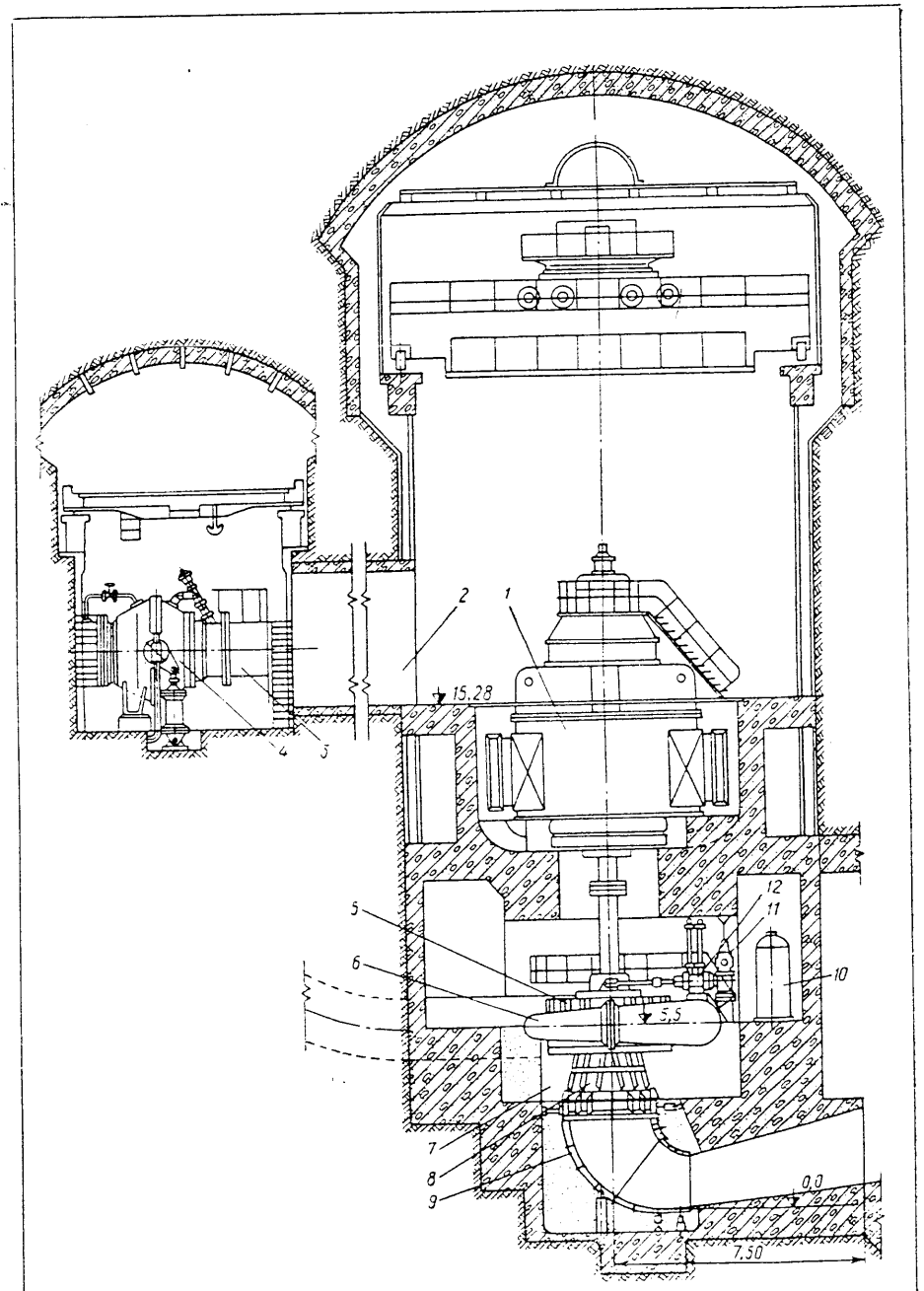

Рис. II.9. Установка высоконапорных гидроагрегатов ГЭС «Храм» II

Разрез радиально-осевой быстроходной турбины Асуанской ГЭС (см. табл. I.3), спроектированной и изготовленной ЛМЗ, показан на рис. II.10. Впервые в этой системе турбин применена спиральная камера *8* с трапециевидными сечениями и облицовкой всей поверхности листовой сталью толщиной до 20 мм. Подвод воды осуществлен одним на две турбины железобетонным напорным трубопроводом прямоугольного сечения, что позволило разместить здание ГЭС в узком створе.

Статор *10* турбины выполнен сварно-литым: его верхнее и нижнее кольца сварены из листового проката МСт3, а колонны отлиты из стали 20ГСЛ. Рабочее колесо *11* сварно-литое. Его лопасти и ступица отлиты из нержавеющей стали 0Х12НДЛ; нижний обод сварен из проката Х12НД. Такое колесо, имеющее массу примерно 140 т, изготовлялось впервые. Вал *21* турбины и генератора выполнен единым, трубчатым, тонкостенной конструкции; толщина стенок $\delta_в \approx 0{,}12 d_в$. Применен сегментный подшипник *1* турбины с масляной жидкой охлаждаемой смазкой. Уплотняющее устройство *3* вала расположено под подшипником и состоит из торцового рабочего уплотнения с кольцом из плоской резины и ремонтного, плотно запирающегося при длительной остановке с дистанционным управлением. Лопатки *12* направляющего аппарата имеют резиновые уплотнения. Механизм поворота лопаток обычный, такой же, как в поворотнолопастных турбинах. Ось поворота лопаток выбрана так, что в закрытом положении эксцентриситет пера имеет отрицательное значение, при котором поток стремится их закрыть. Чтобы предотвратить возможность захлопывания лопаток при потере давления масла в сервомоторах *18* направляющего аппарата, что приведет к прямому гидравлическому удару, предусмотрено самоторможение сервомоторов (см. § IV.3). Сдвоенные сервомоторы установлены на опоре пяты *20*. Они связаны с регулирующим кольцом *4* посредством кулисы *19* и камня *17*, надетого на палец *16*, установленный в регулирующем кольце. В шарнирах привода и подшипниках лопаток применены втулки *9* из синтетического материала, не требующего смазки.

При срезе предохранительных пальцев *7* на рычагах *15* включается автоматическая сигнализация. Крышка *13* турбины и опора пяты выполнены сварными из стального проката, а нижнее кольцо направляющего аппарата литым из углеродистой стали. Эти детали состоят из нескольких секторов, скрепленных болтами и штифтами. В двух секторах крышки турбины предусмотрены камеры *5* для охлаждения масла, циркулирующего в подшипнике. В турбине установлены масляные трубопроводы *14*, помосты и лестницы *2*, клапан стрыва вакуума *6* и ряд других вспомогательных устройств.

На рис. II.11 представлен разрез радиально-осевой турбины Усть-Илимской ГЭС (см. табл. I.3), спроектированной и изготовленной ЛМЗ. В конструкции этой турбины выражены некоторые новые тенденции.

Турбина оснащена сварной металлической спиральной камерой *1* с мягкой прокладкой.

Статор *2* турбины выполнен сварным без стыковых болтовых соединений и не требует механической обработки: его пояса и колонны сварены из проката МСт3. Омываемая поверхность статора и его козырьки являются продолжением поверхности звеньев спиральной камеры. Это позволило получить плавные переходы и круглые сечения на большом угле охвата в спиральной камере.

Крышка *10* турбины выполнена сварной из проката, имеет внутреннюю коническую переборку и крепится не непосредственно на статоре, а на промежуточное механически обработанное кольцо *11*. На таком же промежуточном кольце *4* болтами *3* крепится нижнее кольцо *5* направляющего аппарата. Кольца *11* и *4* приваривают при монтаже к кольцевым буртикам, образующим на поверхностях статора и фундаментного кольца пазы, в которые свободно входят промежуточные кольца. Расстояние между установочными поверхно-

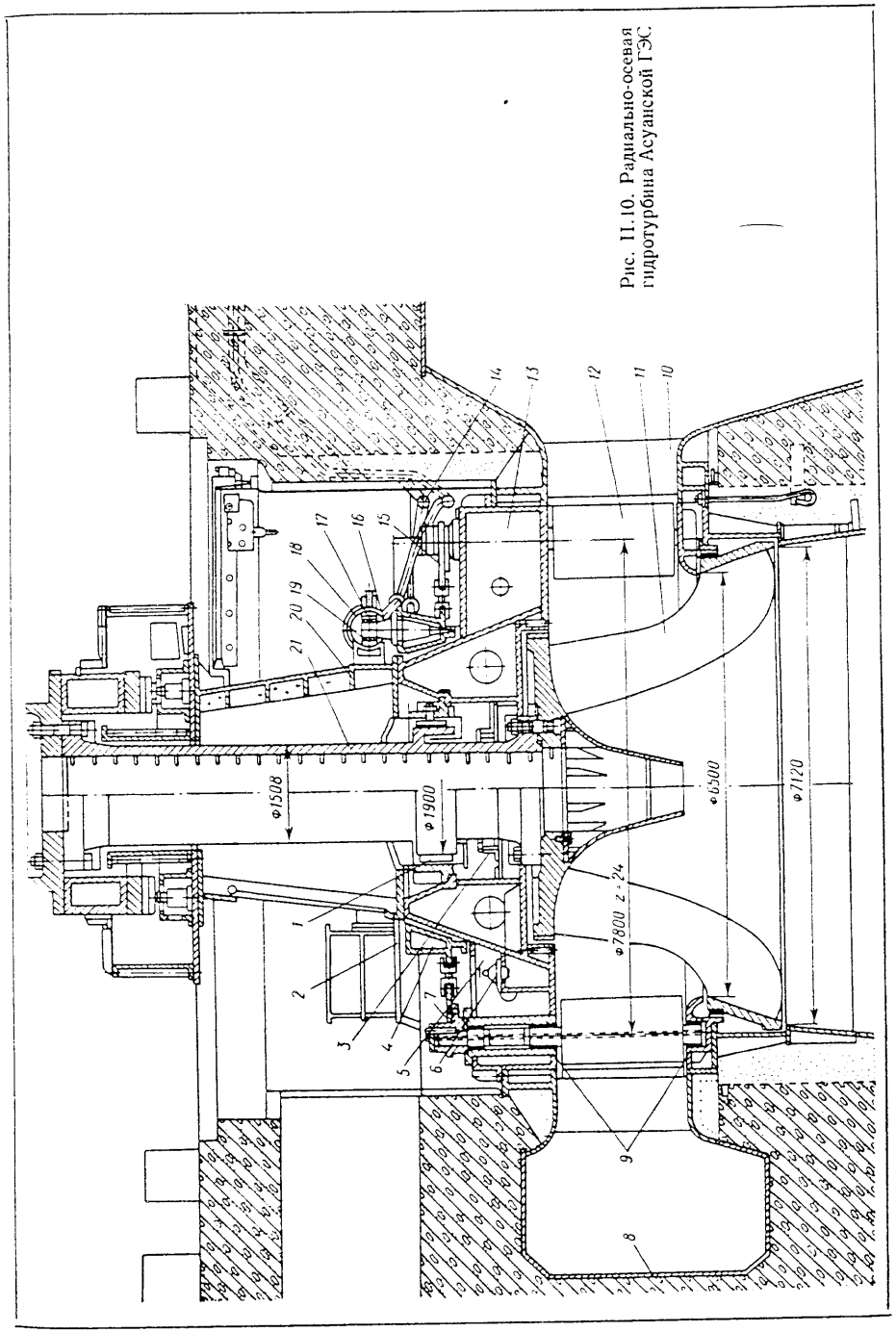

Рис. II.10. Радиально-осевая гидротурбина Асуанской ГЭС

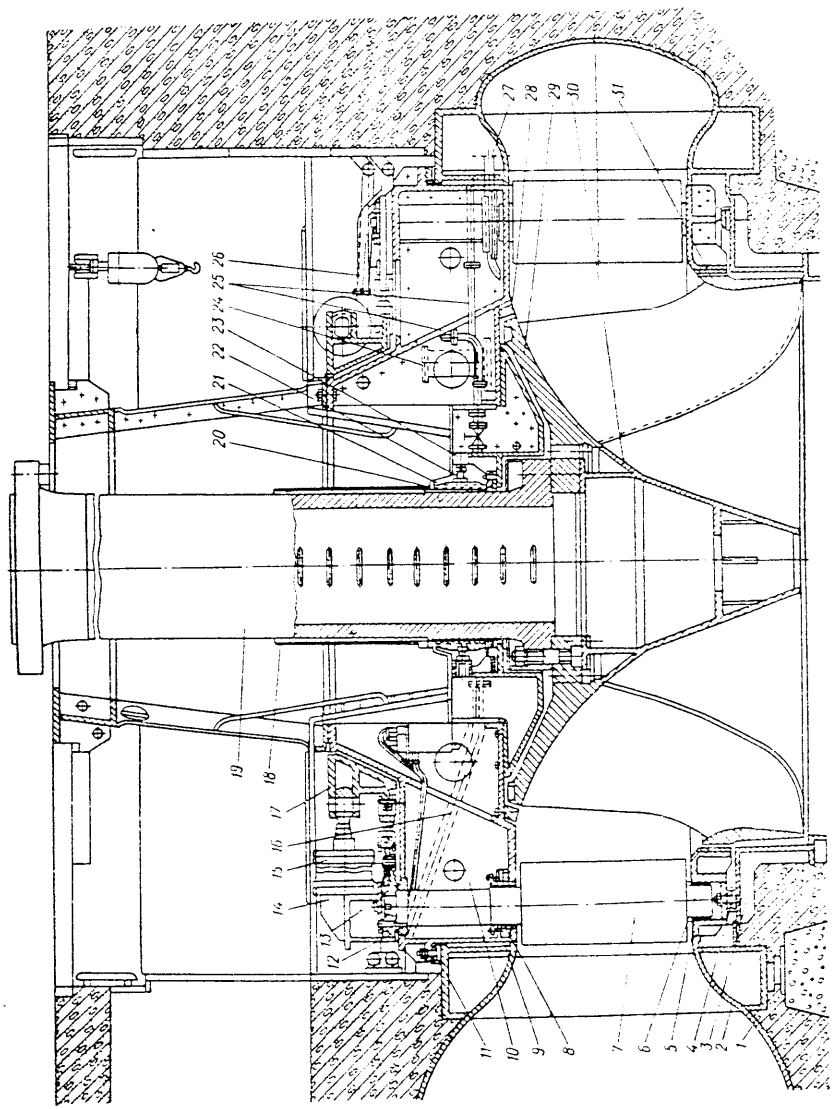

Рис. II.11. Радиально-осевая турбина Усть-Илимской ГЭС

стями промежуточных колец должно обеспечить получение малых зазоров по торцам лопаток. Таким образом, такая конструкция, упраздняя механическую обработку, значительно снижает трудоемкость при изготовлении статора и в то же время, повышая точность сборки, позволяет уменьшить зазоры по торцам лопаток, от которых зависит величина протечек при закрытом направляющем аппарате.

Обычно применяемый подшипник лопатки направляющего аппарата в этой турбине заменен двумя подшипниками: для средней опоры *8* он закреплен на днище крышке турбины шпильками *9*, для верхней опоры *12* установлен в верхнем перекрытии крышки. На внутреннюю поверхность этих подшипников, выполненных из углеродистой стали, нанесен слой нового антифрикционного композиционного материала, работающего здесь без смазки благодаря малому тепловыделению и хорошему отводу тепла. В среднем подшипнике установлено манжетное уплотнение. Такой же подшипник *6* нижней цапфы имеется в нижнем кольце направляющего аппарата. Протекающая в крышку турбины вода отводится самотеком через зуб спиральной камеры по трубе *27*. В направляющем аппарате высотой $b_0 = 0{,}2D_1$ установлено 20 лопаток *7*. Механизм поворота отличается конструкцией рычагов *13* меньшей высоты и жестким низким регулирующим кольцом *17*, консольно расположенными на специальных кронштейнах *14* четырьмя сервомоторами *15*. В шарнирах механизма установлены втулки со слоем фторопласта, работающие без смазки.

Вал *19* агрегата выполнен единым тонкостенным ($\delta = 0{,}087d_в$), облицованным нержавеющим листом в зоне расположения подшипника. Вокруг вала установлен ограждающий кожух *18*. Применен направляющий подшипник оригинальной конструкции — на водяной смазке с самоустанавливающимися вкладышами *21*, опирающимися на болты *22*, ввинченные в приварыши *23* корпуса подшипника. Регулируя натяг болтов, устанавливают требуемый зазор в подшипнике. Таким же путем может быть компенсирован износ вкладыша и вала. Торцовые уплотнения *20* вала, установленные выше и ниже подшипника, образуют замкнутое пространство, в которое через фильтр *24* по трубе *25* подводится вода; отводится она из него по трубе *16*. Масло к сервомоторам подают по трубам *26*.

Сварное рабочее колесо *29* имеет *16* штампованных из стали 0Х12НД лопастей, приваренных к ступице и ободу, изготовленным из такого же материала. К. п. д., полученный на модели $D_1 = 0{,}5$ м этого колеса, достигает 93%. Обтекаемый конус *30* сильно развит и хорошо согласован с плавно очерченным проточным трактом. Уплотнение *31* на ободе щелевое с канавками, но без внутреннего кольца, что упрощает конструкцию и ее изготовление, однако при износе требует восстановления канавок непосредственно на ободе рабочего колеса. На ступице *28* рабочего колеса применено уплотнение зубчатой конструкции, имеющее заостренные кромки выступов, образующих малые зазоры, которые при касании легко прирабатываются. Центрируется уплотнение после установки рабочего колеса посредством смещения верхнего кольца зубчатого уплотнения в пределах зазоров в отверстиях для болтов.

На рис. II.12 показан разрез по радиально-осевой турбине средней быстроходности, спроектированной и изготовленной ЛМЗ для Токтогульской ГЭС (см. табл. I.3). Спиральная камера *1* и статор *8* выполнены подобно усть-илимским. На этой ГЭС, покрывающей пиковые нагрузки, гидротурбины значительную часть суток не работают. Для того чтобы обеспечить при этом минимальные потери через направляющий аппарат и избежать применения недостаточно надежных в условиях ГЭС резиновых уплотнений, в конструкции предусмотрены минимальные зазоры *21* (по торцам лопаток 0,2—0,3 мм, по соприкасающимся кромкам — около 0,1 мм). Чтобы обеспечить подобные

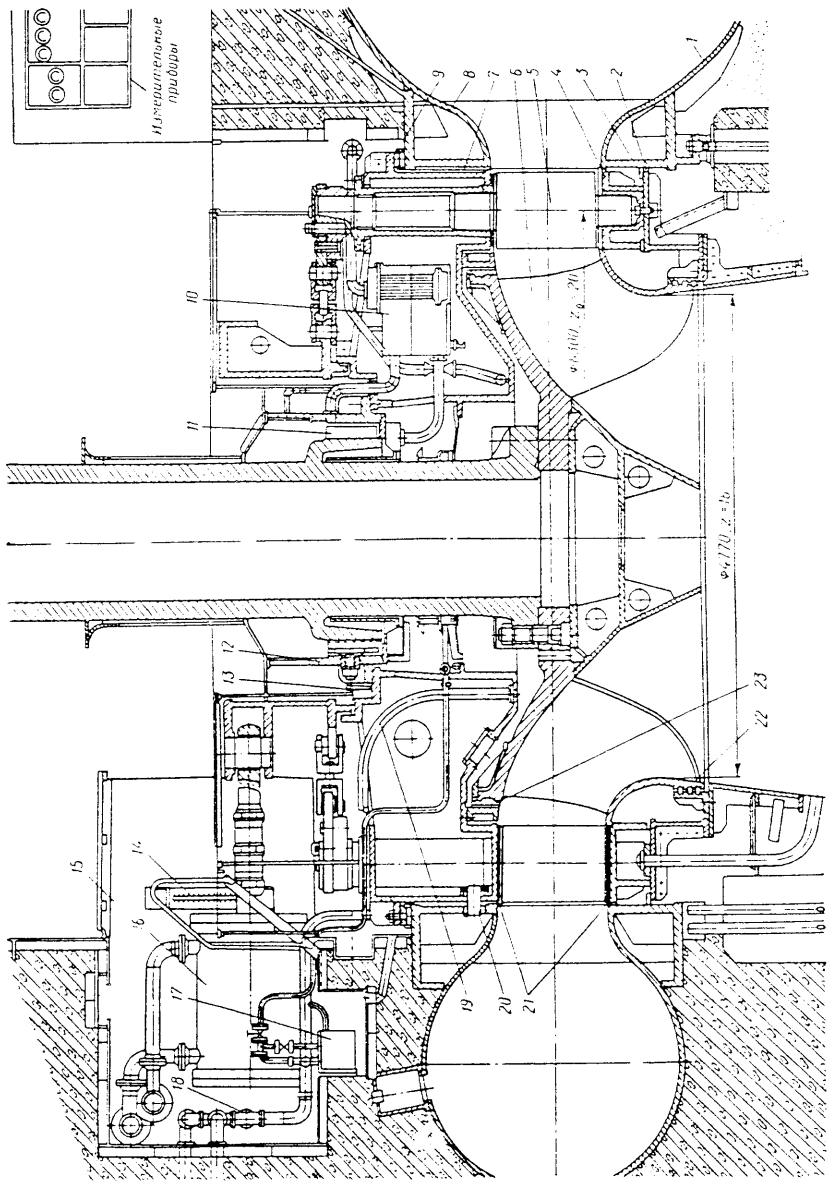

Рис. II.12. Радиально-осевая турбина Токтогульской ГЭС

зазоры, необходим специальный метод сборки, аналогичный рассмотренному выше, но более точный и простой.

Нижнее кольцо направляющего аппарата *4* жестко устанавливается на опорном кольце *2*, предварительно обработанном, выверенном по горизонту, закрепленном в бетоне и соединенном со статором приваренным к нему промежуточным кольцом *3*. На нижнем кольце устанавливают на мерных прокладках толщиной 0,2 мм лопатки *5*, а на их торцах на таких же прокладках крышку турбины *7* с временно прикрепленным к ее фланцу промежуточным кольцом *9*. После этого промежуточное кольцо прихватывают электросваркой к наружному буртику, образующему кольцевой паз на поверхности статора. Затем крышку турбины поднимают, удаляют прокладки и промежуточное кольцо приваривают к наружному и внутреннему буртикам, образующим паз. Дальнейшая оборка ведется в обычном порядке. При такой сборке минимальные торцовые зазоры определяются толщиной прокладок. Чтобы обеспечить возможно меньше отклонения зазоров *21*, необходимо ограничить жестким допуском высоту пера $b_{\text{ср}}$.

Лопатки направляющего аппарата отлиты из стали 0Х12НДЛ, а омываемые поверхности крышки и нижнего кольца облицованы листами из стали 0Х13. Рабочее колесо *6* (см. рис. II.7, *в*) выполнено сварно-штампованным из стали 0Х12НД. При неспокойных режимах в область рабочего колеса через отверстие вала подводят воздух под атмосферным давлением. При работе агрегата в компенсаторном режиме из ресивера по трубе *19* воздух подается под давлением, необходимым для отжатия воды из камеры рабочего колеса. Рабочее колесо, имеющее негабаритные размеры, доставлялось на ГЭС сначала по воде, а затем тягачами на специальных транспортерах. Применены щелевые с канавками уплотнения рабочего колеса (нижнее *22* и верхнее *23*). Наружное кольцо нижнего уплотнения консольно установлено на фундаментном кольце, что позволяет центрировать его по ободу независимо от других деталей. Наружное кольцо верхнего уплотнения также укреплено свободно и центрируется по ступице.

Направляющий подшипник *12* с масляной смазкой и самоустанавливающимися вкладышами *11* отличается тем, что его корпус установлен на встречных клиньях *13*, которыми он центрируется. Маслоохладитель *10* находится внутри крышки турбины. Сервомоторы *16* расположены в нише *15* шахты турбины и снабжены вертикальными указателями хода *14*. Вода из крышки удаляется по трубе *20*, а протечки масла из сервомоторов — лекажным агрегатом *17*. Подводится вода по трубам *18*.

На рис. II.13 представлен разрез тихоходной радиально-осевой турбины, спроектированной и изготовленной ЛМЗ для ГЭС «Балимела». В турбине применена сварно-литая из двух частей спиральная камера *1*. В ней статор и фланцы отлиты из стали 20ГСЛ, а звенья свальцованы из листовой стали МСт3 и затем сварены со статором. Продольный (меридиональный) разъем, скрепленный болтами, позволяет разбирать камеру на части. К нижнему горизонтальному фланцу камеры прикреплено болтами нижнее кольцо *4* направляющего аппарата. Верхний фланец *21* отсасывающей трубы также прикреплен к кольцу *4* и образует камеру рабочего колеса. Направляющий аппарат характерен для этого типа турбин. В нем установлены 24 лопатки *5*, имеющие перья малой высоты ($b_0 = 0{,}1D_1$) и массивные длинные верхние цапфы. Крышка *8* турбины выполнена сварной из листовой стали МСт3; она массивная и высокая, что делает ее достаточно прочной. Подшипники *6* лопаток направляющего аппарата установлены в крышке турбины. Втулки верхних и нижней опор цапф лопатки выполнены из бронзы Бр.ОЦС6-6-3. Густая масляная смазка подводится к верхним опорам через корпус подшипника, а к нижней — по трубке *3* снизу. От воды подшипники ограждены U-образными уплотнениями из резины. Для выпуска протечек установлена трубка *2*. Внешний привод направляющего аппарата

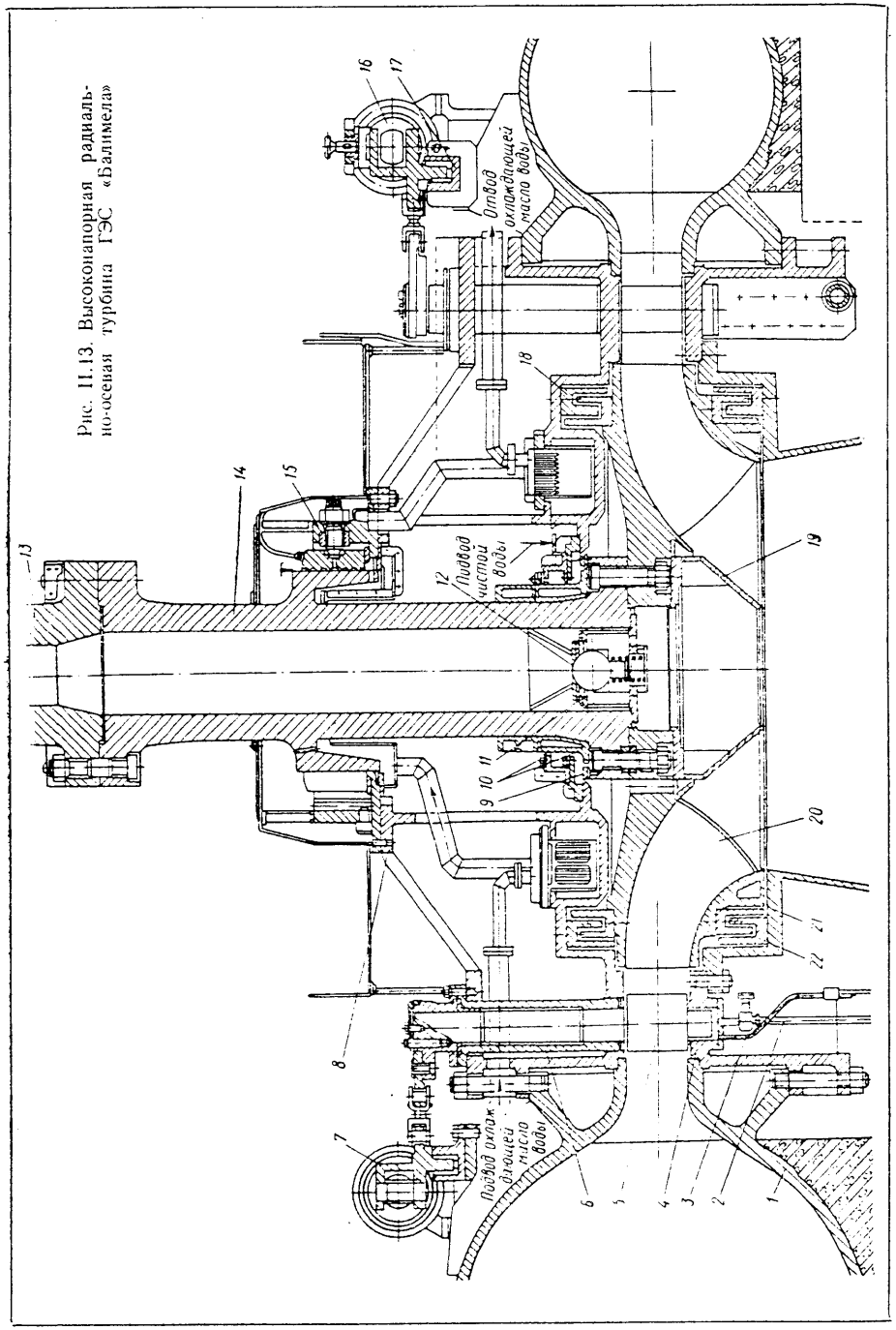

Рис. II.13. Высоконапорная радиально-осевая турбина ГЭС «Балимела»

отличается расположением регулирующего кольца *7* снаружи от лопаток. Сервомоторы *16* направляющего аппарата и опора *17* регулирующего кольца установлены на спиральной камере, что облегчает обслуживание и доступ к подшипнику и механизмам турбины.

Вал агрегата состоит из вала *14* турбины и вала *13* генератора. Толщина стенки вала $\delta_в = 0{,}28d_в$. Применен подшипник *15* турбины с масляной охлаждающей смазкой и самоустанавливающимися сегментами. Для предохранения подшипника от попадания воды из полости над рабочим колесом на фланце вала установлены двойные торцовые мембранные уплотнения *10*, к которым для промывки подводится чистая вода, а ниже них — ремонтные уплотнения *9*. В отверстии на нижнем торце вала установлен шаровой поплавковый клапан *11*, который пропускает воздух в зону турбины при понижениях давления за рабочим колесом, когда атмосферное давление преодолевает силу пружины, подпирающей шар *12*. Недостатком этой конструкции является невозможность управления впуском воздуха.

Рабочее колесо *20* турбины, имеющее типичную для тихоходных колес форму, отлито из нержавеющей износостойкой стали 10Х18Н3Г3Д2Л. При необходимости колесо может быть заменено через отсасывающую трубу. На его ступице установлено верхнее *18*, а на ободе нижнее *22* гребенчатые (П-образные) уплотнения, имеющие одинаковые размеры; их диаметр меньше, чем наружный диаметр рабочего колеса. Протечки в гребенчатых уплотнениях меньше, чем в обычных щелевых. Обтекаемый конус *19*, расположенный непосредственно за выходными кромками лопастей, отличается тем, что у его основания расположена круговая щель для равномерного выпуска подводимого воздуха. Вспомогательные устройства турбины аналогичны применяемым в турбинах других типов.

На рис. II.14 представлен разрез по мощной высоконапорной радиально-осевой турбине ГЭС «Черчилл-Фолс» (см. табл. I.3), изготовленной канадской фирмой «Доминьон и Мил».

Спиральная камера турбины сварная, выполнена из листовой стали толщиной до 70 мм. Применены типичные для высоких напоров лопатки направляющего аппарата с малой высотой пера и развитой верхней цапфой. Опора подпятника установлена на крышке турбины. Регулирующее кольцо выполнено необычно большой высоты, что объясняется высоким расположением сервомоторов в шахте турбины. Крышка турбины плоская. Подпятник установлен на крышке турбины на опоре, а подшипник турбины внутри опоры, т. е. так же, как в отечественных конструкциях. Рабочее колесо характерно для применяемых при этих напорах ($H = 300$ м) типов турбин. Верхнее уплотнение рабочего колеса гребенчатое, а нижнее — щелевое; в целях уменьшения осевой силы они расположены по окружности, близкой к окружности выходного диаметра. В конической части отсасывающей трубы предусмотрен проход, позволяющий снизу проникнуть к рабочему колесу, причем гайки болтов, крепящих рабочее колесо к валу, отвинчиваются также снизу, как на ГЭС «Балимела» (см. рис. II.13).

На рис. II.15 показана самая мощная ($N = 400$ МВт) современная радиально-осевая гидромашина ГАЭС «Роккуун-Маунтин» (США), работающая при напорах $H_{тур} = 394$ м и $H_н = 411$ м. Гидроагрегаты расположены в подземном помещении при заглублении рабочего колеса 40 м. Перед гидромашинами установлены шаровые затворы диаметром 3 м. Спиральная камера *19* рассчитана на рабочее давление 4,75 МПа и испытательное 7 МПа. Оболочка камеры сварная, выполненная из четырех секций, которые при монтаже окончательно приваривали к статору. Эта спиральная камера имеет внутренние вуты *18*, что позволило сделать все сечения камеры круглыми. Направляющий аппарат имеет $b_0 = 0{,}178D_1$, $D_0 = 1{,}2D_1$; его 20 лопаток *17* выполнены из нержавеющей стали (13% Cr; до 3,9% Ni) с $\sigma_т = 665$ МПа. Привод направляющего аппарата

обычный: с рычагами *13*, серьгами-стяжками *1*, регулирующим кольцом *4*, установленным на надставке *6*, двумя сервомоторами *3*, установленными в нишах шахты *2*. Крышка *14* гидромашины, оригинальной открытой по периферии

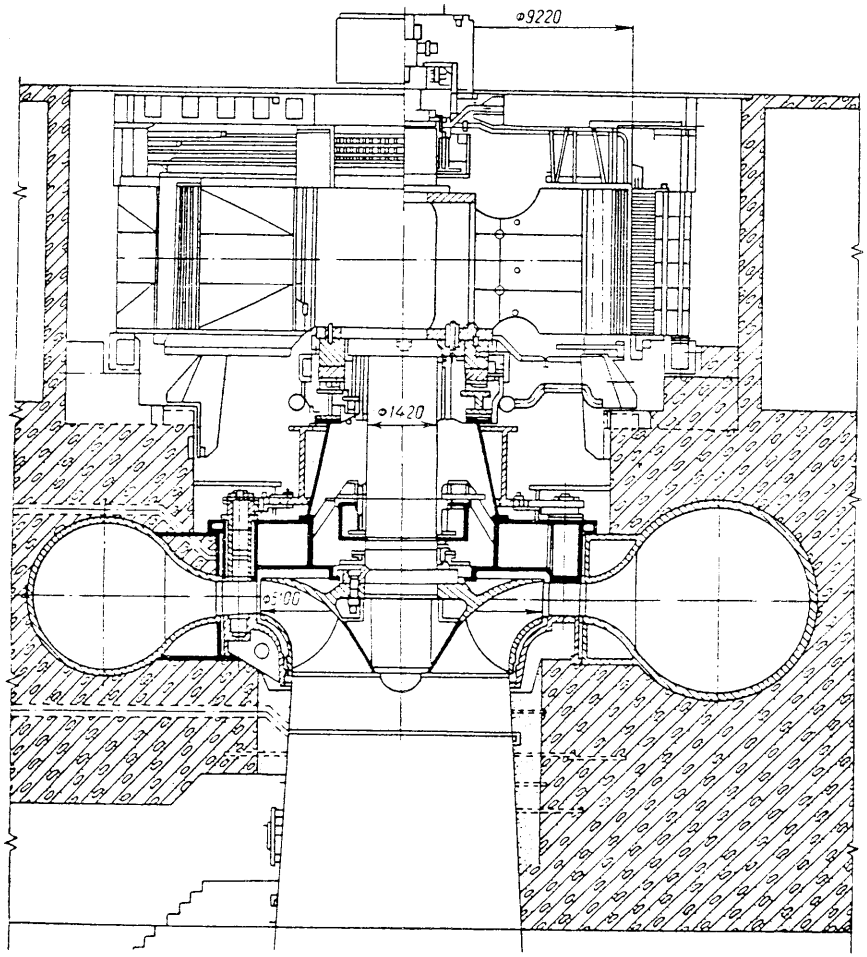

Рис. II.14. Гидроагрегат с радиально-осевой высоконапорной турбиной ГЭС «Черчилл-Фолс»

конструкции, с установленными непосредственно в крышке втулками опор *15* и *16* верхней цапфы.

Рабочее колесо *24* с шестью лопастями в этой насос-турбине выполнено из нержавеющей стали. Его диаметр $D_{1\,гм}$ больше диаметра колеса обычной турбины $D_{1\,тур}$ той же мощности примерно на 40%. Это следует из соотношения приведенных расходов $Q'_{1\,тур} \approx 2Q'_{1н}$. Принимая $\eta_{тур} \approx \eta_н$, получим

$$D_{1\,гм} = D_{1\,тур}\sqrt{Q'_{1\,тур}/Q'_{1н}} = D_{1\,тур}\sqrt{2}.$$

В турбине применены кованый толстостенный вал, который состоит из вала *10* гидромашины и вала *8* электромашины, и направляющий подшипник с масля-

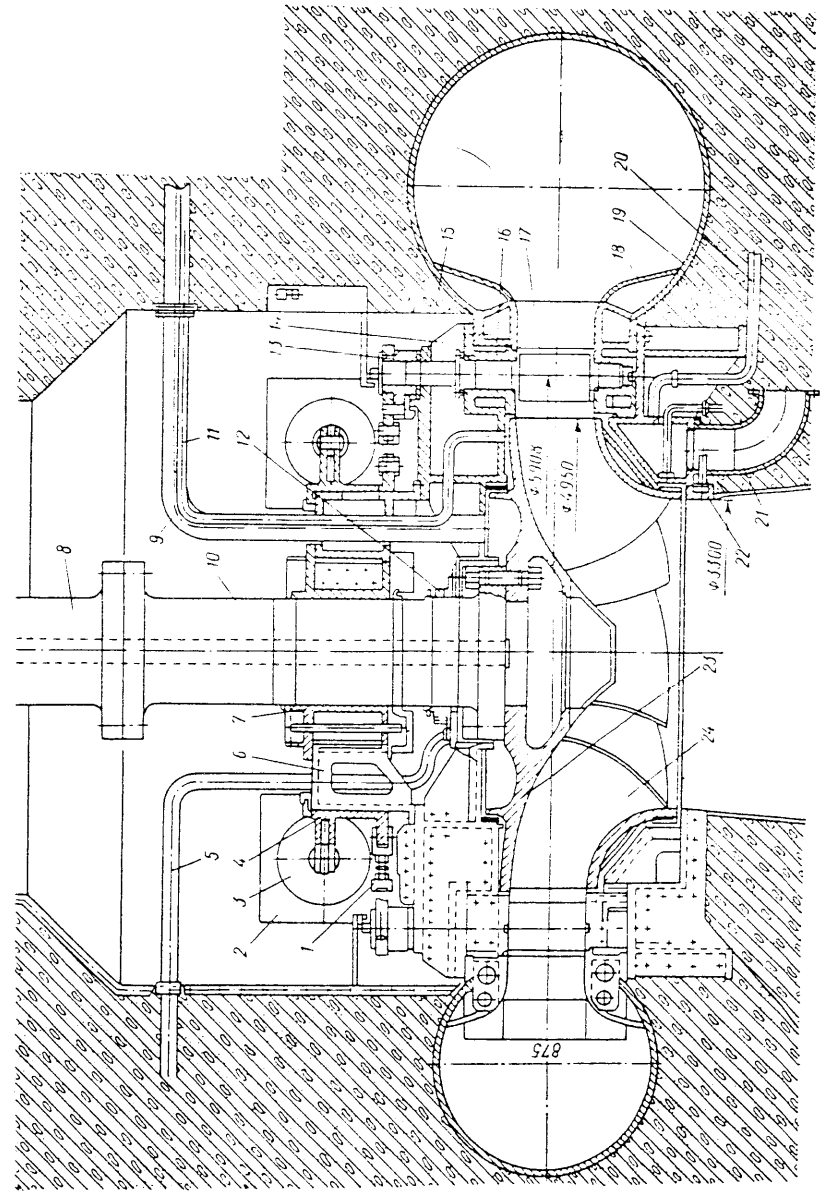

Рис. II.15. Обратимая радиально-осевая гидромашина ГЭС «Роккуун-Мачтинг» мощностью 400 МВт (США)

ной смазкой и массивным кольцевым вкладышем *7*. Для разгрузки ступицы рабочего колеса установлена труба *9*. Подвод воздуха под рабочее колесо производится через камеру *22*. Промывающая и охлаждающая вода подводится к уплотнениям *12* вала и уплотнениям *23* колеса по трубам *5*, *11* и *20*. Для опорожнения полости колеса установлена труба *21*.

§ II.3. Диагональные гидротурбины

Диагональные рабочие колеса с жестко закрепленными лопастями были разработаны чешским инж. Ловачеком в начале XX в., однако их рабочая характеристика была столь же крутой и узкой, как у пропеллерных осевых турбин, поэтому широкого применения они не получили.

В 1950 г. профессором В. С. Квятковским в СССР была предложена диагональная гидротурбина с поворотными лопастями[1]. В 1952 г. на диагональную поворотнолопастную турбину с приоритетом тоже от 1950 г. в ряде стран за рубежом был взят патент П. Дериацем. Диагональные турбины этой системы обладают столь же пологой рабочей характеристикой, как и осевые поворотнолопастные турбины, но превосходят их по кавитационным качествам и поэтому применяются при более высоких напорах, где имеют преимущества и по к. п. д. По сравнению с радиально-осевыми турбинами они являются более быстроходными, превосходят их по средневзвешенному к. п. д., но уступают по максимальным значениям к. п. д. и кавитационным качествам. За последние 20 лет диагональные гидротурбины нашли значительное применение как системы, позволяющие использовать преимущества поворотнолопастных турбин при повышенных напорах. Кроме того, обладая хорошими свойствами в обратимом режиме, они используются в качестве насос-турбин для ГАЭС (см. табл. I.4). Эти их свойства объясняются некоторыми конструктивными особенностями и условиями преобразования энергии потока. Исследования различных типов диагональных турбин изложены в работе [24].

В диагональных турбинах может быть применен как конический (рис. II.16, *б*), так и обычный (рис. II.16, *а*) радиальный направляющий аппарат с вертикальным расположением осей лопаток. Как показали исследования, энергетические качества при коническом и радиальном аппаратах остаются практически одинаковыми. Только при малой мощности незначительное повышение к. п. д. дает конический направляющий аппарат. В изготовлении радиальный аппарат проще, трудозатраты на единицу массы в нем меньше, поэтому в последних диагональных турбинах он нашел преимущественное применение.

Быстроходность диагональных турбин и области их применения при различных напорах в большой мере зависит от конструкции и формы проточной части турбины. При этом при заданном диаметре D_1 решающую роль играют (рис. II.16) высота направляющего аппарата b_0, длина лопасти $l_{лс}$, ширина лопасти $b_{лс}$; угол наклона лопастей θ; число лопастей z; их толщина δ; густота решетки $l_{лс}/l_{шг}$, которая увеличивается от периферии к ступице; диаметр горловины отсасывающей трубы $D_{гор}$; диаметр ступицы $d_{ст}$. Влияние этих элементов аналогично их влиянию в осевых и радиально-осевых турбинах. Увеличение b_0, $b_{лс}$, θ, $D_{гор}$, уменьшение $l_{лс}/l_{шг}$ и $d_{ст}$ ведет к увеличению пропускной способности Q_1', быстроходности n_s и кавитационного коэффициента σ и наоборот. Однако в диагональных турбинах имеются бо́льшие возможности варьировать эти параметры, если изменять угол θ.

Применяются три значения угла θ: 30, 45 и 60°, причем $\theta = 30°$ соответствует тихоходным, а $\theta = 60°$ — быстроходным турбинам. Наибольшее применение при средних и повышенных напорах нашли рабочие колеса с $\theta = 45°$. Диагональные турбины принято обозначать с указанием угла наклона лопастей, например Д30, Д60, Д45.

[1] Авт. свид. № 88906.

Угол θ оказывает большое влияние на гидродинамические свойства турбины. Применение колеса с $\theta = 60°$ позволяет увеличить средний диаметр рабочего колеса $D_{ср} = (D_1 + d_{ст})/2$ и его быстроходность, а применение $\theta = 30°$ — уменьшить $D_{ср}$ и быстроходность. Уменьшение угла θ (увеличение наклона лопастей) способствует увеличению составляющей центробежной

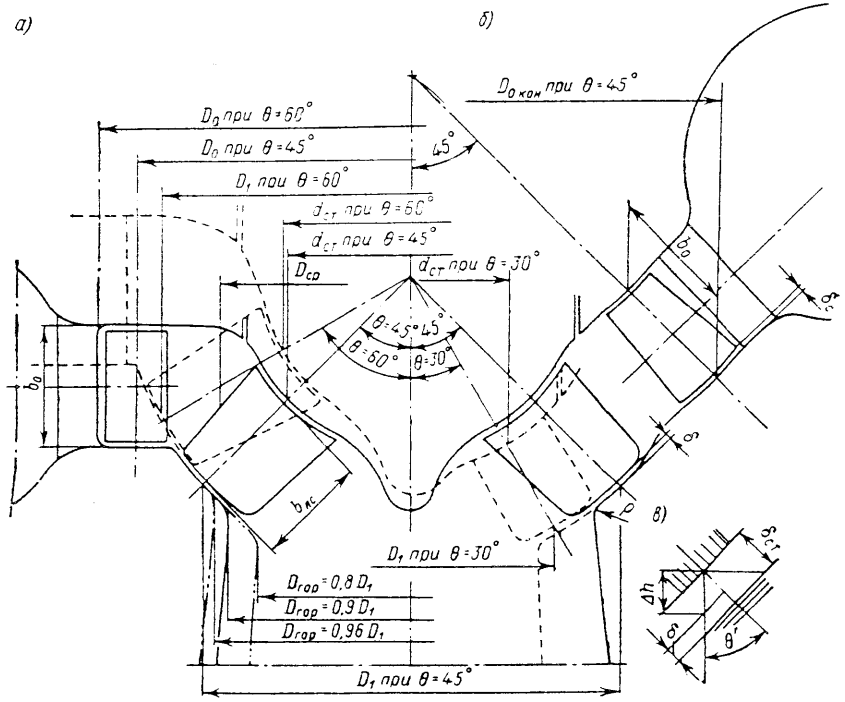

Рис. II.16. Схемы проточного тракта диагональной турбины

силы, создающей момент, противодействующий изгибающему моменту, возникающему под влиянием сил гидравлического давления и веса пера лопасти.

Угол наклона связан с шириной лопасти в радиальном направлении зависимостью $b_{лс} = (D_1 - d_{ст})/2 \sin\theta$. Отсюда при заданных D_1 и $d_{ст}$ и уменьшении θ увеличиваются $b_{лс}$ и проходное сечение рабочего колеса. Таким образом, в диагональной турбине, уменьшая или увеличивая $d_{ст}$ при заданном θ и D_1, можно соответственно изменять $b_{лс}$, причем в большей мере, чем это достигается в осевых турбинах, и получить тот же эффект изменения быстроходности, как и при изменении угла. Этим часто пользуются, принимая $\theta = 45°$ как при относительно малых, так и повышенных напорах.

С углом θ определенным образом связан и диаметр горловины $D_{гор}$. По условиям обеспечения наибольшей пропускной способности, как показали исследования, в быстроходных диагональных турбинах этот диаметр составляет $D_{гор} = 0{,}98D_1$, а в тихоходных $D_{гор} = (0{,}85 \div 0{,}9)\,D_1$. Переход от поверхности камеры рабочего колеса к конусу отсасывающей трубы должен быть плавным, обычно его описывают радиусом ρ. Однако при большом диаметре горло-

вины значение ρ должно быть малым (рис. II.16), иначе зазор между лопастью и камерой в зоне выходной кромки будет слишком большим. При увеличении относительного размера горловины растет пропускная способность турбины, в то же время скорости в потоке на выходе из рабочего колеса могут не увеличиваться и становятся более равномерными, что приводит к улучшению кавитационных качеств (уменьшению σ). В случае использования диагональных турбин при повышенных напорах улучшение кавитационных качеств является исключительно важным, поэтому в СССР применяют горловины, имеющие диаметр, близкий к диаметру рабочего колеса. Слишком малые $D_{гор}$ ухудшают кавитационные качества, уменьшают пропускную способность и понижают к. п. д. Рекомендуемые Московским энергетическим институтом параметры диагональных гидротурбин, полученные в результате испытаний моделей, даны в табл. II.2.

Таблица II.2

Рекомендуемые параметры диагональных гидротурбин

Параметры	Д60 быстроходные	Д45 средней быстроходности	Д30 тихоходные
Диапазон напоров, м	25—75	60—130	120—200
Число лопастей	6—9	8—10	10—12
Втулочное отношение $K_{вт}$	0,43—0,55	0,55—0,65	0,75—0,775
Относительная ширина лопасти	0,33—0,26	0,32—0,25	0,24—0,225
Относительный диаметр горловины камеры	0,995—0,975	0,995—0,975	$\leqslant$0,975
Относительная высота лопатки радиального направляющего аппарата	0,4—0,375	0,35—0,3	0,225—0,2
Относительный диаметр расположения осей лопаток направляющего аппарата (при $z_0 = 24$)	1,25—1,30	1,3—1,35	1,35—1,385
Относительная высота отсасывающей трубы	2,3	2,3—2,1	2,1—1,9
Приведенный расход в оптимуме Q_1', л/с	1200—950	900—700	650—500
Приведенная частота вращения в оптимуме n_1', об/мин	115—95	95—80	85—75

Поворот потока в диагональной турбине происходит как перед рабочим колесом (частично), так и на выходе из него, а проходные сечения в пределах колеса (в турбинном режиме) постепенно уменьшаются. Течение, если рассматривать абсолютные скорости, является более конфузорным, чем в осевых турбинах, причем зона наибольших скоростей оказывается также на выходе из рабочего колеса, а корпус рабочего колеса не стесняет поток на выходе. В этих условиях при одинаковых приведенных расходах наибольшие скорости потока в диагональном рабочем колесе оказываются меньшими, чем в осевом, а кавитационные качества лучшими. Этим же объясняются хорошие свойства обратимых диагональных гидромашин. В насосном режиме поток, проходя в обратном направлении, встречает все более расширяющиеся сечения и его диффузорность оказывается достаточной для постепенного перехода кинетической энергии в энергию давления.

Большое значение в диагональных турбинах имеет зазор δ между наружными кромками лопастей и поверхностью камеры рабочего колеса, показанный на рис. II.16, *в*. Увеличение этого зазора в диагональных турбинах приводит к понижению к. п. д., мощности и увеличению кавитационного коэффициента σ в большей мере, чем в осевых турбинах.

Физическая природа явлений, вызывающая этот эффект, недостаточно выяснена. Можно предположить, что при наличии зазора на выходе из рабочего колеса скорости сильно возрастают и образуется завихренный слой в потоке, который, попадая в горловину, пересекает поток и, отрываясь от стенок, образует кольцевой вихрь на входе. Это приводит к уменьшению действующего сечения в горловине и повышению местных значений скорости. Из этих соображений желательно в диагональных турбинах зазор принимать равным $(0{,}0007 \div 0{,}001)\,D_1$, но при этом его минимальные фактические значения не должны быть меньше $0{,}0005D_1$. При нагружении рабочего колеса гидравлической осевой силой его центр перемещается вдоль оси турбины на Δh, т. е. на значения прогиба опоры, несущей пяту агрегата, и растяжения вала. При этом зазор между лопастью и камерой уменьшается на $\delta' = \Delta h \cos\theta'$, где θ' — угол между направлением радиуса, проведенного к точке, в которой определяется зазор, и осью турбины. Наибольшие δ' будут, очевидно, при минимальных θ' у горловины отсасывающей трубы. Поэтому при сборке, когда сила гидравлического давления отсутствует, зазор следует задавать как сумму $\delta_{ст} = \delta + \delta'$ и указывать точку, в которой он задан.

Установки диагональных турбин подобны установкам осевых и радиально-осевых турбин на напоры 50—150 м (см. рис. II.3 и II.8).

На рис. II.17 показана конструкция самой мощной современной диагональной турбины мощностью 220 МВт, спроектированной и изготовленной ЛМЗ для Зейской ГЭС (см. табл. I.4). Сварные спиральная металлическая камера *19* с круглыми сечениями и статор *3*, выполнены так же, как в усть-илимских и токтогульских гидротурбинах, с мягкой прокладкой на верхней поверхности спиральной камеры. Как в большинстве диагональных турбин, применен радиальный направляющий аппарат с обычными лопатками *21*. Нижняя опора лопаток расположена в нижнем кольце *22* направляющего аппарата, две верхние — в корпусах *5* подшипников, установленных в крышке *4* турбины. Сборка направляющего аппарата ведется так же, как в токтогульских гидротурбинах. Предусмотрено промежуточное кольцо *6*. Это позволяет достигнуть минимальных торцовых зазоров. Опора *16* пяты установлена на крышке турбины, поэтому осевая сила через крышку турбины передается на статор. Такая конструкция в диагональных турбинах применена впервые. Крышка турбины, нижнее кольцо направляющего аппарата, опора пяты, регулирующее кольцо выполнены сварными из проката МСт3 и состоят, как обычно, из отдельных секторов, скрепленных болтами и штифтами.

Привод лопаток состоит из рычагов *18* со срезными пальцами, серег *9* со стяжками и регулирующего кольца *17* коробчатого сечения. Сдвоенные сервомоторы *10* установлены на опоре подпятника и связаны с пальцами регулирующего кольца посредством кулисы и камня *11*. Все узлы трения направляющего аппарата снабжены вкладышами из наполненного фторопласта, не требующими смазки.

Единый тонкостенный сварно-кованый вал *13* агрегата соединен с рабочим колесом *20* и ротором генератора фланцами. Обычный подшипник 14 турбины на водяной смазке с обрезиненными сегментами установлен на основании опоры подпятника, что позволило поднять корпус подшипника выше уровня крышки турбины и совместить с ней корпус рабочего колеса. Центрируется подшипник отжимными болтами.

Рабочее колесо содержит десять расположенных под углом 45° к оси турбины лопастей *23*, отлитых из нержавеющей стали 0Х12НДЛ. Механизм поворота *8* лопастей выполнен со сдвоенным дифференциальным сервомотором, создающим бо́льшие усилия при ходе поршней вверх — на открытие лопастей — и меньшие при ходе вниз — на закрытие. Его применение целесообразно потому, что гидравлический момент, действующий на закрытие лопасти больше, чем гидравлический момент на открытие.

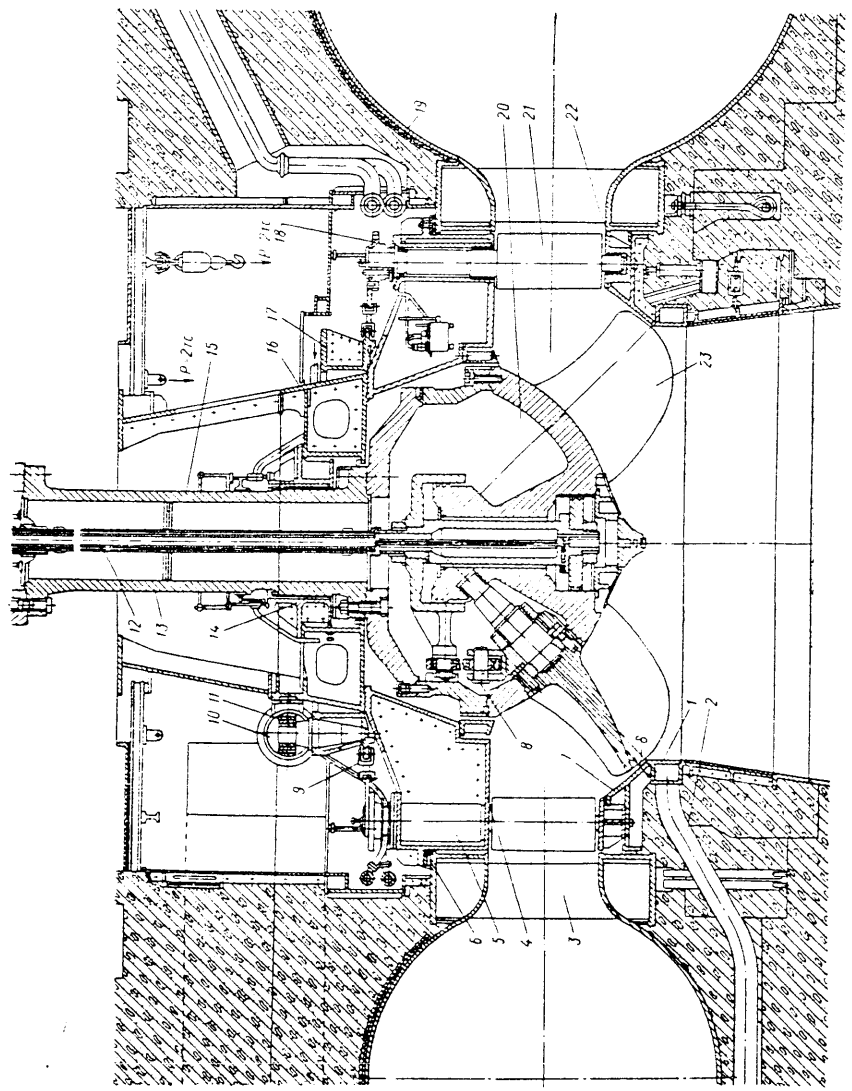

Рис. II.17. Диагональная гидротурбина Д45 Зейской ГЭС

Камера *7* рабочего колеса сварная, сферическая, омываемая, поверхность которой выполнена из нержавеющей стали. Диаметр горловины принят близким к диаметру рабочего колеса ($D_{гор} = 0{,}996D_1$), а переход к отсасывающей трубе *1* выполнен в виде цилиндрического пояса с расположенной за ним кольцевой камерой, для подвода воздуха в компенсаторном режиме. Камера соединена с компрессорной установкой трубопроводом *2*. Масло к рабочему колесу подается через маслоприемник по штангам *12*, которые центрируются внутри вала дисковой опорой *15*, приваренной к ним посередине пролета.

§ II.4. Горизонтальные капсульные гидротурбины и их установки

В начале 1930-х годов в связи с широким использованием энергоресурсов равнинных рек и необходимостью уменьшить стоимость установленного киловатта мощности в низконапорных гидроустановках возникла идея сооружения водосливных ГЭС. Для этого оказалось необходимым применение систем гидроагрегатов, хорошо встраивающихся в плотину и позволяющих совместить ее со зданием ГЭС, уменьшить длину плотины и вписать ее в русло реки. При напорах до 15—20 м наилучшим образом этим условиям отвечают водосливные ГЭС с горизонтальными агрегатами, которые, имея прямой проточный тракт, позволяют увеличить пропускную способность турбины, уменьшить размеры агрегатов, расстояния между их осями и упростить конструкцию сооружения. При напорах свыше 20 м горизонтальные агрегаты начинают уступать менее металлоемким вертикальным агрегатам, которые при этих напорах удается разместить внутри водосливной плотины (Камская, Плявинская и др. ГЭС).

Прямоточная турбина, схема которой показана на рис. II.18, *а*, обладает высокими пропускной способностью и к. п. д., что объясняется наличием прямолинейного течения в подводящем канале *1* перед турбиной, в направляющем аппарате *2* и рабочем колесе *3*, а главное в прямой отсасывающей трубе *4*. При таком проточном тракте скорости в потоке оказываются большими, а потери энергии — малыми. При исследовании на ЛМЗ прямоточной модели с $D_1 = 0{,}25$ м (без обода на рабочем колесе) к. п. д. достигал 92%, а приведенный расход был выше, чем в вертикальных осевых моделях, на 25%. Эта схема является наилучшей и по компоновке в водосливной плотине. Однако она оказалась ненадежной в эксплуатации, и от нее пришлось отказаться.

В последние десятилетия широкое распространение получили горизонтальные капсульные агрегаты, в которых при диаметре капсулы, близком к диаметру рабочего колеса, удалось получить к. п. д. и быстроходность близкими к этим же показателя идеальной прямоточной схемы.

На рисунках I.1, *д*, II.18, *б* и *в* показаны агрегаты с верховым расположением капсулы, отличающиеся друг от друга внутренним (рис. I.1, *д* и II.18, *в*) или вынесенным положением капсулы (II.18, *б*). Последний вариант позволяет уменьшить ширину плотины, но конструкция ограждений перед агрегатом, необходимых при его осушении в случае ремонта, получается более сложной. Низовое расположение капсулы (рис. II.18, *г*) значительно усложняет конструкцию и ухудшает гидродинамические качества турбины. Такие агрегаты были выполнены как опытные (ГЭС «Аржанта», ГЭС «Комбейрак» во Франции) и в дальнейшем не применялись. С целью уменьшения $D_{кап}$ до $0{,}6D_1$ применяются агрегаты со встроенным в капсулу мультипликатором и высокооборотным генератором (рис. II.18, *в*). Такой агрегат имеет высокую пропускную способность, хороший гидравлический к. п. д., который, однако, из-за потерь в мультипликаторе на валу агрегата уменьшается на 2%. Кроме того, мультипликатор трудно выполнить в мощных турбинах из-за больших размеров зубчатых колес; по сравнению с другими узлами турбины он быстро изнашивается.

При малых диаметрах капсулы ($D_{кап} \leqslant D_1$) и соответственно малых диаметрах генератора горизонтальные агрегаты имеют недостаточный по условиям регулирования маховой момент ротора, что затрудняет их применение на ГЭС, имеющих большую относительную мощность в энергосистеме.

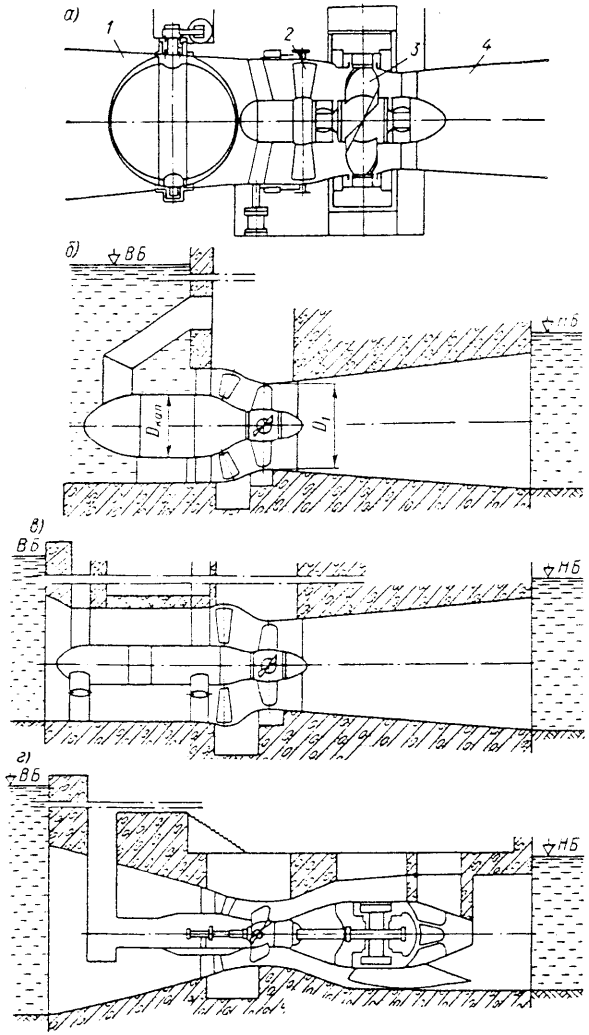

Рис. II.18. Горизонтальные агрегаты: *а* — прямоточный; *б* — с внешним верховым расположением капсулы; *в* — с внутренним верховым расположением капсулы и мультипликатором; *г* — с низовым расположением капсулы в отсасывающей трубе

Увеличение размеров и мощности горизонтальных агрегатов ведет к увеличению прогибов их элементов, относительному уменьшению жесткости и, как следствие, к снижению частоты их собственных колебаний. При достижении частот вынужденных колебаний это может привести к резонансу, что недопустимо. Поэтому увеличение размеров возможно осуществлять только постепенно (от агрегата к агрегату), что требует длительного времени и является трудной проблемой. Для увеличения жесткости и динамической устойчивости агрегата применяется ряд мер, из которых главными являются увеличение жесткости капсулы, статоров и их креплений, а также вала. Следует отметить, что горизонтальные капсульные агрегаты удовлетворительно работают в насосном режиме и часто используются в качестве обратимых гидромашин на низконапорных ГАЭС.

Преимущества горизонтальных гидротурбин по сравнению с вертикальными поворотнолопастными турбинами подтверждают данные табл. I.2 и I.5. При одинаковых размерах масса капсульного агрегата больше массы поворотнолопастного вертикального, но благодаря большей быстроходности удельные массы отличаются мало. При одинаковых мощностях N, к. п. д. η, напорах H диаметр рабочего колеса горизонтальной гидротурбины $D_{1г}$ получается меньше диаметра вертикальной $D_{1\,врт}$, так как приведенный расход $Q'_{1г}$ горизонтальных турбин больше, чем вертикальных $Q'_{1\,врт}$.

Отсюда

$$D_{1г} = D_{1\,врт} \sqrt{Q'_{1\,врт}} / \sqrt{Q'_{1г}}. \qquad (II.1)$$

Например, при увеличении приведенного расхода на 25% диаметр получается меньше на 11%. Кроме того, скорость вращения горизонтальных турбин возрастает (на 8—10%) благодаря свойственной им повышенной приведенной частоте вращения.

На рис. II.19 показан капсульный гидроагрегат с поворотнолопастной горизонтальной гидротурбиной Киевской ГЭС (см. табл. I.5), размещенный в отсеках водосливной плотины. Паводок пропускается над агрегатами при поднятых щитах *1* по водосбросным каналам, отделенным друг от друга бычками. Вода из аванкамеры, в которой расположены решетки и пазы для щитов и шандоров, подводится к турбине по каналу, прямоугольное сечение которого у капсулы *14* (имеющей диаметр $D_{кап} \approx D_1$) переходит в круглое с диаметром $2D_1$. Над местом расположения генератора канал закрыт съемным металлическим перекрытием *3* сварной конструкции. Вокруг турбины и над каналом образовано помещение *8*, закрытое сверху железобетонными съемными плитами *2* и *4*.

Капсула выполнена сварной. В ее середине установлен генератор, корпус *5* которого укреплен болтами на сварном статоре *6*. К корпусу прикреплена болтами головная часть *13* капсулы. Статор, растяжки *15* и вертикальная колонна *16* с проходом в головную часть создают необходимую жесткость крепления капсулы. Колонны статора, из которых верхняя расширена и используется для прохода в турбинную часть капсулы, сварены из проката и имеют обтекаемые профили. Наружное кольцо статора забетонировано в нижней части, а его верхняя часть крепится болтами к перекрытию и вместе с примыкающими к ней колоннами и частью внутреннего кольца, образующего горловину капсулы, снимается при монтаже и демонтаже ротора агрегата. Перед рабочим колесом *9* с четырьмя поворотными лопастями установлен конический направляющий аппарат *7* с наружным приводом и плотно запирающимися 16 лопатками, что позволяет не применять быстропадающие щиты. От рабочего колеса вода прямой отсасывающей трубой *10* отводится в нижний бьеф. Камера *12* рабочего колеса и горловина *11* отсасывающей трубы выполнены сварными и забетонированы только в нижней части; их верхние части выполнены съемными. Монтаж и демонтаж агрегата производится с помощью козлового крана, передвигающегося по плотине. Ротор агрегата с единым валом турбины и генератора монтируют целиком. При этом перекрытия *2*, *4* и часть корпуса *5* снимают. Шандоры устанавливают на входе в аванкамеру и на выходе из отсасывающей трубы, где для них имеются пазы.

Конструкция капсульного агрегата с поворотнолопастным рабочим колесом, разработанного ЛМЗ для Перепадных ГЭС (см. табл. I.5), схематично показана на рис. II.20. Его проточная часть аналогична агрегату Киевской ГЭС. Капсула *1* образована из конических и цилиндрических оболочек и сварена из листовой стали. Опирается капсула на статор турбины *14*, вертикальную колонну *17*, расположенную в ее головной части, и две поперечные распорки, заменяющие растяжки. Статор имеет восемь радиальных колонн, соединяющих его внутреннее и наружное кольца. Проходы в капсулу предусмотрены через верхнюю часть головной колонны и верхнюю расширенную колонну *4* статора. На основании расчетов на динамические нагрузки толщина стенки капсулы была принята без излишних запасов, что благоприятно сказалось на удельной массе агрегата.

Вал агрегата состоит из вала *8* турбины и вала *15* генератора и опирается на два сегментных подшипника с масляной смазкой: генераторный опорно-упорный *16* и турбинный опорный *12*, расположенный в горловине *11* капсулы. Примененные в них самоустанавливающиеся в осевом и меридианном

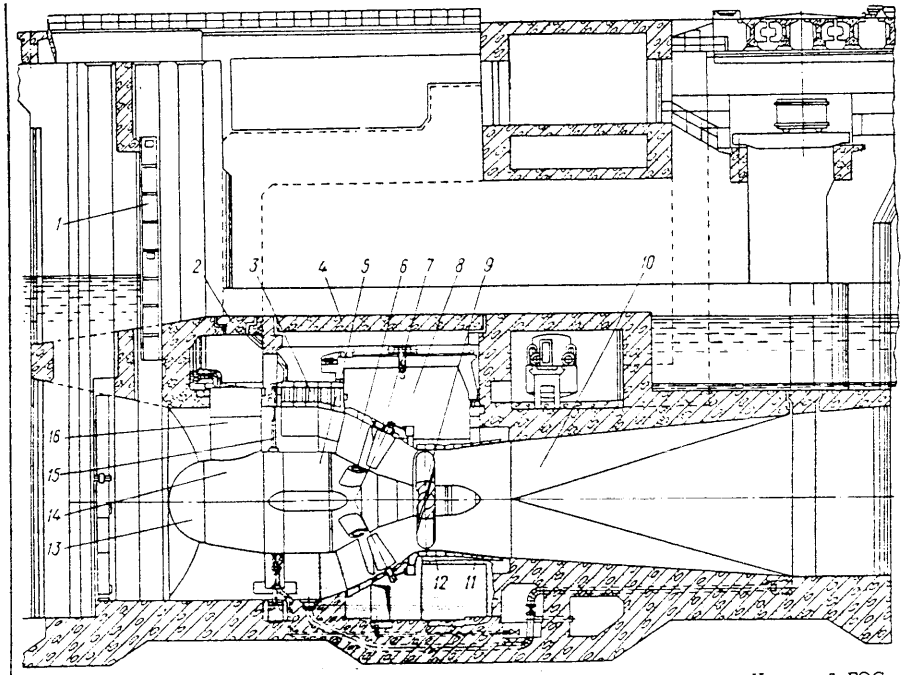

Рис. II.19. Разрез по зданию и капсульному поворотнолопастному агрегату Киевской ГЭС

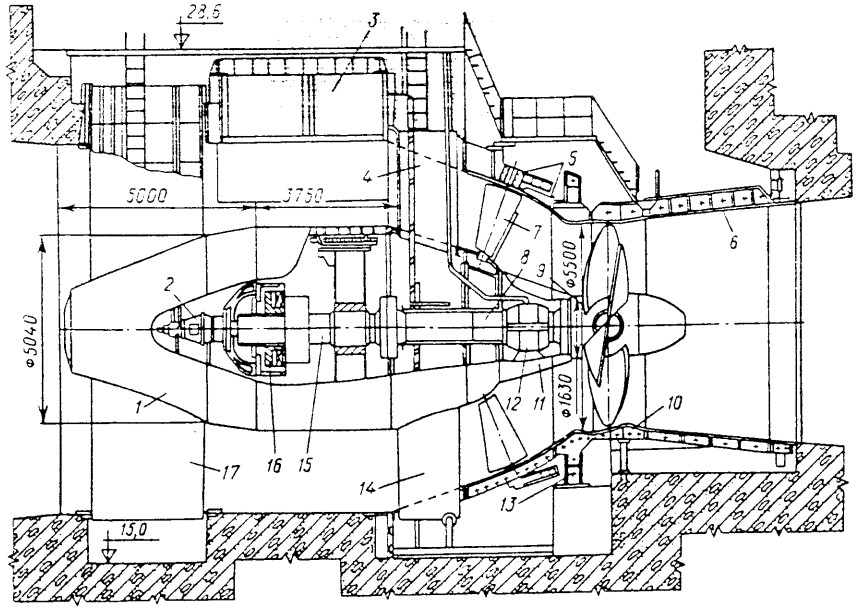

Рис. II.20. Капсульный гидроагрегат Перепадных ГЭС

направлениях сегменты равномерно воспринимают нагрузку и позволяют увеличить ее до 3 МПа вместо принятой ранее 2 МПа.

В направляющем аппарате применены конические лопатки *7*, привод которых *5* и *3* выполнен со сферическими шарнирами (см. § IV.1). Наружное кольцо направляющего аппарата, камера рабочего колеса *10* и горловина *6* отсасывающей трубы имеют горизонтальные разъемы и так же, как съемное перекрытие *3*, не забетонированы, что позволяет вести раздельно монтаж ротора турбины и генератора.

В генераторе предусмотрено водяное охлаждение обмоток ротора (приоритет СССР), что позволило уменьшить размеры и массу генератора. Подвод воды к ротору генератора и масла к рабочему колесу осуществлен через водомаслоприемник *2*, установленный на конце вала генератора. Между валом и капсулой у рабочего колеса установлены рабочие и ремонтные уплотнения *9*.

Самые крупные и мощные горизонтальные гидротурбины Саратовской ГЭС и ГЭС «Джен-Пег» описаны в работах [22, 29, 54].

§ II.5. Ковшовые гидротурбины

Ковшовые гидротурбины являются единственной системой активных турбин, применяемых в мощных агрегатах при напорах от 300 до 1767 м (на ГЭС «Райссек» Швейцария). В области напоров 300—600 м они в последние годы уступают свое место более быстроходным радиально-осевым турбинам, имеющим меньшую удельную массу и стоимость установленного киловатта мощности.

Другие системы активных гидротурбин: наклонно-струйные (Тюрго), двойного действия (Банки) и др., применяются в установках средней и малой мощности.

Ковшовые турбины по положению вала разделяют на горизонтальные и вертикальные, имеющие существенные конструктивные отличия. В XIX и начале XX вв. применялись только горизонтальные турбины, однако в дальнейшем их стали вытеснять более быстроходные турбины с вертикальным валом, имеющие теперь преимущественное применение (см. табл. I.6).

Основным преимуществом ковшовых турбин, позволяющим применять их при самых высоких напорах, является отсутствие явно выраженных в них кавитационных явлений и, как следствие, незначительный кавитационный износ. Объясняется это тем, что преобразование энергии на рабочем колесе происходит при давлении, близком к атмосферному, и динамическое разрежение, которое может возникнуть только внутри слоя жидкости, мало. Только в отдельных установках наблюдаются следы кавитационных разрушений ковшей рабочего колеса. Наиболее подвержены износу насадки и иглы сопел, но их легко заменить. Положительными качествами ковшовых турбин являются малая зависимость их к. п. д. от изменения мощности (пологая рабочая характеристика) при малых изменениях напоров; возможность сохранения оптимальных значений к. п. д. при регулировании мощности отключением отдельных сопел (желательно попарно); малая разгонная частота вращения $n_{разг} = (1{,}7 \div 1{,}8)\, n$, где n — нормальная частота вращения; малая склонность к вибрациям; более простая конструкция некоторых основных узлов и элементов турбины.

Основной недостаток ковшовых турбин — их малая быстроходность и, как следствие, большая металлоемкость. Объясняется это парциальностью действия потока на рабочем колесе, причем в каждый момент времени работает только часть ковшей. Уменьшение парциального действия и увеличение быстроходности достигается за счет увеличения числа сопел $z_{сп}$.

Быстроходность, рассчитанная на одно сопло по известной формуле $n_{s1} = 3{,}65 n_1' \sqrt{Q_1' \eta}$, колеблется для различных типов в пределах 12—22,5 об/мин (см. табл. I.6). Для турбины с $z_{сп}$ соплами при неизменных D_1, Q_1', n_1' и η, полагая общий приведенный расход $Q_{1z}' = \sum_1^z Q_1'$, быстроходность выражают как $n_{sz} = \sqrt{z_{сп}} n_{s1}$, в шестисопловых турбинах она достигает 55 об/мин, Быстроходность на сопло в большой мере зависит от относительного диаметра струи, определяемого коэффициентом $K_{стр} = d_{стр}/D_1$, где $d_{стр}$ — диаметр струи, или коэффициентом $K_d = D_1/d_{стр}$. Коэффициенты $K_{стр}$ и K_d косвенно определяют степень заполнения ковша, а вместе с числом сопел — степень заполнения рабочего колеса водой, т. е. интенсивность использования энергии потока. Это подтверждает формула, выражающая мощность ковшовой турбины через скорость струи $v_{стр} = \varphi \sqrt{2gH}$, или

$$N = 9{,}81 z_{сп} \pi K_{стр}^2 D_1^2 H^{3/2} \eta \varphi \sqrt{2g}/4, \qquad (II.2)$$

где все обозначения известны. Увеличение числа сопел и относительного диаметра струи, как это следует из формулы (II.2), повышает мощность, а следовательно, и быстроходность турбины. Однако возможности такого повышения ограничены условиями отвода воды от рабочего колеса.

При горизонтальном положении вала агрегата хороших условий отвода воды от колеса удается достичь только при одном или двух соплах. При вертикальном вале вода, сходящая с рабочего колеса, отбрасывается в стороны и меньше влияет на струи, поэтому число сопел обычно принимают от 4 до 6, а в тех случаях, когда стремятся достичь максимума к. п. д., снижают их число до 2 или 3.

Увеличение степени заполнения ковшей при слишком больших значениях $K_{стр}$ приводит к тому, что увеличиваются потери и к. п. д. уменьшается как по условиям механического преобразования [39], так и по практическим возможностям использования энергии в толстом слое воды, сходящем в этом случае не только с боковых, но и с задней и передней кромок ковша. При чрезмерном утолщении слоя возникают условия для появления и развития кавитации. Наибольшие допустимые значения $K_{стр}$ зависят от скорости струи $v_{стр} = \varphi \sqrt{2gH}$ (где ($\varphi = 0{,}98 \div 0{,}99$ — скоростной коэффициент сопла); относительных размеров и формы ковша; числа сопел. При уменьшении $K_{стр}$ и постоянном значении $z_{сп}$ к. п. д. повышается, так как улучшаются условия схода потока. Пользуясь этим, можно при большем $z_{сп}$ уменьшить $K_{стр}$ и сохранить или несколько улучшить к. п. д.

Таким образом, повышение быстроходности ковшовых турбин допустимо только в определенных пределах, так как может привести к понижению к. п. д. Принятые в современных ковшовых турбинах числа сопел и коэффициенты $K_d = 1/K_{стр}$ даны в табл. I.6.

В целях увеличения быстроходности ковшовых турбин при сохранении оптимальных условий разработан ряд специальных конструкций. Еще в начале XX в. появились сдвоенные горизонтальные гидротурбины, оборудованные двумя рабочими колесами на одном валу и четырьмя соплами. С целью повышения быстроходности вертикальных турбин в СССР Г. В. Чужиным, С. К. Бугриным и другими, предложена конструкция [1], в которой рабочие колеса расположены одно над другим и число сопел доведено до двенадцати.

К недостаткам ковшовых турбин следует отнести их меньший по сравнению с реактивными турбинами коэффициент полезного действия, не превышающий 92%, что является следствием наличия повышенных гидравлических потерь

[1] Заявочное свид. № 201985.

при большой скорости струи, трудноустранимых потерь на удар при ее входе на ковш и потерь на выходе с ковша. Установки ковшовых турбин аналогичны высоконапорным установкам радиально-осевых турбин (см. рис. II.9).

Конструкция горизонтальной ковшовой одноколесной двухсопловой турбины показана на рис. II.21. Вода, поступающая к турбине через шаровой затвор *20*, управляемый двухцилиндровым сервомотором *1*, последовательно проходит усиленный поперечными ребрами тройник *19*, установленные перед соплами колена *4* и сопла *5*, присоединенные к фланцам болтами. Через колена и корпуса сопел проходят штоки *15* с насаженными на их концах иглами *13*. Штоки посредством тяг *3* и коленчатых рычагов *2* перемещаются сервомотором *16*, управляемым регулятором турбины. При перемещении обеих игл

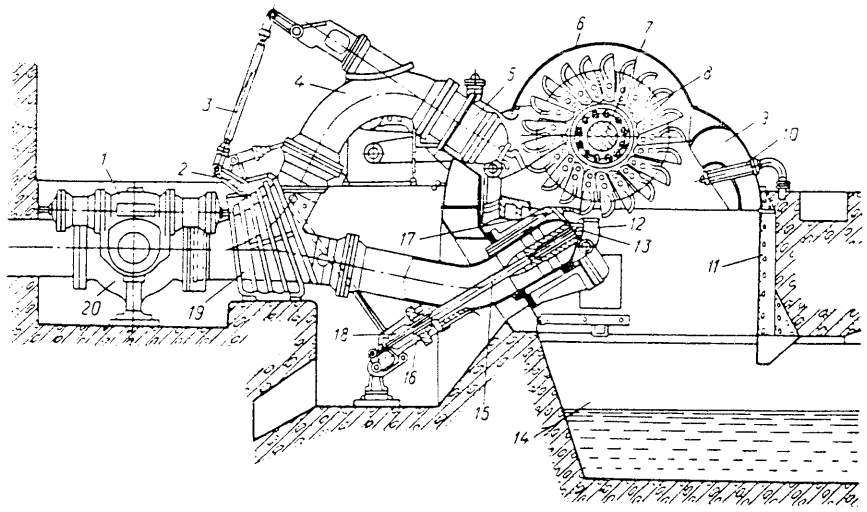

Рис. II.21. Одноколесная горизонтальная ковшовая гидротурбина

изменяются живые сечения в насадках сопел, а следовательно, расход и мощность турбины. При закрытии игл расход через турбину прекращается. Открытиям игл способствуют пружины *18*. Корпуса сопел расположены в цилиндрических патрубках кожуха *6* турбины и могут в них перемещаться в продольном направлении при деформации колена. Внутри корпусов расположены цилиндрические направляющие штока, соединенные ребрами с наружными стенками. У выходных отверстий сопел установлены отсекатели струи *12*, кронштейны которых крепятся также к кожуху. Отсекатели синхронно связаны между собой и иглами и приводятся в действие с помощью тяг особым сервомотором. При сбросе нагрузки они быстро отсекают струю, что позволяет затем медленно закрывать иглы и не приводит к повышению давления выше установленной нормы при растянутом во времени гидравлическом ударе в трубопроводе.

Кожух установлен на фундаментной раме *11*, залитой бетоном. Он охватывает сверху и с боковых сторон рабочее колесо *8* и отводит в канал *14* отработанную воду, так чтобы она не попадала на ковш и струи. Нижняя струя защищена также специальным кожухом *17*. От нижнего сопла вода частично отводится по каналу *9*.

На кожухе установлено тормозное сопло *10*, струя из которого бьет в затылки ковшей и быстро останавливает колесо при торможении. Ковши рабочего колеса отлиты отдельно от ступицы и укреплены на ней каждый двумя припасо-

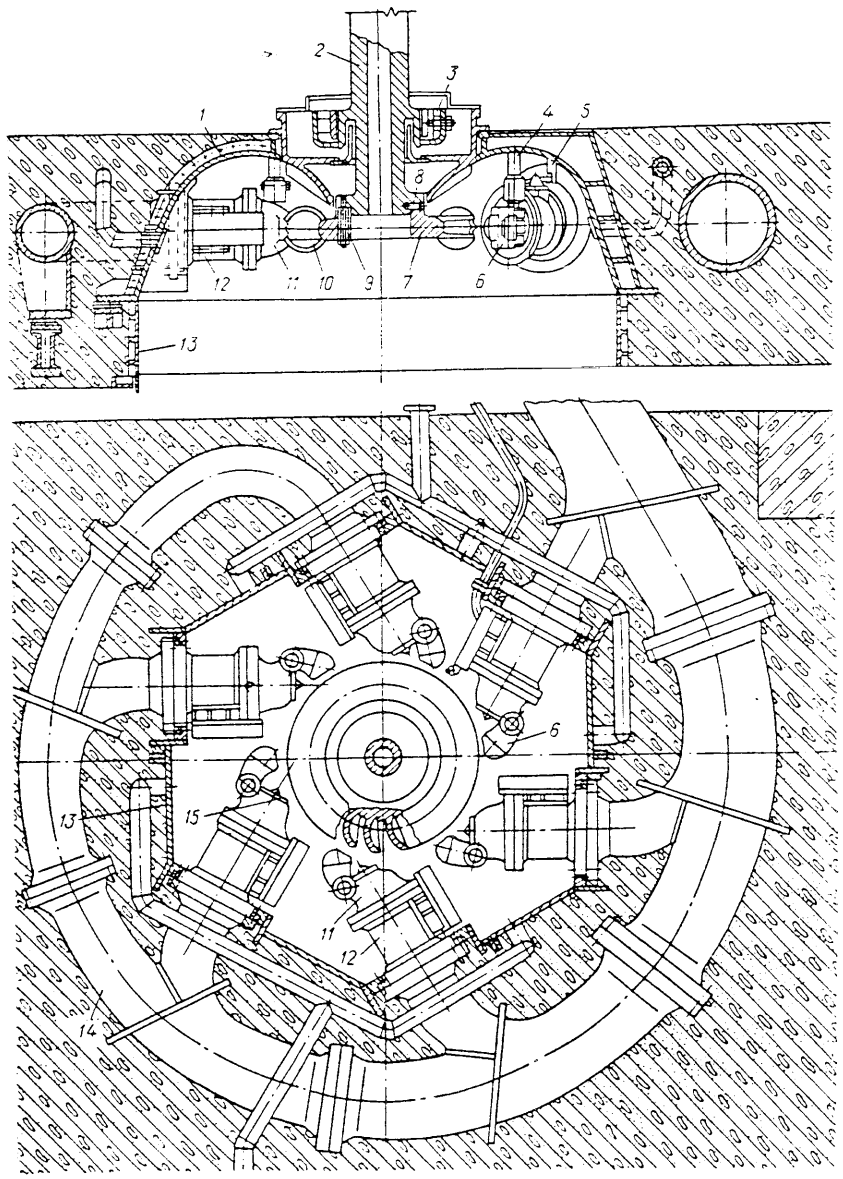

Рис. II.22. Вертикальная шестисопловая турбина Татевской ГЭС

ванными болтами. Ступица закреплена на валу *7* и зафиксирована двумя шпонками. Вал вращается в укрепленных на нижней части кожуха подшипниках с принудительной масляной смазкой. Верхние части кожуха и корпусов подшипников выполнены съемными. Это дает возможность опустить или снять ротор турбины в собранном виде. Через аэрационные отверстия в канале *9* под кожух поступает атмосферный воздух.

При работе турбины рабочее колесо откачивает воздух из кожуха и создает в нем некоторый вакуум, который, как показали исследования, с одной стороны, способствует уменьшению вентиляционных потерь, а с другой, — подсасывая воду, повышает уровень в отводящем канале и, затрудняя сход потока с рабочего колеса, увеличивает потери. Практически эффект от отсоса воздуха зависит от расхода через турбину, высоты расположения рабочего колеса и его окружной скорости. В новых конструкциях ковшовых турбин воздух подают через специальное устройство, автоматически регулируя его количество по специальной программе в зависимости от мощности турбины.

Конструкция вертикальной шестисопловой турбины Татевской ГЭС (см. табл. I.6), разработанная ЛМЗ в 1960-х годах [9], показана на рис. II.22. В ней был учтен опыт, накопленный к этому времени в гидротурбостроении. Кольцевой распределитель *14* этой турбины забетонирован и его отростки, подводящие воду к соплам, укреплены болтами в забетонированной шестигранной раме *13*. Отдельные элементы распределителя (тройники, промежуточные дуговые патрубки) соединены электросваркой. К отросткам коллектора присоединены болтами корпуса *12* сопел прямоточного типа, в которых помещен сервомотор вместе с перемещаемой им иглой. При такой конструкции внутри распределителя штоков нет, благодаря чему возмущения в потоке значительно уменьшаются. Масло к сервомоторам игл подводится через ребра, на которых сервомоторы удерживаются в корпусе сопла. Через эти ребра выведена также и обратная связь *5* к регулятору. К фланцам корпуса болтами крепятся насадки *11* сопел, которые имеют сменные выходные запрессованные в них изнутри кольца *15*, заменяемые при износе. На поверхности насадков сделаны приливы, в которых установлены втулки подшипников для приводных валиков отсекателей *6*. Привод *4* отсекателей расположен на кожухе и состоит из тяг и угловых рычагов, управляемых специальным сервомотором, действующим синхронно с сервомоторами игл в соплах. Для повышения износостойкости насадки, сменные вставки, иглы сопел, скобы отсекателей выполнены из нержавеющей стали [29].

Рабочее колесо *7* выполнено сварно-литым из нержавеющей стали с содержанием 13% хрома и 19 ковшами *10*, приваренными к ступице. На фланце вала колесо укреплено восемью шпильками *9*, установленными с зазорами в отверстиях и двумя радиальными шпонками *8*.

Применение сварно-литого колеса вместо сборного позволило, устранив крепления ковшей, уменьшить его диаметр и повысить значение $K_{стр}$ и быстроходность турбины. Кожух *1* рабочего колеса выполнен сварным, шестигранным, а его форма обеспечивает хороший отвод воды и высокие значения к. п. д.

Вал *2* турбины цельнокованый, из стали 40ГС, присоединен болтами непосредственно к фланцу ротора генератора, выполнен с воротником в месте расположения подшипника. Подшипник *3* турбины сегментного типа с жидкой масляной смазкой установлен на кожухе турбины. Охлаждение масла происходит в камерах кожуха. Подробности конструкции видны из рисунка.

Глава III

ЗАКЛАДНЫЕ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН

§ III.1. Бетонные спиральные камеры

Полуоткрытые спиральные камеры с трапециевидными сечениями, обычно применяются в поворотнолопастных турбинах при напорах до 40 м (см. рис. I.4, II.2, II.4). В них, как правило, облицовывают только потолок и конические поверхности, сопряженные со статором. На рис. III.1, *а* показаны три основные формы трапециевидных равновеликих по площади сечения таких камер. Наилучшими гидравлическими качествами (η и Q_1') обладает симметричное относительно статора сечение *а*. Эта форма при заданной площади входного сечения имеет наименьший наружный радиус $R_{вх.а}$, что позволяет уменьшить размер в плане B_1, ширину блока агрегата и длину здания ГЭС. Однако такая форма затрудняет размещение оборудования над спиральной камерой, поэтому ее часто применяют с уменьшенным размером h_1 и увеличенным размером h_2 (см. рис. I.4).

Наиболее удобной для размещения оборудования является форма *б* с плоским потолком, получившая широкое распространение в 1930-х гг. Но при такой же высоте (при $h_б = h_а$) эта камера значительно снижает пропускную способность и к. п. д. турбины при относительно больших расходах и мощности (при $N_{тур} \approx \approx N$) и поэтому теперь применяется редко. Увеличение радиуса $R_{вх.б}$ улучшает качества турбины, но приводит к увеличению ее размеров в плане. Углы γ и β в этих камерах формы *б* принимают равными 15°.

Форму *в* с плоским полом применяют в современных совмещенных ГЭС, чтобы расположить водосборные каналы под спиральными камерами (см. рис. II.4). В целях достижения требуемой прочности здания ГЭС угол β увеличивают до 25—30°, а угол γ обычно принимают равным 15°. Для размещения оборудования этот вариант неудобен, но обладает хорошими гидравлическими качествами, не уступающими варианту с симметричными сечениями.

Облицовку (рис. III.2, *а*) потолка *5* и конуса *6* выполняют из листов углеродистой стали МСт3 толщиной 8—10 мм, которые сваривают между собой и со статором. После установки облицовку приваривают к арматуре здания; облицовка частично заменяет опалубку при бетонировании спиральной камеры.

Угол охвата в плане φ (см. рис. III.1, *б*) обычно принимают в пределах от 180 до 270°. При увеличении φ в этих пределах подвод воды к направляющему аппарату становится более равномерным и повышается к. п. д., в то же время увеличивается расход через спиральную часть, что при заданных допустимых скоростях течения заставляет увеличивать размеры сечений и, как следствие, радиус на входе $R_{вх}$, общую ширину B_1 и расстояние между агрегатами. Поэтому обычно принимают $\varphi = 180 \div 220°$. Применение углов охвата φ, меньших 180°, существенно уменьшает к. п. д. и пропускную способность турбины (при мощности, близкой к полной), а увеличение φ свыше 270° заметных преимуществ не дает.

Для обеспечения достаточно равномерного подвода потока по всей окружности направляющего аппарата статорные колонны в открытой части камеры, как показано на рис. III.1, *б* устанавливают чаще и с различно изогнутыми профилями. Особым типом спиральной камеры с трапециевидными профилями является полностью облицованная внутри листовой сталью МСт3 камера Асуанской ГЭС (см. рис. II.10), рассчитанная на напор $H_{max} = 95$ м.

§ III. 2. Статоры гидротурбин

Конструкция статора зависит от конструкции спиральной камеры, системы и типа турбины. Применяемые в реактивных турбинах статоры можно разделить на статоры бетонных спиральных камер; сварных металлических камер; литых и сварнолитых спиральных камер; горизонтальных гидротурбин. Современные конструкции статоров, применяемых в бетонных камерах, рассматривались в гл. II. На рис. III.2, *а* показан статор с одним верхним поясом *1*, к которому колонны *2* прикреплены болтами. Нижние концы колонн с помощью клиньев *3* установлены на первичном бетоне и притянуты к нему фундаментными болтами *4*. Пояс *1* состоит из отдельных секторов, скрепленных болтами и зафиксированных штифтами, установленными в его фланцах. Число разъемов (или секторов) определяется так же, как во всех крупногабаритных деталях гидротурбин, условиями производства и транспортировки. Пояс и фланцы колонн статора механически обрабатывают.

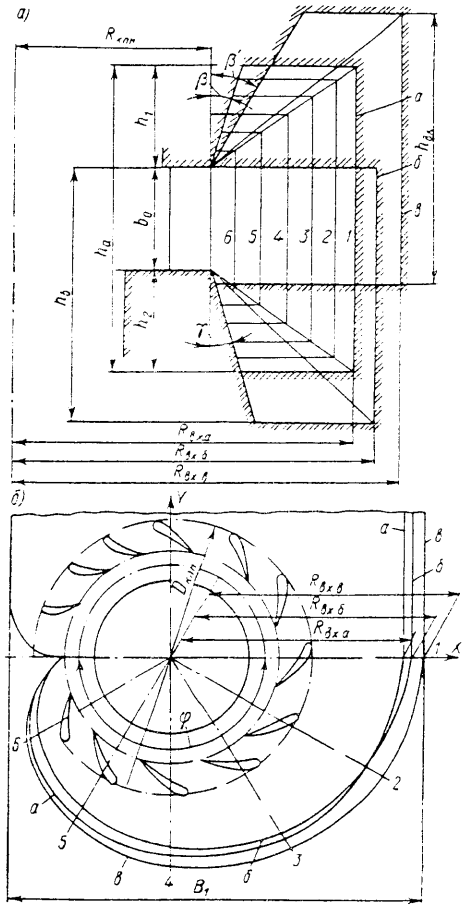

Рис. III.1. Бетонные спиральные камеры с неполным охватом: *а* — формы входных сечений; *б* — план полуоткрытой спиральной камеры

Статор с одним поясом, объединенным с верхним кольцом направляющего аппарата (см. рис. II.4), примененный ХТЗ им. С. М. Кирова в саратовских и других турбинах, отличается большой жесткостью; при такой конструкции сборка и демонтаж лопаток направляющего аппарата должны производиться через верхнее кольцо. В остальном этот статор полностью подобен рассмотренному выше.

Статор с двумя поясами (рис. III.2, *в*) применяется как в бетонных (см. рис. I.4), так и металлических спиральных камерах (см. рис. II.6, II.10, II.12). На рис. III.2, *б* показано сечение поясов статора: верхнего *7* и нижнего *8*, сопряжение их с колоннами *9* и облицовками потолка *10* и конуса *11*. Секторы поясов скрепляются болтами и штифтами, а их число определяется так же как в статоре с одним поясом.

Статор с двумя поясами, применяемый в металлических спиральных камерах с круглыми сечениями (рис. III.3, *а*), отличается от статора, применяемого в бетонных камерах, только формой верхнего *1* и нижнего *2* поясов и выполняется с постоянным или переменным по окружности углом наклона козырьков. Сечение статора с принятым в практике постоянным углом $\gamma = 55°$ и его сопряжение со звеном спирали показано на рис. III.3, *а* и *б*. Конструктивно статор с двумя поясами выполняется так же, как статор с прямыми козырьками.

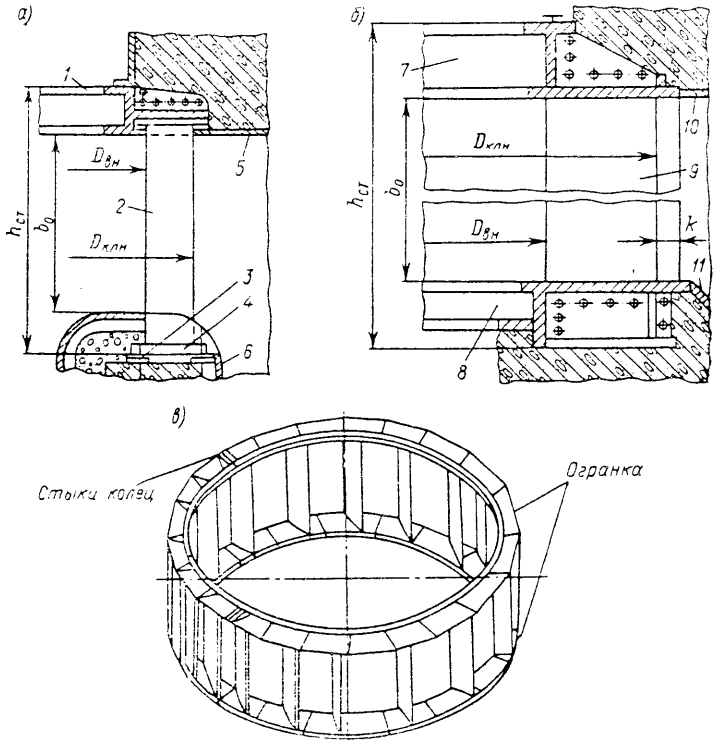

Рис. III.2. Статоры спиральных камер: *а* — с верхним поясом; *б* — с двумя поясами; *в* — внешний вид статора с двумя поясами для бетонных камер

Недостатком статора с постоянным углом наклона является то, что при сопряжении со звеньями спиральной камеры *3* прямые кромки должны быть совмещены с круговой кромкой козырька статора *4*. Этого достигают, изгибая кромки звеньев при сборке, такая операция требует больших затрат труда и времени. Другим недостатком является то, что при постоянном угле γ и высоте козырька h сопряжение круглого меридианного сечения звена с образующей конической поверхности козырька без перелома (гладкое сопряжение) возможно только при одном значении радиуса звена r_0. Во всех остальных случаях при этих условиях будут перегибы, увеличивающиеся по мере отклонения радиуса звена от указанного значения. Практически допускают некоторые отклонения от гладкого сопряжения поверхностей звена и козырька, определяемые величиной $\Delta\theta = \pm 10°$, от угла гладкого сопряжения $\theta = 180°$. По мере увеличения

перегибов увеличиваются дополнительные изгибные напряжения в наиболее нагруженной переходной зоне от оболочки камеры к статору, что является крайне нежелательным. Для устранения перелома звенья выполняют с коническим переходом к статору, применяют овальные сечения или делают угол γ переменным.

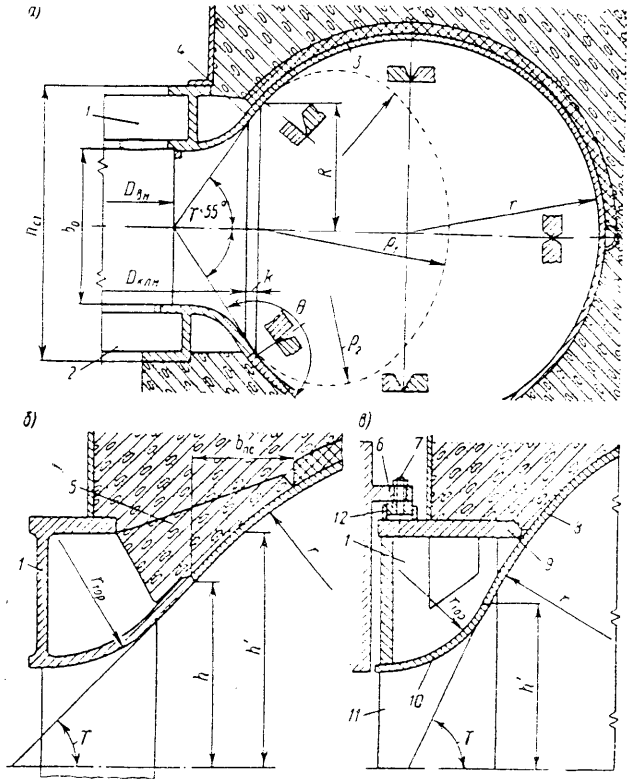

Рис. III.3. Сечения спиральных металлических камер и их сопряжения: *а* — с постоянными углами наклона козырьков и упругой прокладкой; *б* — со статором с коническим переходом, ребрами и частично удаленной прокладкой; *в* — с переменным углом наклона козырьков

Статор с переменным по периметру поясов углом наклона козырьков γ нашел применение в последних конструкциях гидротурбин (см. рис. II.11, II.12). Внешний вид такого статора показан на рис. III.2, *в*, а сечение пояса и его сопряжение со звеньями — на рис. III.3, *в*. Обтекаемая поверхность *10* поясов формируется продолжающимися поверхностями сваренных звеньев, сохраняющих прямолинейные образующие, поэтому козырьки *8*, являющиеся их частью, выступающей над плитой *9*, имеют в плане форму многоугольника (см. рис. III.2, *в*). Угол γ выполняют таким, как это требуется по условиям сохранения гладкого сопряжения. Козырек, таким образом, образует часть звена с соответствующим изгибом по радиусу r. Высота h' точки сопряжения здесь может находиться в пределах высоты кольца или вне его. Статор выполняют

без механической обработки, в большинстве случаев он не имеет фланцевых соединений.

На необработанной поверхности *9* пояса устанавливают промежуточное механически обработанное кольцо *6*, к которому шпильками *7* крепится фланец крышки турбины или верхнего кольца направляющего аппарата. После установки торцовых зазоров в направляющем аппарате при сборке (см. § II.2) кольцо *6* приваривают к буртикам *12*. Отдельные части статора, каждая из которых представляет собой секторы верхнего и нижнего поясов, соединенные приваренными к ним колоннами *11*, пригоняют по стыкам и предварительно собирают на прихватах. Окончательная сборка и сварка статора производится при монтаже. При такой конструкции статора можно значительно уменьшить его массу, трудозатраты при изготовлении и сборке и облегчить сборку спиральной камеры.

Статоры с одним или двумя поясами выполняют литыми из отдельных секторов из стали 30Л или 20ГСЛ с механической обработкой стыков и последующей обработкой поясов в собранном виде; сварно-литыми, т. е. из отдельных отлитых из той же стали колонн и секторов поясов, сваренных электрошлаковой или дуговой сваркой в секторы статора и механически обработанных также, как предыдущие; сварноштампованными из листовой стали МСт3, для чего штампованные заготовки вначале сваривают в секторы поясов и колонны и, если это требуется, механически обрабатывают в собранном виде. Особенности изготовления поясов статоров с переменным углом рассмотрены выше. Из-за отсутствия поверхностей с двойной кривизной в них удается избежать штамповки.

§ III.3. Металлические спиральные камеры

Спиральные камеры этого вида выполняют с круглыми сечениями, переходящими в овальные в районе зуба, и сваривают из звеньев, представляющих собой части линейчатой оболочки. На рис. III.4 показана такая камера. Звенья собирают, сваривают друг с другом и приваривают к статору при монтаже. В пределах габаритных размеров, допустимых для транспортировки, звенья обычно сваривают в блоки на заводе-изготовителе и пригоняют к статору.

Проектируют камеру на основе теоретического чертежа, построенного в результате ее гидродинамического расчета [39]. При этом с контуром спирали, очерченным в плане теоретической кривой, прямолинейные образующие звеньев, соответствующие внутренней поверхности, сопрягают так, чтобы точки касания совпадали с кривой контура, а образующие внутренней поверхности образовали вписанный многоугольник. Тогда меридианные сечения оказываются на стыке звеньев описанными радиусом r, в наименьшем сечении радиусом $r = r - a$, в сечении, соответствующем средней линии, делящей толщину листа пополам, $r_{ср} = r + \delta/2$; где r — теоретический радиус; a — стрелка прогиба; δ — толщина листа.

Развертку звеньев производят по образующим, соответствующим средним линиям (рис. III.5, *а*), а получаемые за счет толщины звена перекрытия (рис. III.5, *б*) определяют как $\Delta_{зв} = \delta \operatorname{tg} \psi/2$, где ψ — угол смыкания звеньев выражается из формулы $\sin \psi/2 = b_{зв}/(2R_i)$.

На точность выполнения и уменьшения пригоночных работ при сборке решающее влияние оказывает правильная развертка звеньев спиральной камеры. Обычно развертка производилась в масштабе 1 : 1 на плазу. Точность ее все цело зависела от квалификации разметчика, а проверка велась при сборке. В спиральных камерах, имеющих длину звеньев до 30 м, такой метод стал практически неприемлем из-за недостаточной точности. Поэтому теперь развертку производят расчетным путем [10]. Линии сопряжения звеньев показаны на рис. III.5, *а*, где кромки в меридианных плоскостях *A* и *B* представляют собой

окружности. В расчетах, разработанных на ЛМЗ, учитывают также и поправки на толщину. Построение выполняют в определенной последовательности. На поверхность звена, как это показано на рис. III.5, *а*, наносят сетку. При этом расстояния A_0A_1, A_1A_2 и т. д. и расстояния B_0B_1, B_1B_2 и т. д. получают путем деления длины соответствующих кромок звеньев на n равных частей. Таким образом, $A_0A_1 = B_0'B_1'$, $A_1A_2 = B_1'B_2'$ и т. д., где штрихами обозначено основание сопряженного звена. Развертку (рис. III.5, *в*) начинают от средней линии

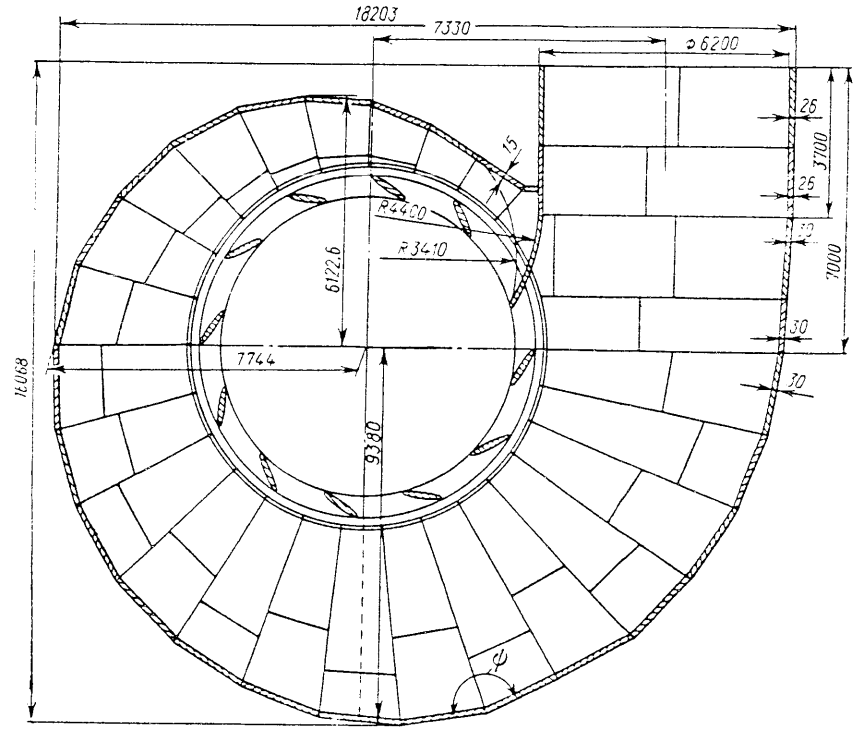

Рис. III.4. Сварная металлическая спиральная камера

A_0B_0 и строят в обе стороны путем совмещения треугольников $A_0B_0A_1$, $A_1B_1A_2$ и т. д., стороны которых A_0B_0, A_1B_1 и т. д., A_0A_1, A_1A_2, B_0B_1, B_1B_2 и т. д. известны, а A_0B_1, A_1B_2 и т. д. — принимают за прямые, так как их кривизна ничтожно мала. Этот метод дает возможность вести построение развертки как графоаналитическим, так и теоретическим путем, определяя координаты точек A_1, A_2, ..., B_1, B_2, ... Расчет спиральной камеры запрограммирован на ЭВМ «Минск 22».

Сопряжения звеньев со статором, имеющим постоянный угол γ, выполняют во входных сечениях посредством конической переходной поверхности (см. рис. III.3, *б*). Это позволяет увеличить число звеньев с круглыми сечениями и выполнить гладкое сопряжение со статором. При этом высота точки сопряжения с конической поверхностью постепенно уменьшается до $h' \approx h$. Далее несколько сечений выполняют при $h' = h$ и, когда отклонения угла сопряжения $\Delta\theta$ становятся слишком велики и радиус ρ становится равным радиусу послед-

него круглого звена, переходят к овальным сечениям, которые выполняют двумя радиусами ρ_1 и ρ_2, показанными штрихами на рис. III.3, *а*. Радиус ρ_2 уменьшается по мере уменьшения угла охвата φ и может быть для каждого сечения определен графически или расчетом. При такой конструкции как в месте перехода от торовой поверхности камеры к конической, так и в местах сопряжения торовых поверхностей с разными радиусами в овальных сечениях возникают дополнительные напряжения.

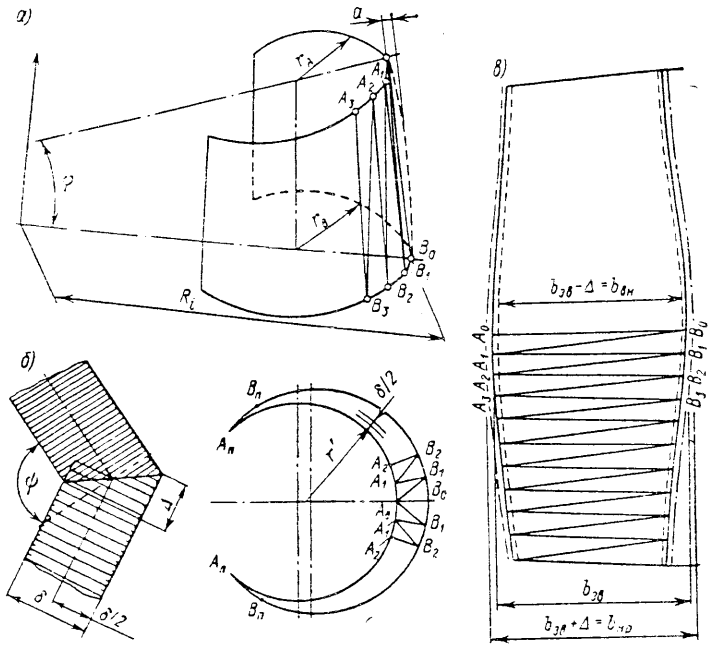

Рис. III.5. К построению развертки звена: *а* — проекции звена; *б* — деталь стыка; *в* — развертка звена

Звенья спиральной камеры, сопряженные со статором при переменном угле γ (см. рис. III.3, *в*), благодаря возможностям широкого изменения этого угла и высоты точки сопряжения h' с козырьком статора, на большей части угла охвата φ выполняют круглыми и только у самого зуба переходят к овальным. Это устраняет необходимость в конических переходах и исключает дополнительные напряжения.

Оболочки сварных спиральных камер выполняют из прокатной стали таких толщин и марок, которые удовлетворяют условиям прочности. Наиболее желательной по технологическим соображениям является углеродистая сталь МСт3, обладающая хорошей свариваемостью и пластичностью, необходимой при холодной гибке и в процессе вальцевания и сборки. При плохих пластических свойствах возникает наклеп и хладноломкость оболочки. Однако при значительных напорах и размерах сечений листы из стали МСт3, обладающей сравнительно невысокой прочностью, приходится применять очень толстыми. Это увеличивает массу звеньев, усложняет процесс гибки звеньев и их пригонку при монтаже, увеличивает массу наплавленного металла и трудоемкость изготовления и сборки. В этих условиях в отечественной практике применяются

более прочные стали, например 10ХСНД и СК2. В одной спиральной камере звенья нередко изготовляют из стали различных марок (см. § III.6), чем достигают равнопрочности при одинаковой (ограниченной производственными возможностями) толщине (порядка 30—35 мм).

Сварные швы в камере следует выполнять с наименьшими сечениями, обеспечивающими полную провариваемость и в то же время минимальную затрату наплавленного металла. Для удобства их следует располагать так, чтобы по возможности избегать потолочной сварки (см. рис. III.3, *а*) и перекрестий на стыках. Для компенсации погрешностей размеров листов по ширине, которые приводят к набегающей ошибке, одно из средних звеньев иногда выполняют с припуском и окончательно подгоняют при монтаже, производя на нем сбойку при сборке с двух сторон. При проектировании предусматривают стяжки, распоры и накладки, необходимые при сборке камеры. Ширину звеньев выбирают исходя из ширины стандартных листов ($b \approx 1{,}6$ м). В диаметральной плоскости образующие звеньев сопрягают под углом $\psi \geqslant 160°$ (см. рис. III.4). Если длина звена больше листа, то звенья выполняют составными из нескольких частей и сваривают при монтаже.

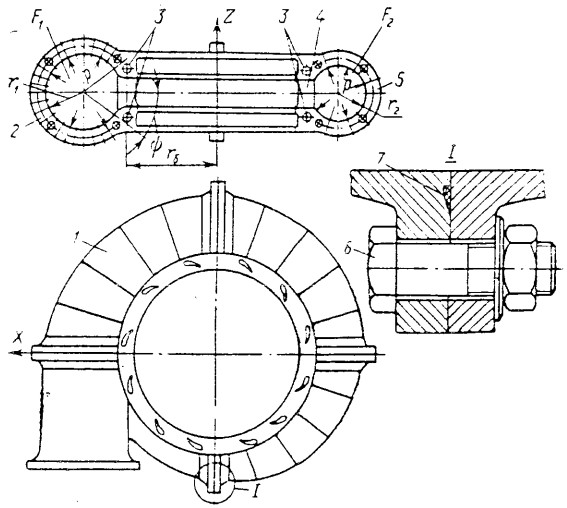

Рис. III.6. Сварно-литая металлическая спиральная камера

Спиральные камеры высоконапорных радиально-осевых турбин, имеющих, как правило, относительно малые размеры (см. рис. II.13), выполняются сварно-литыми (рис. III.6), иногда литыми из стали 20ГСЛ, 30Л. Они отличаются большой толщиной стенок оболочки, что необходимо по условиям прочности при высоких напорах.

По условиям транспортировки эти камеры делят на две или четыре части, которые соединяют мощными фланцами, скрепленными болтами *6*. Статор в литых камерах отливают за одно целое с оболочкой.

В сварно-литых спиральных камерах статор *4* отливают отдельно, к нему привариваются фланцы *2* и *5*, после чего в полученный таким образом каркас, вваривают звенья *1*. Болты *6*, соединяющие фланцы, выполняют коваными из стали 45 или при необходимости из более прочных сталей. Крайние наиболее нагруженные болты *3* имеют больший диаметр, их припасовывают, что необходимо по условиям центрирования отдельных частей при сборке. Толщина звеньев может достигать толщины $\delta = 70$ мм. Швы выполняют так же, как швы обычных камер. Здесь особенно важно учитывать поправки на толщину.

Изготавливают звенья чаще всего из стали МСт3, но могут применяться и другие марки стали. Фланцы выполняют контактирующими и уплотняют заложенным в паз резиновым шнуром *7*.

Литые и сварно-литые спиральные камеры испытывают гидравлическим давлением $p_{исп} = 1{,}25p_{раб}$, где $p_{раб}$ — наибольшее давление (с учетом повыше-

ния давления при сбросе нагрузки). За рубежом повышенным гидравлическим давлением испытывают сварные спиральные камеры. Эти испытания производят до бетонирования, поэтому вследствие больших перегрузок камеры приходится делать более прочными, чем это требуется по условиям нормальной работы.

§ III.4. Методы расчета спиральных камер на прочность

Спиральную камеру можно представить как тонкостенный торообразный сосуд несимметричной формы с вырезанной внутренней боковой поверхностью, нагруженный равномерным внутренним давлением (рис. III.7, *а*). Кромки по границам выреза в камере связаны статором, жесткость которого значительно больше, чем жесткость оболочки камеры. Напряженное состояние в таком сосуде представляется весьма сложным, поэтому при расчете на прочность прибегают к ряду допущений, упрощающих постановку задачи. Один из наиболее простых и обоснованных методов расчета спиральной камеры на прочность, в котором раздельно определяются напряжения в оболочке и на ее заделанных кромках, был разработан А. Е. Жмудем [20].

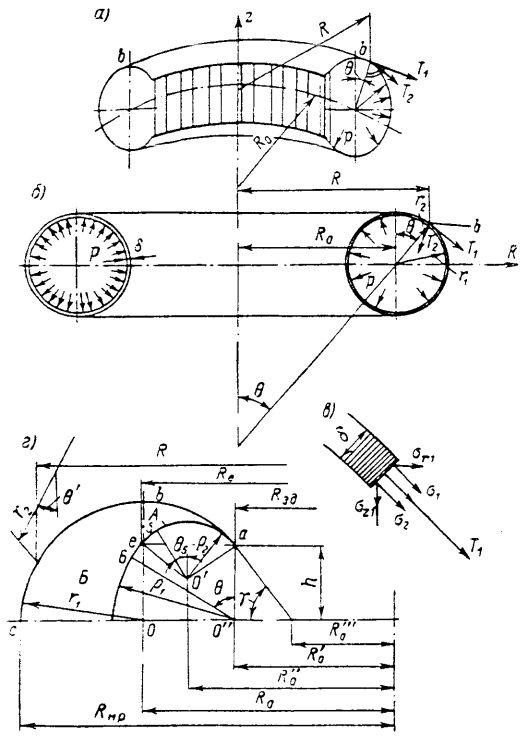

Рис. III.7. К расчету спиральной камеры: *а* — оболочка спиральной камеры; *б* — равнонапряженный тор в заданном сечении; *в* — напряжения в расчетной точке; *г* — построение круглых и овальных сечений

Напряжения в круглых сечениях спиральной камеры, заданных радиусом r, определяются так же, как в замкнутой, нагруженной внутренним давлением торообразной оболочке, имеющей равновеликие сечения (рис. III.7, *б*). Направления главных напряжений в такой оболочке соответствуют направлениям главных радиусов кривизны, которые, согласно теореме Минье, определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} r_1 &= (R - R_0)/\sin\theta, \\ r_2 &= R/\sin\theta = Rr_1/(R - R_0), \end{aligned}\right\} \qquad (\text{III.1})$$

где θ и R — соответственно, угол относительно оси z и радиус от той же оси, определяющие положение расчетной точки; другие радиусы показаны на рисунке.

Главными напряжениями будут: расположенное в плоскости сечения и перпендикулярное радиусу r_1 меридиональное напряжение $\sigma_м$, а также расположенное нормально к этой плоскости и перпендикулярное радиусу r_2 кольцевое, или тангенциальное, напряжение $\sigma_к$.

Между собой главные напряжения, как известно из теории упругости, связаны уравнением Лапласа [51]

$$\sigma_м/r_1 + \sigma_к/r_2 = p/\delta, \qquad (\text{III.2})$$

где δ — толщина оболочки.

Меридиональное напряжение $\sigma_м$ можно определить, приравняв внешние силы, действующие в направлении оси z на радиусе R, к внутренним силам, вызванным напряжениями, уравновешивающими их в том же направлении. Тогда в соответствии с рис. III.7, *в*

$$p\pi\left(R^2 - R_0^2\right) = \sigma_м \delta 2\pi R \sin\theta, \qquad (\text{III.3})$$

где $\sigma_м \sin\theta = \sigma_z$ — составляющая напряжения по оси z; $\pi\left(R^2 - R_0^2\right)$ — проекция отсеченной радиусами R и R_0 поверхности тора на диаметральную плоскость.

Отсюда

$$\sigma_м = \frac{p\left(R^2 - R_0^2\right)}{2\delta R \sin\theta} = \frac{pr_1}{2\delta}\left(1 + \frac{R_0}{R}\right) = \frac{\sigma_0}{2}\left(1 + \frac{R_0}{R}\right), \qquad (\text{III.4})$$

где $\sigma_0 = pr_1/\delta$ — напряжение в тонкостенном цилиндрическом сосуде, называемое котельным.

В спиральной камере, как это следует из формулы (III.4), котельным напряжениям $\sigma_м = \sigma_0$ равны меридиональные напряжения в полярных точках *b* при $R = R_0$. Напряжения при $R < R_0$ больше σ_0. Их экстремальные значения будут в точке *c* при $R_{мр} = R_{max}$ и в точке *a* при $R_{зд} = R_{min}$, причем наибольшие напряжения будут при $R_{зд}$.

Кольцевые напряжения можно определить, если формулу (III.2) преобразовать, заменив в ней r_2 из (III.1) и $\sigma_м$ из (III.4). Тогда

$$\sigma_к = \frac{Rr_1 p}{(R - R_0)\delta} - \frac{r_1 p (R - R_0)}{2(R - R_0)\delta} = \frac{pr_1}{2\delta} = \frac{\sigma_0}{2}. \qquad (\text{III.5})$$

Таким образом, в круглом сечении эти напряжения не зависят от положения точки, в которой они определяются.

При практическом расчете спиральной камеры на прочность удобно пользоваться выражением для сил, действующих в расчетной точке (условно отнесенных к единице длины сечения) и соответствующих главным напряжениям, которые легко получить из (III.4) для меридиональной сил

$$T_м = \sigma_м \delta = pr_1(1 + R_0/R)/2, \qquad (\text{III.6})$$

и для кольцевой силы

$$T_к = pr_1/2. \qquad (\text{III.7})$$

В работе [20] овальные сечения, очерченные двумя радиусами ρ_1 и ρ_2 и образующие две торообразные оболочки *А* и *Б*, сопряженные в точке *е* (рис. III.7, *г*), рассматриваются как эллиптические, что вносит значительные погрешности в расчет. Проще определять напряжения в каждой из оболочек так же, как в круглых сечениях. Тогда из условий равновесия на участке *А*, например в точке *б*, где радиус кривизны равен ρ_2 и $R - R_0' = \rho_2 \sin\theta$ и на участке *Б* в точке *б*, где радиус кривизны ρ_1 и $R - R_0'' = \rho_1 \sin\theta$, получим, подставляя эти значения в формулы (III.4) и (III.6), выражения для главных напряжений и соответствующих им сил в овальных сечениях.

На участке A:

$$\sigma_{мA} = \frac{p\rho_2}{2\delta}\left(1 + \frac{R_0'}{R}\right) \text{ и } T_{мA} = \frac{p\rho_2}{2}\left(1 + \frac{R_0'}{R}\right); \qquad (III.8)$$

$$\sigma_{кA} = \frac{p\rho_2}{2\delta} \text{ и } T_{кA} = p\rho_2/2; \qquad (III.9)$$

участка $Б$:

$$\sigma_{мБ} = \frac{p\rho_1}{2\delta}\left(1 + \frac{R_0''}{R}\right) \text{ и } T_{мБ} = \frac{p\rho_1}{2}\left(1 + \frac{R_0''}{R}\right); \qquad (III.10)$$

$$\sigma_{кБ} = p\rho_1/2\delta \text{ и } T_{кБ} = p\rho_1/2. \qquad (III.11)$$

Напряжения в месте заделки относительно гибких звеньев спиральной камеры в достаточно жесткий статор определяются особо. Они значительно превосходят напряжения в рассмотренной выше оболочке тора. В месте заделки при внезапном изменении жесткости также резко изменяются величина и характер деформации и соответствующие им напряжения. Можно представить, что такое изменение вызвано действием некоторых сил P и моментов M, в данном случае действующих на кромку оболочки (краевой эффект). Зная величину и направление этих сил и моментов, можно определить напряжения. Для упрощения задачи статор считают абсолютно жестким, тогда вся деформация может быть отнесена к оболочке спиральной камеры (рис. III.8, *а*).

Координатами расчетной точки в этом положении будут: $R_д = R + \Delta R$; $z_д = z + \Delta z$, где R и z — начальные координаты точки a; ΔR и Δz — перемещения точки a в процессе деформации. Кроме координат изменится направление касательной в точке a к поверхностной кривой оболочки, которое можно определить углом $\theta_д = \theta + \Delta\theta$, где θ — начальное значение угла; $\Delta\theta$ — его изменение в процессе деформации.

Относительная деформация в направлении радиуса в круглом сечении

$$\varepsilon_r = \frac{2\pi(R + \Delta R) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{\Delta R}{R}. \qquad (III.12)$$

Деформацию радиуса, учитывая направления главных напряжений, выразим по формуле Гука

$$\Delta R = (R/E)(\sigma_к - \mu\sigma_м), \qquad (III.13)$$

где μ — модуль Пуассона.

Подставляя в (III.13) соответствующие значения $\sigma_м$, $\sigma_к$ и σ_0, получим для круглого сечения

$$\Delta R = \frac{R}{E}\left[\frac{\sigma_0}{2} - \mu\frac{(R + R_0)\sigma_0}{2R}\right] = \frac{pr_1}{2E\delta}[R - \mu(R + R_0)]. \qquad (III.14)$$

Действующие на единичной длине и вызывающие деформацию кромки меридиональный момент $M_м$ и направленную по радиусу силу P_r можно определить, если пренебречь кривизной оси спиральной камеры (полагая на единичной длине ось прямой) и использовать известный метод определения напряжений в заделке кромки цилиндрической оболочки [56]. За радиус такой эквивалентной оболочки принят $r_2 = R/\sin\theta$.

Уравнение упругой линии такой оболочки в координатах s и z' и в обозначениях, показанных на рис. III.7 и III.8, *а* имеет вид

$$s = \{e^{-\beta' z}/[2(\beta')^3 D]\}[P_z \cos\beta' z - \beta' M(\cos\beta' z - \sin\beta' z)], \qquad (III.15)$$

где s — перемещение кромки

$$\beta' = \sqrt{\lambda/(r_2\delta)}; \quad \lambda = \sqrt{3(1 - \mu^2)}; \quad D = E\delta^3/(4\lambda^2) \qquad (III.16)$$

— цилиндрическая жесткость оболочки.

Тангенс угла наклона упругой линии определяется из выражения

$$ds/dz = \{e^{-\beta' z}/[2(\beta')^2 D]\}[P_r(\cos\beta' z + \sin\beta' z) - 2M\beta'\cos\beta' z]. \qquad (III.17)$$

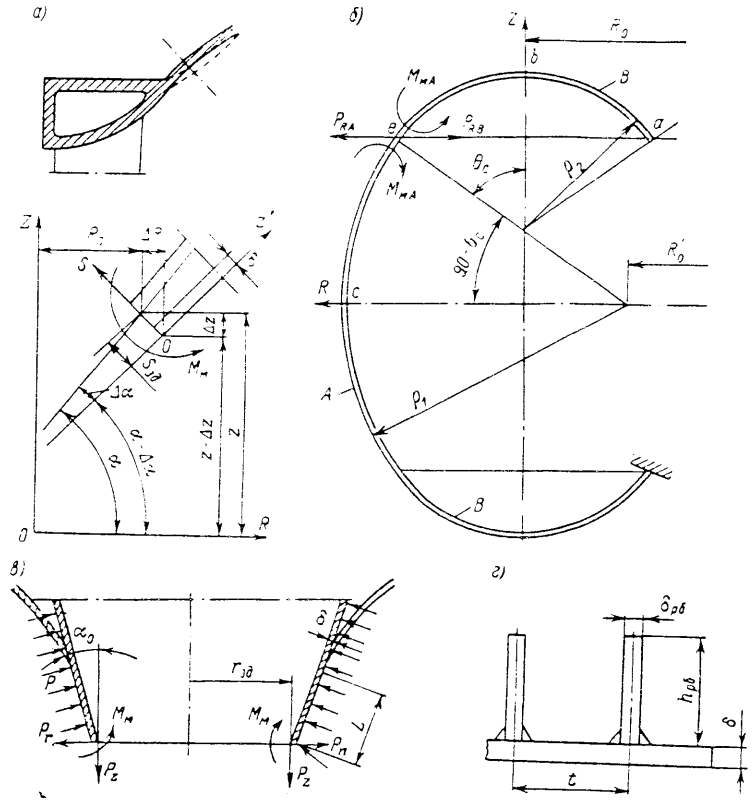

Рис. III.8. К определению местных напряжений в спиральной камере: *а* — в сопряжении оболочки со статором; *б* — в овальных сечениях; *в* — в конических переходных сечениях; *г* — в подкрепляющих ребрах

В точке начала отсчета координат при $z = 0$ и $R = R_{зд}$, прогиб s и угол поворота нормали условно деформированной кромки ϑ имеют наибольшие значения. Тогда из (III.15) и (III.17) следует, что в заделке

$$s_{зд} = (P_{r\,зд} - \beta' M_{зд})/(2\beta' D); \qquad (III.18)$$

$$(ds/dz)_{зд} = (P_{r\,зд} - 2\beta' M_{зд})/[2(\beta')^2 D]. \qquad (III.19)$$

В работе [20] показано, что изменение угла наклона упругой оси в заделке мало и не превышает 2″. Тогда им можно пренебречь и, положив $(ds/dz) = 0$, из (III.19) найти

$$P_{r\,зд} = 2\beta' M_{зд}. \qquad (III.20)$$

С другой стороны, перемещение условно деформированной кромки будет (см. рис. III.8, *а*)

$$s_{зд} = \Delta R/\sin\theta. \qquad (III.21)$$

Подставляя (III.20) и (III.21) в (III.18), преобразуя и заменяя β', D и ΔR их значениями из (III.16) и (III.14), получим

$$M_{зд} = \frac{2(\beta')^2 D\Delta R}{\sin\theta_{зд}} = \frac{pr\delta}{4\lambda}\left[1 - \mu\left(1 + \frac{R_0}{R_{зд}}\right)\right]. \qquad (III.22)$$

Меридиональное расчетное напряжение (наибольшее) в растянутых волокнах заделки определяется как сумма напряжений от растягивающей силы и изгибающего момента

$$\sigma_{м.зд} = \frac{T_{м.зд}}{\delta} + \frac{6M_{зд}}{\delta^2}. \qquad (III.23)$$

Подставив в (III.23) значения $T_{м.зд}$ в соответствии с (III.6) и $M_{зд}$ из (III.22), получим

$$\sigma_{м.зд} = \frac{pr_1}{2\delta}\left\{1 + \frac{R_0}{R_{зд}} + \frac{3}{\lambda}\left[1 - \mu\left(1 - \frac{R_0}{R_{зд}}\right)\right]\right\}. \qquad (III.24)$$

Так как для стали численное значение $\lambda = 1{,}65$, найдем

$$\sigma_{м.зд} = pr_1(1{,}135 + 0{,}288R_0/R_{зд})/\delta;\quad T_{м.зд} = pr_1(1{,}135 + 0{,}288R_0/R_{зд}). \qquad (III.25)$$

Напряжения в заделке овальных сечений (рис. III.8, *б*) определяют также, но вместо r_1 подставляют ρ_2 и вместо R_0 величину R_0'

$$\sigma_{м.зд} = p\rho_2(1{,}135 - 0{,}288R_0'/R_{зд})/\delta;\quad T_{м.зд} = p\rho_2(1{,}135 + 0{,}288R_0'/R_{зд}). \qquad (III.26)$$

Из расчетных формул видно, что напряжения зависят от размеров сечений звеньев и соотношений радиусов $R_0/R_{зд}$, поэтому толщина звеньев при одинаковых допускаемых напряжениях уменьшается по мере уменьшения размеров сечений. Применяя для звеньев разные по прочности стали, можно сделать входные сечения и их более напряженные части толще и наоборот. На этом основано применение для комбинированных спиральных камер сталей разных толщин и марок (см. § III.3 и § II.2).

Повышенные напряжения возникают также при внезапных изменениях толщины звеньев. Их можно оценить аналогично тому, как это сделано при рассмотрении перехода кромки звена к статору. Конечная формула [20] имеет вид

$$\sigma_{из} = \pm 2{,}55\,\frac{\delta_1^2(\delta_1 - \delta_2)}{(\delta_1^2 + \delta_2^2)(\delta_1 + \delta_2) + 2(\delta_1\delta_2)^{3/2}}\,\frac{E(\Delta R_2 - \Delta R_1)}{R}. \qquad (III.27)$$

Теория тонких оболочек [36] дает возможность учесть угол поворота кромки (не принимая $ds/dz = 0$), ее кривизну и податливость статора, однако в этом виде решение представляется весьма сложным. Если принять перемещение кромки статора $\Delta R_{зд} = 0$ и угол поворота его козырька $\vartheta_{кз} = 0$, то выражения, полученные на основании теории оболочек, для напряжений, возникающих в заделке, после подстановки численных значений μ и λ могут быть приведены [58] к виду:

$$\sigma_{м.зд} = (pr_1/\delta)[1{,}135 + 0{,}288R_0/R_{зд} + 0{,}909R_0\cos\theta_{зд}/(\gamma_{зд}R_{зд}^2)], \qquad (III.28)$$

где $\theta_{зд}$ — угол поворота кромки; $\gamma_{зд} = \sqrt{\lambda\sin\theta/(R_{зд}\delta)}$; остальные обозначения соответствуют применявшимся выше.

Выражения (III.28) отличается от (III.25) только последним слагаемым, стоящим в квадратных скобках. Это слагаемое имеет малую величину, поэтому практически можно пользоваться уравнением (III.25).

Теория тонких оболочек дает возможность определить напряжения в овальных сечениях спиральной камеры, возникающие при переходе от одного радиуса кривизны ρ_1 к другому ρ_2 (точка *е*) (рис. III.8, *б*). Применение теории к этому случаю разработано Г. Х. Франк-Каменецким в его работе [59], где даны конечные расчетные формулы.

Наибольшее значение изгибающего момента (на единице длины кромки) в меридианной плоскости определяется по формуле

$$M_{м\,max} = 0{,}049(T_{кБ} - T_{кА})\delta, \qquad (III.29)$$

где $T_{кБ}$ и $T_{кА}$ определяются по выражениям (III.9) и (III.11). Этот момент приложен на расстоянии $s' = \pi/(4\gamma_0)$ от точки *е* по контуру; γ_0 определяется так же, как $\gamma_{зд}$ в формуле (III.28), но при соответствующих точке *е* значениях R, θ и δ. Изгибающий момент в кольцевом сечении, соответствующем точке *е*, равен

$$M_к = M_{м\,max}\mu, \qquad (III.30)$$

где $\mu = 0{,}3$ для стали.

Если пренебречь небольшой радиальной силой, вызванной краевым эффектом в точке *е*, то сила $T_{мА}$ определится по формуле (III.8), а $T_{мБ}$ — по (III.10). Тангенциальную силу, действующую в кольцевом сечении, соответствующем точке *е*, можно определить из выражения

$$T_{к\,max} = (1/2)(T_{кА} + T_{кБ}). \qquad (III.31)$$

Как показали точные расчеты, проведенные в ЛГУ им. А. А. Жданова [3] методом расчисления по элементам сечений на ЭВМ, значения сил и моментов, полученные по формулам (III.29)—(III.31), достаточно хорошо совпадают с их точными значениями.

Суммарные напряжения в растянутых и сжатых волокнах вычисляются по формулам:

$$\sigma_{м.сум} = T_м/\delta \pm 6M_{м\,max}/\delta^2;\quad T_{м.сум} = T_м - 6M_{м\,max}/\delta; \qquad (III.32)$$

$$\sigma_{к.сум} = T_к/\delta \pm 6M_{к\,max}/\delta^2;\quad T_{к.сум} = T_к - 6M_{к\,max}/\delta. \qquad (III.33)$$

На основании теории конических тонких оболочек [34] могут быть определены дополнительные изгибные напряжения, возникающие при наличии конической переходной части в оболочке спиральной камеры (рис. III.8, *в*). Применение этой теории к спиральным камерам разработано В. М. Малышевым [46]. Приближенно наибольшие напряжения, соответствующие заделке в статор, можно оценить по формуле, приведенной в работе [16]:

$$\sigma_{м.зд}' = 1{,}816\,\frac{p}{\delta}\left\{\frac{(R_{зд} + L\cos\alpha_0)[0{,}5r_1\sin\alpha_0 + (R_{зд} + L\cos\alpha)B + R_{зд}^2]}{(R_{зд} + 0{,}5L\cos\alpha_0)\sin\alpha_0}\right\}, \qquad (III.34)$$

где

$$B = \frac{e^{-\beta''L}[(1 - 3e^{-2\beta''L})\sin\beta''L + (1 - e^{-2\beta''L})\cos\beta''L]}{e^{-2\beta''L}(1 + 2\cos\beta''L\sin\beta''L + 2\sin^2\beta''L) - 1};$$

$$\beta'' = 1{,}285\Big/\sqrt{\frac{(R_{зд} + 0{,}5L\cos\alpha_0)\delta}{\sin\alpha_0}}.$$

Здесь p — давление в камере; L — длина конической образующей; $\alpha = (90° - \theta)$ — угол наклона конической образующей.

При наличии на верхней части камеры ребер, укрепляющих оболочку в месте сопряжения со статором (см. рис. III.3, *б*), жесткость увеличивается и расчет напряжений в заделке ведется с учетом повышенного момента сопроти-

вления в предположении, что ребра увеличивают прочность оболочки равномерно по длине сопряжения (метод «размазывания»). Форма такого сечения представляет собой тавр (рис. III.8, *г*) с шириной полки, равной шагу между ребрами t, и высотой ребра $h_{рб}$ в месте заделки, а площадь сечения $F = t\delta + \delta_{рб}h_{рб}$, где δ — толщина кромки звена, $\delta_{рб}$ — толщина ребер. Момент инерции этого сечения определяется относительно нейтральной оси $O—O$, расположенной на расстоянии y_0 от основания,

$$y_0 = \sum_1^k M_{стат}/F = \left[\frac{t\delta^2}{2} + h_{рб}\delta_{рб}(h_{рб}/2 + \delta)\right]/(\delta t + \delta_{рб}h_{рб}).$$

Отсюда

$$J = \sum_1^n J_i + \sum_1^n F_i y_i^2 = t\delta^3/12 + \delta_{рб}h_{рб}^3/12 + \delta t(y_0 - \delta/2)^2 + \delta_{рб}h_{рб}(y_0 - h_{рб}/2).$$

Момент сопротивления для растянутых внешних волокон $W = J/y$, а напряжение в соответствии с (III.23)

$$\sigma_м = T_{м.зд}t/F + \sigma M_{м.зд}t/J, \qquad (III.35)$$

где $T_{м.зд}$ определяется по формуле (III.6), а $M_{м.зд}$ — по (III.22).

§ III.5. Методы упрочнения спиральных камер

Напряженное состояние спиральных камер в гидротурбинах, как это следует из изложенного метода расчета, в большой мере зависит от жесткости статора и условий сопряжения с бетоном. Многочисленные исследования прочности спиральных камер на моделях и в натурных условиях подтвердили это предположение [4].

Железобетон здания при непосредственном контакте со спиральной камерой может воспринимать значительную часть нагрузки и разгружать оболочку. Степень разгружения бетона и нагружения камеры зависит от толщины и податливости прокладки. При обычной прокладке, выполняемой из чередующихся слоев минеральной ваты или войлока и битума, растягивающие напряжения в оболочке спиральной камеры оказываются близкими к напряжениям в свободном состоянии. При отсутствии прокладки они резко уменьшаются в оболочке, но возникают в арматуре железобетона. Так как бетон имеет малый предел прочности на растяжение, то при этом в нем могут возникнуть трещины, которые при достаточно больших напряжениях в арматуре раскрываются и нарушают монолитность. В целях устранения возможности образования сквозных трещин в бетоне здания ГЭС предложена конструкция, модель которой показана на рис. III.9, *а*, в ней железобетонный пояс, окружающий спиральную камеру, отделен от остального массива мягкой прокладкой, локализующей возникшие трещины. При применении высокопрочной арматуры оболочку камеры в этом поясе можно выполнить в два раза меньшей толщины или из углеродистой стали вместо легированной, экономя дефицитный металл. Впервые такая конструкция была внедрена ХТЗ им. С. М. Кирова на гидротурбинах Нурекской, а затем Чиркейской ГЭС (см. табл. I.3).

Метод частичного подкрепления камеры в месте сопряжения с верхним поясом статора описан при рассмотрении красноярских турбин (см. § II.2). Конструкция показана на рис. III.3, *б*. При таком способе подкрепления в зоне примыкания звеньев камеры на ширине (0,12—15) D_1 удаляют прокладку и устанавливают ребра *5*, создающие дополнительную жесткость в соединении. Как показали натурные испытания, пики напряжений при этом уменьшаются вдвое и смещаются к наружной границе подкрепленного пояса. При использовании прочных сталей эта конструкция позволила ограничить толщину звеньев (сделать ее равной 35 мм).

Двухподводная спиральная камера[1], показанная на рис. III.9, *б*, предложенная С. К. Бугриным, М. А. Рауд и Ю. У. Эделем, также дает возможность уменьшить толщину звеньев оболочки или применить менее прочную сталь.

Эта камера состоит из двух полуспиралей, в которых диаметр входных сечений, как показали исследования, можно при сохранении одинаковых гидравлических потерь (ΔH) принять равным 0,77 от диаметра, принятого в аналогичных условиях для обычной спиральной камеры. Это позволит в 1,3 раза уменьшить толщину звеньев и, когда это требуется, в 1,3 раза увеличить напор.

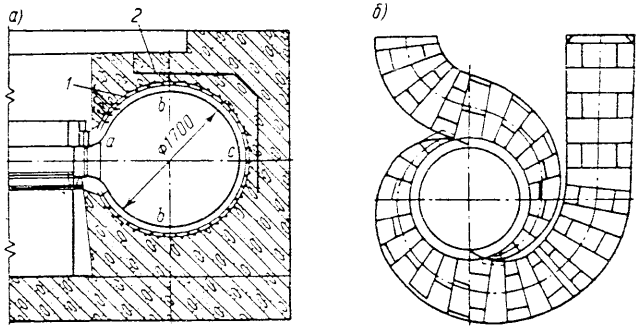

Рис. III.9. К методам упрочнения спиральных камер: *а* — модель блока камеры с упругой прокладкой в бетоне; *б* — двухподводная спиральная камера;

1 — кольцевая арматура; *2* — войлочная прокладка

Однако масса оболочек в двухподводной камере в 1,4 раза больше, чем в обычной, так как при меньшей толщине звеньев их суммарная поверхность больше в 2,2 раза. Учитывая все это, применять такую камеру целесообразно там, где подвод воды к турбине производится двумя трубами, так как иначе перед ней придется устанавливать тройник, еще более увеличивающий массу и стоимость водоподводящих устройств.

В зарубежной практике применяется метод упрочнения, при котором собранную при монтаже спиральную камеру подвергают нагружению внутренним давлением, например, равным половине максимального, и в таком состоянии бетонируют. После снятия давления и затвердевания бетона между ним и оболочкой остается зазор, в пределах которого при последующих нагружениях камеры деформируется вначале только оболочка. После того, как деформация оболочки превзойдет значение зазора, оболочка будет воспринимать нагрузку и работать совместно с бетоном. Перераспределение нагрузок между оболочкой и железобетоном в этом случае зависит от значения зазора, а следовательно, от начального давления. Трудность в этом случае, как и при испытании спиральных камер гидравлическим давлением, представляет изготовление и установка тяжелонагруженных заглушек.

Существует метод упрочнения, при котором звенья камеры приваривают не к козырькам, а непосредственно к поясам статора (см. рис. II.15) так, чтобы момент в заделке был мал и напряжения были близкими к напряжениям в безмоментном торе.

[1] Авт. свид. № 148756.

§ III. 6. Последовательность расчета спиральных камер на прочность

Расчет спиральных камер крупных турбин на прочность часто ведется в два этапа: предварительный, при котором выбирают толщину листов и проектируют камеру; поверочный, при котором применяют уточненные методы расчета, учитывают влияние бетона, динамичность нагрузки и другие факторы.

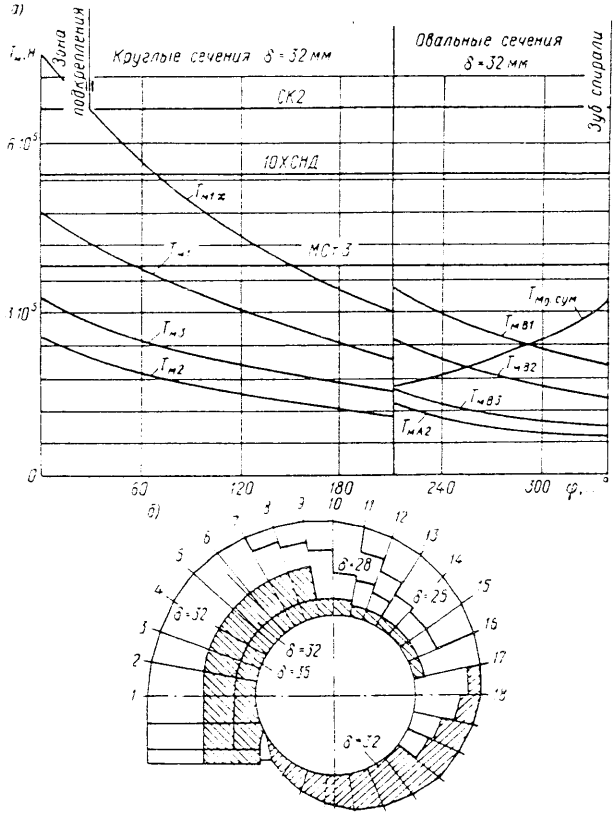

Рис. III.10. К определению толщины звеньев спиральной камеры

Для предварительных расчетов незабетонированных или имеющих мягкую прокладку спиральных камер применяют метод, изложенный в § III.4, при этом статор считают жестким.

Для предварительных расчетов применяется и несколько иной метод, учитывающий результаты прочностных исследований спиральных камер. Здесь вначале определяют напряжения как в безмоментном торе, а жесткость статора и его влияние в зоне примыкания звена учитывают коэффициентом повышения нагрузки, полученным в результате обработки экспериментальных данных,

$$\varkappa_ц = 8{,}2/\sqrt[3]{H_{стат}}. \qquad (III.36)$$

Меньшие значения коэффициента при повышенных напорах H объясняются большей жесткостью статора и оболочки, применяемых в этих условиях. В этом

случае учитываются и радиальные силы, вызванные неравномерным нагружением камеры по окружности, поскольку метод базируется на напряженном состоянии натурных камер. Переходные напряжения в овальных сечениях определяют расчетным путем.

Расчет спиральной камеры производится после гидродинамического расчета, построения ее теоретического контура и разбивки на звенья. Его ведут в следующей последовательности.

1. Определяют необходимые значения расчетных напоров, в том числе $H_{max} = (1 + \xi) H$, где H—расчетный напор турбины; ξ — коэффициенты повышения давления при сбросе нагрузки. Расчетное давление при рабочем режиме $p = \rho g H$ и давление при сбросах нагрузки

$$p_{max} = \rho g (1 + \xi) H. \qquad (III.37)$$

Таблица III.1

Механические свойства сталей

Группа стали	Марка стали	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_{доп}$, МПа	$T_к$, МН
Углеродистая	МСт3	240	120	1,2
Легированная	10ХСНД	420—450	180	1,8
Легированная высокопрочная	СК2	520—550	210	2,1

2. Если расчет ведется в полном соответствии с методом, изложенным в § III.4 по формулам (III.6), (III.7) и (III.25) для круглых сечений и по формулам (III.8), (III.9) и (III.26) — для овальных определяют меридиональные $T_м$ и кольцевые $T_к$ силы, действующие на единицу длины соответствующих сечений во всех характерных точках *а*, *в*, *с* (см. рис. III.7, *г*); по формулам (III.32) и (III.33) находят значения таких же сил, действующих в сопряжении поверхностей *А* и *Б* в точке *е*.

При расчете с поправочным коэффициентом $\varkappa_ц$ единичные силы $T_м$ и $T_к$ вычисляют в тех же точках *а*, *в*, *с* (рис. III.9, *а*), но только по формулам (III.6), (III.7) для круглых сечений и по (III.8) — (III.11) — для овальных, причем лимитирующими будут силы, определенные по (III.10) и (III.11). По (III.36) определяется $\varkappa_ц$ и в соответствии с ним единичная сила в заделке

$$T_{м\,зд} = \varkappa_ц T_{м1},$$

где $T_{м1}$ — находят по формуле (III.10).

3. Строят график (рис. III.10, *а*), выражающий зависимость $T_м = f_м/\varphi$, где φ — угол охвата спиральной камеры (начало отсчета от входного сечения). Значения $T_м$ наносят для всех расчетных точек.

4. Определяют в соответствии с допустимыми значениями напряжений по табл. III.1 толщины листов по общей расчетной формуле

$$\delta = T/\sigma_{доп}.$$

При этом удобно нанести на графике, задавшись предельной толщиной листов, горизонтали, соответствующие применяемым маркам стали (рис. III.10, *а*) при толщине листов $\delta = 32$ мм и принятых по табл. III.1 допустимых напряжениях. Очевидно, что все звенья, значения расчетных сил в которых расположены ниже любой из этих горизонталей, могут быть выполнены из соответствующих марок сталей, причем требуемая толщина звеньев в заданном сечении определяется из отношения ординат горизонтали и расчетной силы. Например, по рис. III.10, *а* для звена, расположенного на угле охвата $\varphi = 120°$, толщина листа определяется из отношения $\sigma_{120} = 32 \cdot 4{,}4/5{,}75 = 24{,}6$ мм; округлив, примем $\delta = 25$ мм из стали 10ХСНД.

На рис. III.10, *б* показано распределение выбранных таким образом листов из различных сталей по звеньям спиральной камеры в соответствии с показанным там же расчетным графиком. Причем разные толщины и материалы при-

меняются в пределах одного звена. При выборе марки стали предпочтение следует отдавать наиболее пластичной и дешевой стали МСт3, затем 10ХСНД и в крайних случаях применять СК2.

5. По формулам (III.32) и (III.33) при выбранных толщинах определяют наибольшие напряжения в овальных сечениях, вызванные изменением кривизны в точке *е*. Если эти напряжения окажутся выше допустимых, то толщины или марки материалов корректируются в соответствии с табл. III.1.

6. По общей формуле $\sigma = T/\delta$ вычисляют напряжения во всех звеньях и расчетных точках спиральной камеры. При наличии конической оболочки, примыкающей к статору, напряжения в зоне сопряжения с козырьком определяют по формуле (III.34), а при наличии ребер, связывающих оболочку со статором, по формуле (III.35).

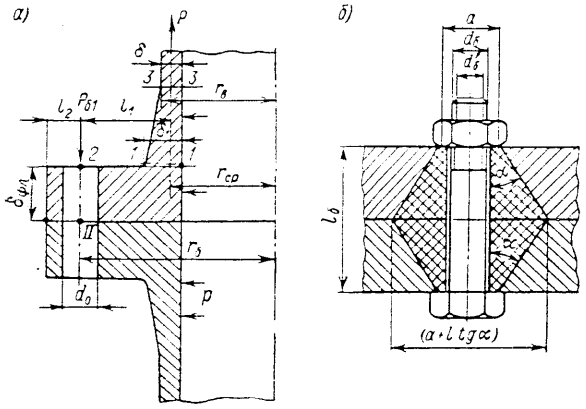

Рис. III.11. К расчету фланцевого соединения сварно-литых спиральных камер: *а* — схема нагружения контактирующих фланцев; *б* — к определению коэффициентов податливости фланцев и болтов

7. Составляют таблицу напряжений, полученных во всех звеньях, расчетных точках и переходных сечениях, или график напряжений, подобный графику единичных сил (последний более нагляден).

Расчет оболочек литых и сварно-литых камер производят также, но только по первому варианту, без учета коэффициента $\varkappa_ц$.

Динамические составляющие напряжений в спиральных камерах при обычных условиях работы не превышают уровня ±10% от их статических значений. Это позволяет считать, что прочность обеспечивается принятыми значениями допустимых напряжений (табл. III.1). Наибольшее значение динамические нагрузки имеют при резко выраженных переходных и нерасчетных режимах, особенно в высоконапорных радиально-осевых турбинах. Их определение расчетным путем представляет большие трудности, а специальные методы расчета недостаточно разработаны.

Расчет фланцевых соединений литых и сварно-литых (рис. III.11, *а*) спиральных камер имеет свои особенности и производится в соответствии с требованиями, предъявляемыми к контактирующим фланцам (см. рис. III.6, *б*) с самоуплотняющимися обычно резиновыми прокладками. Этот вид соединения применяют для обеспечения длительной прочности и надежности. Переход от фланцев к оболочке в этих камерах выполняется с уклоном от 1 : 2,5 до 1 : 10. Методика расчета аналогична методике расчета фланцевых соединений трубопроводов и тонкостенных сосудов [7].

Суммарная сила, возникающая в каждом из болтов от сил затяга $P_{зат}$ и сил внутреннего давления P_{01}, равна

$$P_{б1} = P_{зат} + \chi P_{01}. \qquad (III.38)$$

В этой формуле χ коэффициент основной нагрузки, в общем виде

$$\chi = \lambda_{фл}/(\lambda_{фл} + \lambda_б), \qquad (III.39)$$

где $\lambda_{фл} = \delta_{фл}/(E_{фл}F_{фл})$ и $\lambda_б = l_б/(E_б F_б)$ — коэффициенты податливости соответственно фланца корпуса и болта ($\delta_{фл}$ — толщина фланца; $l_б$ — длина растянутой части болта; $E_б$ и $E_{фл}$ — соответственно модули упругости материала болта и фланца; $F_б$ и $F_{фл}$ —деформируемые площади сечения болта и фланца).

Коэффициент податливости может состоять из нескольких коэффициентов, относящихся к различным деталям; к системе болта относят детали, абсолютная деформация которых под действием нагрузки возрастет, например, тело болта и детали, деформация которых способствует уменьшению деформации фланца: прокладки, пружинящие шайбы, гайки и др.; к системе корпуса (фланца) — детали, в которых под действием нагрузки абсолютная деформация уменьшается.

В контактирующих фланцевых соединениях камеры можно пренебречь λ самоуплотняющейся прокладки и гаек болта. Тогда при $2\delta_{фл} = l_б = l$, т. е. при одинаковой деформируемой длине болта и фланца формула (III.39) принимает вид

$$\chi = 1/(1 + \lambda_б/\lambda_{фл}), \qquad (III.40)$$

где коэффициенты податливости равны:

$$\lambda_б = (l + 0{,}3d_б')/(E_б 0{,}785 d_б^2), \qquad (III.41)$$

$$\lambda_{фл} = \frac{2{,}30}{E_{фл}\pi\,tg\,\alpha d_0}\,lg\,\frac{(a+d_0)(a+l\,tg\,\alpha-d_0)}{(a-d_0)(a+l\,tg\,\alpha+d_0)}. \qquad (III.42)$$

В этих формулах $d_б$ — диаметр основного сечения болта; $0{,}3d_б$ — учитывает податливость ослабленной резьбой части болта; диаметр a и угол α (рис. III.11, *б*) определяют конус давления во фланцах; $tg\,\alpha = 0{,}45$, он изменяется от 0,4 до 0,5; d_0 — диаметр отверстия под болт; 2,30 —число, учитывающее переход от натуральных к десятичным логарифмам.

Силу затяга вычисляют из условия нераскрытия стыков

$$P_{зат} \geqslant K_{уп}P_{бi}, \qquad (III.43)$$

где $K_{уп}$ — коэффициент уплотнения, гарантирующий нераскрытие стыков,

$$K_{уп} \approx (1{,}2 \div 1{,}4)(1 - \chi). \qquad (III.44)$$

Нагрузка на каждый болт определяется площадью сектора, на которой он воспринимает силу, возникающую от неуравновешенного внутреннего давления p_{max} на фланцах и статоре спиральной камеры. В соответствии с рис. III.6 число болтов в каждом стыке равно $z + 2$. При этом для каждого из z болтов, расположенных на фланце, сила составляет

$$P_{б1} = p\pi r_1^2(1 - 2\psi^\circ/360)/z, \qquad (III.45)$$

где ψ° — центральный угол, . . .°, определяющий зону влияния крайнего болта.

Сила в каждом из крайних болтов будет

$$P_{б2}' = p(\pi r_1^2\psi/360 + b_0 r_б')/2. \qquad (III.46)$$

Суммарная сила в каждом из болтов с учетом затяга

$$P_{бi} = P_{зат\,1} + \chi P_{б1} = K_{уп}P_{б1} + \chi P_{б1} = K_{зат}P_{01}, \qquad (III.47)$$

где $K_{зат} = K_{уп} + \chi$ — коэффициент затяга.

Напряжения растяжения в болтах определяют по формуле

$$\sigma_р' = P_{бi}/[0{,}785(d_б')^2], \qquad (III.48)$$

где $d_б'$ — диаметр болта, ослабленного резьбой.

Допустимое напряжение в болтах при p_{max} определяется из условия $\sigma_{доп} \leqslant 0{,}65\sigma_т$, а при гидравлическом испытании $\sigma_р \leqslant 0{,}8\sigma_т$. При этом задается испытательное давление $p_{исп} = 1{,}25p_{max}$.

Напряжения во фланцах камеры определяют так же, как в контактирующих фланцах трубопроводов [7]. Наиболее опасным является место соединения фланца с оболочкой *1—1* и ослабленное отверстиями для болтов сечение *2—2* фланца. При переходе от фланца к оболочке с уклоном 1 : 2 может оказаться слабым сечение *3—3*.

Изгибающий момент в сечении *2—2* при упрощенном расчете с учетом упругой связи с оболочкой определяют по формуле

$$M_2 = \eta^* P_{б\,сум}(r_б - r_{ср}), \qquad (III.49)$$

где $P_{б\,сум} = \sum_1^{n-4} P_{бi}$; $r_б$ и $r_{ср}$ — соответственно радиусы окружностей расположения болтов и средней линии оболочки; η^* — коэффициент упрочнения от упругого противодействия оболочки. По приближенной формуле

$$\eta^* = (1 - \lambda^*)(2 - \lambda^*). \qquad (III.50)$$

Для фланца с замкнутым контуром

$$\lambda^* = 0{,}72\,\frac{\sqrt{r_{ср}\delta}}{(r_б - r_{ср})}\left(\frac{\delta_{фл}}{\delta_{ср}}\right)^3 \frac{2\pi r_б - zd_0}{2\pi r_{ср}}, \qquad (III.51)$$

где $\delta_{ср} = (\delta_1 + \delta_2)/2$—средняя толщина переходного участка оболочки к фланцу; $\delta_{фл}$ — толщина фланца.

В спиральных камерах при обычных соотношениях размеров, если рассчитывать по (III.50), коэффициент $\eta^* \geqslant 0{,}8$. Учитывая, что фланец имеет разрыв в месте расположения статора, обычно принимают $\eta^* = 1{,}0$, что равнозначно пренебрежению влияния упругой связи, оставляя некоторое возможное упрочнение в запас.

Изгибающий момент в сечении *1—1* по приближенной формуле равен

$$M_1 = (1 - \eta^*)\sum_1^{n-4} P_{бi}(r_б - r_{ср}) = (1 - \eta^*)M_2. \qquad (III.52)$$

При $\eta^* = 1$, очевидно, $M_1 = 0$, поэтому для этого сечения исходя из опыта принимают $\eta^* = 0{,}5$. Тогда $M_1 \approx 0{,}5M_2$.

Напряжения изгиба в сечениях *1—1* и *2—2* находят по формулам:

$$\sigma_{из\,1} = \frac{T_к}{\delta_1} \pm \frac{6M_1}{\delta_1^2(2\pi r_{ср} - b_0)}; \qquad (III.53)$$

$$\sigma_{из\,2} = \frac{T_к}{\delta_{фл}} \pm \frac{6M_2}{\delta_{фл}^2(2\pi r_б - b_0)}. \qquad (III.54)$$

Здесь знак плюс соответствует растянутым волокнам, являющимся наиболее напряженными; единичную силу $T_к$ определяют по формулам для безмоментного тора (III.6), (III.11).

Неуравновешенная сила в отдельных половинах спиральной камеры вызывает перерезывающую силу в припасованных болтах

$$P_{срз} = p_{max}(F_1 - F_2), \qquad (III.55)$$

где $F_1 = \pi r_1^2$ и $F_2 = \pi r_2^2$ — соответственно площади большего и меньшего сечений во фланцевых разъемах, подверженные давлению (в плоскости $z - x$). Перерезывающие и приведенные напряжения в этих болтах находят по формулам:

$$\sigma_{срз} = 4P_{срз}/(\pi d_б^2); \quad \sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_р^2 + 4\sigma_{срз}^2}. \qquad (III.56)$$

Расчет фланцевых соединений на прочность выполняют в определенном порядке. При этом конструкция фланцевого соединения должна быть предварительно разработана и вычерчена, для чего ориентировочно можно принять $\delta_1 = 2\delta$; $\delta_{фл} = 2{,}5\delta$; $d_{б2} = 2\delta$; $d_{б1} = 1{,}5\delta$.

Порядок расчета следующий:

1) по (III.41) и (III.42) определяют коэффициенты податливости $\lambda_б$ и $\lambda_{фл}$; по (III.40) — коэффициент основной нагрузки χ_0;

2) по (III.45) и (III.46) находят силы $P_{б1}$ в шаговых и $P_{б2}$ в крайних болтах;

3) по (III.43), приняв $K_{уп} \approx 1{,}2\,(1 - \chi)$, вычисляют силу затяга для шаговых и крайних болтов;

4) по (III.47) определяют $K_{зат}$ и суммарные силы в болтах;

5) по (III.48) находят напряжения растяжения в болтах;

6) по (III.55) высчитывают перерезывающую силу и по (III.56) — напряжения среза и приведенные напряжения в припасованных болтах;

7) в соответствии с полученными напряжениями по табл. III.2, выбирают материал болтов при $\sigma_{доп} \approx 0{,}5\,\sigma_т$.

Таблица III.2

Механические свойства сталей

Марка стали	Термообработка	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_{0{,}2}$, МПа	δ, %	σ_{-1}, МПа
45	Нормализация	600	360	16	250
45Х	Закалка и отпуск	1030	830	9	390
35ГСЛ	То же	1080	830	10	500
40ХНМА	»	980	830	12	440
50ХФЛ	»	1270	1080	10	540

При этом, если позволяют размеры, следует отдавать предпочтение углеродистой стали 45, имеющей устойчивые прочностные и пластические свойства, в меньшей мере, чем у легированных сталей, зависящие от режима термообработки;

8) по (III.49) и (III.52) после определения суммарной силы в болтах определяют изгибающие моменты в сечениях *1—1* и *2—2*;

9) по (III.53) и (III.54) определяют изгибные напряжения растянутых волокон сечений *1—1* и *2—2*; напряжения, определенные в сечении *1—1* по (III.53), являются ориентировочными из-за неточностей в определении η.

Допустимые напряжения для фланцев (сталь 20ГСЛ или 30Л) при гидравлических испытаниях не должны превышать $0{,}7\,\sigma_т$.

§ III.7. Упрощенный расчет статора на прочность

В гидротурбине статор является замыкающим жестким элементом, связывающим звенья оболочки спиральной камеры, имеющим отличающуюся от них жесткость и форму. Это приводит к существенному отличию деформаций в статоре и оболочке камеры и дает основание вести приближенный их расчет на прочность независимо друг от друга. Однако это же вызывает известные трудности при определении их взаимного влияния расчетным путем.

Результаты исследований напряжений в модельных и натурных статорах показывают, что в литых и сварно-литых высоконапорных спиральных камерах с короткими, относительно широкими и достаточно массивными колоннами пояса статоров деформируются мало, а в статорах средненапорных радиально-осевых турбин деформации поясов в зоне сопряжения с оболочкой значительно уменьшаются в забетонированном состоянии. Напряжения в переходном сечении от колонны к статору в незабетонированном состоянии в 2,0—2,5 раза превышают эти же напряжения при незабетонированном статоре. Это подтверждается испытаниями, проведенными на моделях спиральных камер красноярских турбин [4]. Получить подтверждение этих результатов расчетом полностью не удается, хотя существует много различных методов.

Расчет статора совместно со спиральной камерой и бетоном здания [44], запрограммированный на ЭВМ «Минск-22», позволяет учесть действительные условия нагружения, однако при этом большие трудности представляет определение взаимных связей спирали со статором и бетоном. Существует метод расчета статора совместно с бетоном, но отдельно от спиральной камеры [46], также запрограммированный на ЭВМ «Минск-22». В нем влияние спирали учитывается приближенно — как внешняя нагрузка.

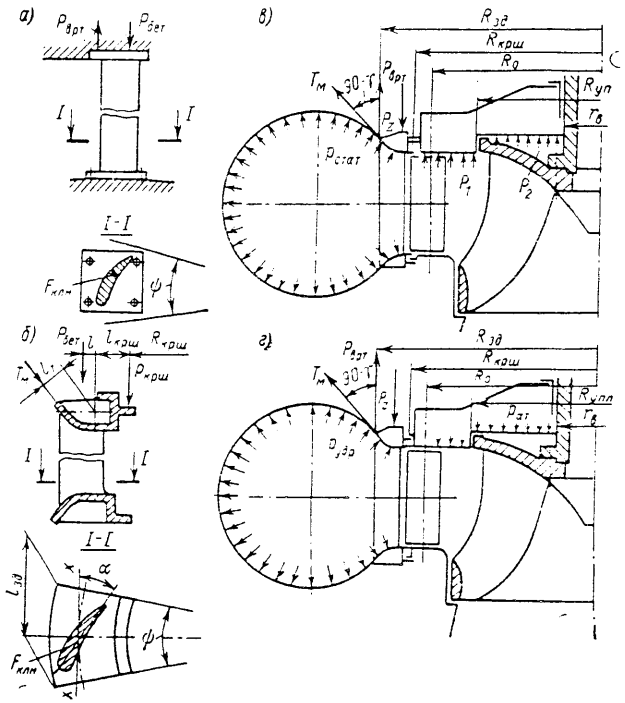

Рис. III.12. К расчету колонн статора: *а* — в бетонной спиральной камере; *б* — в металлической спиральной камере; *в* — при нормальной работе; *г* — при сбросе нагрузки

Упрощенный расчет статора, применяемый при его предварительном проектировании, основан на ряде допущений. Пояса статора считают жесткими и их деформацию не учитывают. В первом приближении не учитываются деформации в соединении поясов с колоннами. По окружности статора учитывается только изменение тех нагрузок, которые направлены по оси z. Поперечные силы и возникающие от них моменты не учитываются, так как предполагается, что эти нагрузки воспринимаются бетоном.

При таком методе расчета определяют только напряжения растяжения—сжатия в колоннах статора под действием суммарной продольной силы (рис. III.12, *а* и *б*), которая при равномерном размещении колонн по окружности выражается так:

$$P_{z\,\text{клн}} = \sum_1^n P_{zi}/z_{\text{клн}}, \qquad \text{(III.57)}$$

а при неравномерном размещении колонн

$$P_{z\,\text{клн}\,i} = \frac{\psi^\circ}{360}\sum_1^n P_{zi}, \qquad \text{(III.58)}$$

где $z_{\text{клн}}$ — число колонн; ψ° — центральный угол, определяющий зону влияния данной колонны.

Сумма сил, действующий на статор в вертикальной гидротурбине $\sum_1^n P_{zi}$ зависит от состояния турбины. Обычно рассматривают три таких состояния.

1. При остановленной и осушенной гидротурбине сумма сил, действующих на статор, определяется выражением

$$\sum_1^n P_{zi\,\text{ост}} = G'_{\text{зд}} + G_{\text{ста.г}} + G_{\text{рот}} + G_{\text{ста.т}}, \qquad \text{(III.59)}$$

где $G'_{\text{зд}}$ — часть веса здания, передающая на статор, задается проектировщиками ГЭС; $G_{\text{ста.г}}$ — вес стационарных деталей генератора; $G_{\text{рот}} = G_{\text{рот.г}} + G_{\text{в.а}} + G_{\text{р.к}}$ — вес ротора агрегата, состоящий из весов ротора генератора, вала агрегата и рабочего колеса турбины; $G_{\text{ста.т}}$ — вес неподвижных деталей рабочих механизмов турбины.

2. При работающей с полной постоянной нагрузкой $N = N_{\max}$ гидротурбине (см. рис. III.12, *в*) — сумма сил определяется выражением

$$\sum_1^n P_{zi\,\text{раб}} = \sum_1^n P_{zi\,\text{ост}} + P_{z\,\text{гид}} - P_{\text{крш}} - P_{\text{птл}}. \qquad \text{(III.60)}$$

Здесь

$$P_{z\,\text{гид}} = K_{\text{ос}}\rho g H \pi (D_1^2 - d_{\text{в}}^2)/4, \qquad \text{(III.61)}$$

где $K_{\text{ос}}$ — коэффициент осевого давления; в поворотнолопастных турбинах приближенно принимается $K_{\text{ос}} = 1$, а в радиально-осевых

$$K_{\text{ос}} \approx 2{,}8/\sqrt{H_{\text{стат}}}, \qquad \text{(III.62)}$$

$P_{\text{крш}}$ — сила, возникающая от действующего в потоке давления, приложена к нижней поверхности крышки и направлена вверх,

$$P_{\text{крш}} = [-p_1(R_{\text{крш}}^2 - R_{\text{уп}}^2) - p_2(R_{\text{упл}}^2 - r_{\text{в}}^2)]\pi, \qquad \text{(III.63)}$$

где $p_1 = H_{\text{ста}} - \frac{v_1^2}{2g}$ — давление до уплотнений рабочего колеса; $v_1 = \sqrt{v_{r1}^2 - v_{u1}^2}$ — абсолютная скорость в потоке перед рабочим колесом; $v_{r1} = Q/(\pi D b_0)$ — радиальная или меридиональная составляющая, определяемая расходом турбины Q; b_0 — высота направляющего аппарата; v_{u1} — окружная составляющая скорости потока перед рабочим колесом, определяется из основного уравнения турбины в предположении $v_{u2} = 0$

$$v_{u1} = \eta g H/u_1 = 60\eta g H/(\pi n D_1), \qquad \text{(III.64)}$$

p_2 — давление над ступицей рабочего колеса, определяется при расчете уплотнений; $R_{\text{крш}}$, $R_{\text{уп}}$ и $r_{\text{в}}$ — соответственно радиусы фланца крышки, уплотнения и вала (см. рис. III.12, *в*). В поворотнолопастных турбинах уплотнения нет, и выражение (III.63) для них имеет вид

$$-P_{\text{крш}} = p_1\pi(R_{\text{крш}}^2 - r_{\text{в}}^2). \qquad \text{(III.65)}$$

$P_{\text{врт}}$ — направленная по оси z сила, растягивающая колонны, вызванная гидравлическим давлением в спиральной камере.

В металлических спиральных камерах с круглыми и овальными сечениями вертикальная сила, действующая на одну колонну, равна

$$P_{\text{врт}\,1} = T_{\text{м}} \sin \gamma l_{\text{зд}}, \qquad \text{(III.66)}$$

где $T_{\text{м}}$ — сила на единице длины, приложенная к козырьку статора, определяется по формуле (III.6) для круглых и по формуле (III.10) для овальных сечений; γ — угол наклона козырька; $l_{\text{зд}} = 2\pi R_{\text{зд}}\psi°/360$ — условная длина заделки в козырьке статора в пределах угла охвата колонны $\psi°$. В камерах с трапециевидными сечениями и неполным углом охвата

$$P_{\text{врт}\,1} = p_{\text{с.к}} F_{\text{птл}\,1}, \qquad \text{(III.67)}$$

где $p_{\text{с.к}} = \rho g H_{\text{стат}}$; $F_{\text{птл}\,1}$ — участок площади потолка спиральной камеры, который учитывается при определении силы, действующей на одну колонну.

3. При полном сбросе нагрузки (см. рис. III.12, *г*) сумма действующих на статор сил определяется выражением

$$\sum_1^n P_{zi\,\text{сбр}} = \sum_1^n P_{zi\,\text{ост}} \pm P_{\text{крш.сбр}} - \sum_1^n P_{\text{врт}}, \qquad \text{(III.68)}$$

где

$$\pm P_{\text{крш.сбр}} = \pi\left[p_{\text{вак}}\left(R_0^2 - R_{\text{в}}^2\right) - p_{\text{сбр}}\left(R_{\text{крш}}^2 - R_0^2\right)\right]. \qquad \text{(III.69)}$$

Здесь $P_{\text{крш.сбр}}$ —сила, возникающая на крышке турбины при полном сбросе нагрузки, когда под крышкой образуется вакуум и она нагружается атмосферным давлением на площади ограниченной диаметром направляющего аппарата D_0; $p_{\text{сбр}} = p_{\text{вак}}$ — избыточное атмосферное давление на крышку равное разрежению под крышкой. Обычно принимают вакуум полным и тогда — $p_{\text{вак}} = p_{\text{эт}}$; $p_{\text{сбр}}$ — давление при сбросе на часть крышки, расположенную за D_0, определяется по (III.37).

Напряжения растяжения—сжатия в колоннах определяются по формуле

$$\sigma_{\text{р.сж}} = P_{z1}/F_{\text{клн}}, \qquad \text{(III.70)}$$

где P_{zi} — определяется по (III.57) или (III.58) при всех трех режимах и соответствующих им $\sum_1^n P_{zi}$; $F_{\text{клн}}$ — площадь сечения колонны.

Порядок расчета определяется изложенной выше методикой. Начинают расчет с определения $\sum_1^n P_{zi}$ и составляющих сил.

В радиально-осевых турбинах можно приближенно определить, не учитывая влияния заделки поясов статора в бетоне, изгибные напряжения в корневом сечении колонны. При этом предполагают, что изгибающий момент, создаваемый внешними силами относительно нейтральной оси (рис. III.12, *б*) колонны, уравновешивается изгибающим моментом.

Считая положительными моменты, действующие по часовой стрелке, получим

$$M_{\text{из}} = T_{\text{мк}} l_{\text{т}} \pm \left(\sum P_{\text{крш}} l_{\text{крш}} \pm \sum P_{\text{бет}} l\right) \psi°/360. \qquad \text{(III.71)}$$

В этих формулах [$T_{\text{мк}} = T_{\text{м}} l_{\text{зд}} = 2T_{\text{м}}\pi R_{\text{зд}}\psi°/360$ — касательная сила в сечении оболочки, приходящаяся на одну колонну, [$T_{\text{м}}$ определяется по формулам (III.6) или (III.10)]; $\sum P_{\text{крш}}$ и $\sum P_{\text{бет}}$ — соответственно действующие на

фланце и на верхнем кольце статора силы, они зависят от расположения пяты агрегата: при расположении пяты на генераторе

$$\sum P_{\text{крш}} = \pm P_{\text{крш}} + G_{\text{ста.т}}; \quad \sum P_{\text{бет}\,1} = \sum_1^n P_{zi\,\text{ост}} + G_{\text{ста.т}};$$

при расположении пяты на крышке турбины

$$\sum P_{\text{крш}} = \pm P_{\text{крш}} + G_{\text{ста.т}} + P_{\text{ос}} + G_{\text{рот}};$$

и

$$\sum P_{\text{бет}\,1} = \sum_1^n P_{zi\,\text{ост}} - G_{\text{ста.т}} - G_{\text{рот}};$$

$l_{\text{т}}$, $l_{\text{крш}}$, l — плечи моментов, определяются по схеме распределения сил (см. рис. III.12, *б*); остальные обозначения приведены выше.

Напряжения, возникающие от действия изгибающего момента,

$$\sigma_{\text{из}} = M_{\text{из}}/W_{\text{клн}} = (M_{\text{из}} y_{\max})/J_{x\,\text{клн}}, \qquad \text{(III.71)}$$

где $J_{x\,\text{клн}}$ — момент инерции сечения колонны относительно оси, перпендикулярной к радиусу, проходящему через центр тяжести сечения. Определяется J_x графоаналитическим методом. Суммарные напряжения в растянутых и сжатых волокнах находят по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{\text{сум.р}} &= M_{\text{из}} y_{\max\,\text{р}}/J_{x\,\text{клн}} + P_{z1}/F_{\text{клн}}; \\ \sigma_{\text{сум.сж}} &= M_{\text{из}} y_{\max\,\text{сж}}/J_{x\,\text{клн}} + P_{z1}/F_{\text{клн}}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.72)}$$

Знак плюс соответствует случаю, когда напряжения от продольной силы совпадают с напряжениями от изгиба в крайних волокнах; знак минус —когда напряжения противоположны.

При рассмотренном методе расчета, не учитывающем динамических и поперечных составляющих сил, вызванных потоком их неравномерного распределения по окружности, и влияния бетона допустимые напряжения для сталей МСт3, 30Л, 20ГСЛ не должны превышать 90 МПа.

§ III.8. Камеры рабочих колес осевых гидротурбин

Камера рабочего колеса в осевых поворотнолопастных и пропеллерных гидротурбинах служит для подвода и формирования потока в области рабочего колеса. Из камеры поток поступает в отсасывающую трубу, горловина которой находится в ее пределах. В отечественном гидротурбостроении форма проточной части камеры рабочего колеса нормализована для всех применяемых типов гидротурбин. Размеры камеры показанаы на рис. III.13 и даны в табл. III.3.

Основными качествами, отвечающими требованиям, предъявляемым к камерам рабочего колеса, являются их кавитационная и эрозионная стойкость; малые зазоры между лопастью и камерой; устойчивость формы при работе;

Таблица III.3

Размеры камеры рабочего колеса поворотнолопастной турбины

Число лопастей	h_0	h_3	R_1	R_2	$d_{\text{вт}}$	β, ... °	h_2	D_2
До 5	$0{,}21D_1$	$0{,}81D_1$	$0{,}005D_1$	$0{,}1D_1$	$\leqslant 0{,}45D_1$	8—9	$0{,}06D_1$	$0{,}982D_1$
6—8	$0{,}26D_1$	$0{,}1D_1$	$0{,}07D_1$	$0{,}116D_1$	$\geqslant 0{,}45D_1$	10	$0{,}067D_1$	$0{,}985D_1$

на рис. III.14, *б* специальным водилом *10*, вращающимся на вертикальной оси *11* и имеющим установленный на его конце штихмасс или индикатор *9*. Это дает возможность выдерживать внутренние размеры с недостижимой раньше точностью ±1 мм и получить зазор между лопастью и камерой $\Delta = 0{,}001\ D_1$ на диаметр. Таким образом, удается упразднить механическую обработку на дефицитных крупногабаритных станках и в то же время повысить точность.

Для выема лопасти в литых и сварных камерах предусматривались выдвижные секторы. Крепления этих секторов неоднократно разрушались.

Наиболее удачным креплением, выполненным по инициативе В. А. Тиме, являются достаточно массивные, установленные без предварительного натяга распоры, надежно приваренные к арматуре первичного бетона и ребрам отъемного сектора, одинаково хорошо воспринимающие растяжение и сжатие. В последних конструкциях камер рабочих колес выдвижной отъемный сектор заменен выдвижным отъемным малым люком, к которому оставлен проход. Сняв этот люк можно осматривать лопасть и восстанавливать ее кромку при износе.

Камера рабочего колеса соединяется с облицовкой отсасывающей трубы сопрягающим поясом *14*, представляющим также сварную конструкцию (рис. III.14, *в*). К камере такой пояс приваривается либо встык, либо в нахлестку двойным швом, либо посредством накладки *12*. Также посредством накладки этот пояс приваривается к облицовке отсасывающей трубы. Кроме того он усиливается ребрами *13*. Нередко наблюдались случаи разрушения сопрягающих поясов, вызванные его недостаточной прочностью. Причиной этого, по-видимому, являлись: собственная частота колебаний пояса и его креплений, близкая к часоте пульсаций давления вызванных вихрями сходящимися с рабочего колеса и наличие остаточных напряжений, неизбежных при стыковой сварке пояса без накладок, как это делалось. Применение накладок и ребер, ужесточающих пояс и усиливших сварные соединения, хорошая связь с бетоном значительно увеличили его прочность.

Облицовка отсасывающей трубы выполняется из листовой вальцованной стали МСт3 толщиной 10—12 мм. Она заливается первичным бетоном и при армировании отсасывающей трубы служит одновременно опалубкой. Обычно облицовывается только входной конус, стенки которого, таким образом, предохраняются от разматывания потоком. Для лучшей связи с бетоном к облицовке приваривают анкера.

Аналогично выполняются усиленные ребрами, установленные во вторичном бетоне облицовки шахты турбины и ниш сервомоторов.

Глава IV

НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ ГИДРОТУРБИН

§ IV.1. Конструкции системы направляющих аппаратов

Конструкция направляющего аппарата с поворотными лопатками разработана впервые проф. Финком в 80-х годах XIX в. и с тех пор нашла всеобщее применение в реактивных гидротурбинах. Главными преимуществами этого аппарата являются плавное регулирование расхода и мощности от нуля до максимума; осесимметричный подвод потока к рабочему колесу с минимальными потерями энергии; создание необходимой циркуляции потока перед рабочим колесом и запирание потока в закрытом положении, что позволяет отказаться от специальных затворов перед турбиной.

По направлению потока и расположению лопаток направляющие аппараты разделяют на радиальные, конические и осевые.

В радиальных аппаратах поток направлен по радиусу к центру турбины; в конических — наклонно к оси турбины; в осевых — параллельно оси турбины. Оси лопаток радиальных аппаратов расположены параллельно оси турбины по образующим цилиндра; оси лопаток конических аппаратов расположены по образующим конуса; осевых аппаратов — перпендикулярно к оси турбины, по радиусам.

Конструкция современного радиального направляющего аппарата показана на рис. IV.1. Основными определяющими размерами и параметрами направляющего аппарата являются: D_0 — диаметр окружности расположения осей направляющих лопаток, b_0 — высота направляющего аппарата; a_0 — открытие направляющего аппарата, измеряемое как диаметр наименьшей окружности, вписанной в просвет между лопатками (расстояние в свету); z_0 — число направляющих лопаток. Эти параметры в СССР нормализованы [29, 52]. Зависимость между открытием a_0 и расходом через турбину $Q = f(a_0)$ определяется по универсальной характеристике.

Поворот лопаток на один и тот же угол α производится механизмом привода. При этом достигаются одинаковые открытия a_0 между всеми лопатками, что обеспечивает осесимметричный подвод потока к рабочему колесу турбины и спокойную работу колеса.

По расположению механизмов привода направляющие аппараты могут быть выполнены с вынесенным в шахту турбины приводом (рис. IV.1) и с внутренним приводом, находящемся в проточном тракте турбины. Последний привод, применяемый в малых [1] гидротурбинах, здесь не рассматривается.

Основные детали направляющего аппарата с внешним приводом можно разделить на следующие подгруппы: 1) лопаточный аппарат, состоящий из лопаток *3*, их опорных подшипников, выполненных в виде втулок *1*, *5* и *7*, и корпуса *6*; 2) стационарные элементы — нижнее *2* и верхнее *8* кольца направляющего аппарата, крышка *4* турбины с приставкой *22*, опора пяты *20*; 3) механизм

[1] Малыми считают реактивные гидротурбины, имеющие диаметр рабочего колеса $D_1 \leqslant 1$ м.

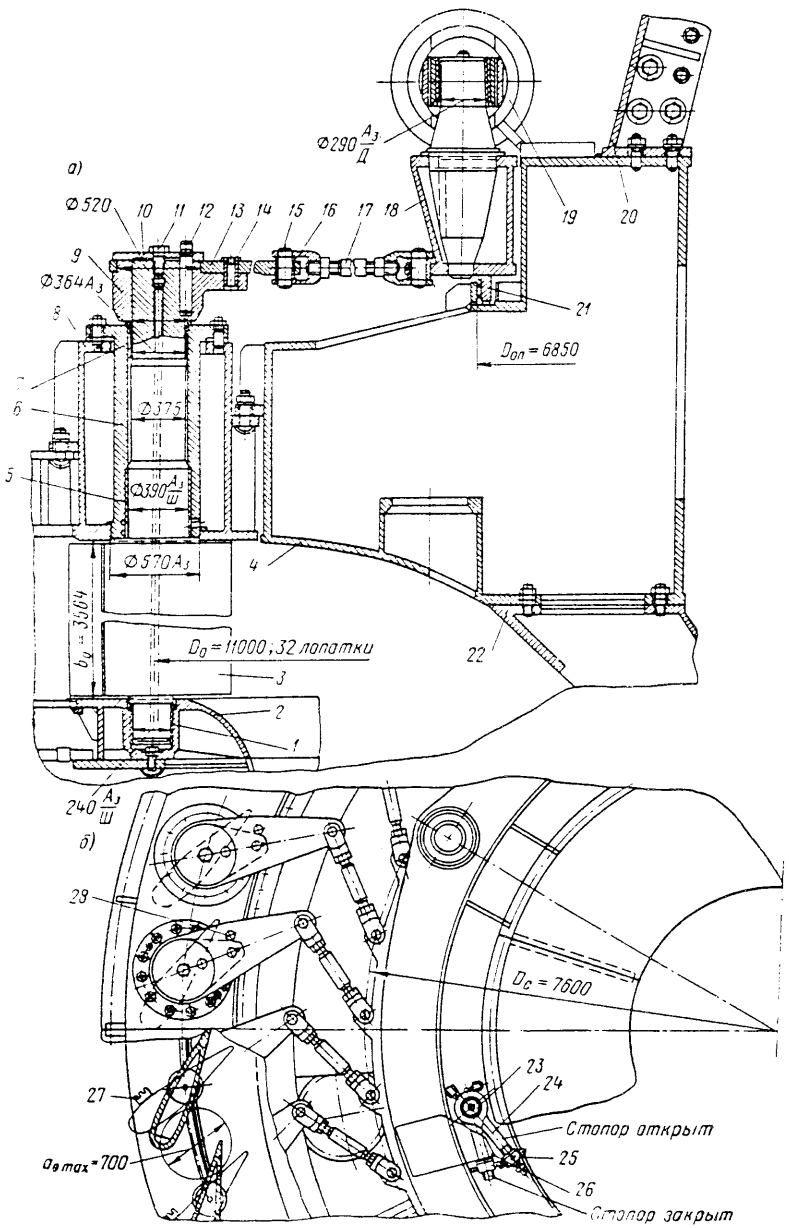

Рис. IV.1. Направляющий аппарат гидротурбины ГЭС Джердап: *а* — разрез; *б* — план

привода, состоящий из рычагов *9* и накладок *13*, соединенных срезными пальцами *14*, шпонок *12* и пальцев *15*; серег *16*, снабженных стяжками *17*, позволяющими добиться одновременного закрытия всех лопаток, регулирующего кольца *18*, установленного в опоре *21*, и сервомоторов *19*. Различные конструктивные варианты направляющих аппаратов рассматривались выше в гл. II. Подвешиваются лопатки на рычагах посредством болтов *11* и шайб *10*.

По расположению регулирующего кольца различаются наружный (при $D_c > D_0$) и центральный (при $D_c < D_0$) приводы направляющих аппаратов. Наружный привод применяется только при незабетонированной спиральной камере (см. рис. II.13).

Предохранительное устройство в системе привода служит для того, чтобы при застревании твердых предметов между лопатками разрушились только соответствующие срезные пальцы *14*, а застопоренные лопатки остались в открытом состоянии и не влияли на положение остальных. При этом накладки свободно поворачиваются относительно рычагов, оставаясь связанными с серьгами и регулирующим кольцом. Для ограничения поворота освободившихся лопаток устанавливают упоры *28* на рычаге и накладки *27* и на нижнем кольце *2* (рис. IV.1, *б*). Для плотного закрытия лопаток после их соприкасания сервомотору на затяжку аппарата дается дополнительный ход, который возможен вследствие уплотнения отдельных зазоров и упругой деформации звеньев механизма. Обычно этот ход принимают равным $S_{зтг} = 0{,}001D_1$.

Для того, чтобы в остановленной на длительной срок турбине снять давление масла в сервомоторах, удержать лопатки в плотно затянутом состоянии, применяется стопор (рис. IV.1), представляющий собой накидной болт *24*, на который навинчена гайка *25*. При повороте болта на пальце *23* гайка входит за захваты *26* затянутого сервомотором регулирующего кольца и плотно завинчивается вручную. Существуют автоматические конструкции стопоров, которые теперь из-за их сложности и возможных сбоев применяют редко.

Конический направляющий аппарат показан на рис. IV.2. В нем оси лопаток расположены по образующим конуса с вершиной на оси *z*. У вершины угол конуса принимают $\theta = 45 \div 60°$. Перо лопатки также имеет конусообразную форму. Профиль сечения пера от основания постепенно уменьшается к вершине. Прилегающие кромки лопаток располагаются по образующим конусов, имеющих общую вершину с образующими лопаток. Этим достигается возможность смыкания кромок и плотного запирания лопаток в закрытом положении. Определяющими параметрами конических аппаратов являются угол θ, b_0, D_0 и открытия a_0, имеющие постепенно изменяющиеся значения. Среднее значение $a_{0\,ср}$ (рис. IV.2, *б*) соответствует средней высоте пера. Кривизна профиля сечения пера изменяется по высоте пера и увеливается к его вершине, что обеспечивает нужную циркуляцию на рабочем колесе турбины. Таким образом, в коническом направляющем аппарате основные размеры определяются выражениями:

$$a_{о.\,ср} = (a_{о.\,нр} + a_{о.\,вн})/2;\ D_{о.\,ср} = (D_{о.\,нр} + D_{о.\,вн})/2;\ b_о = (D_{о.\,нр} - D_{о.\,вн})/2\sin\theta.$$

Применяют наружный или центральный привод лопаток конического аппарата. В самых крупных горизонтальных (рис. IV.2), а также вертикальных и диагональных турбинах применяют центральный привод, расположенный вне проточного тракта со стороны вершины конуса. Для горизонтальных турбин средних и малых размеров ($D_1 \leqslant 6 \div 6{,}5$ м) используют наружный привод и располагают его со стороны основания конуса (см. рис. II.19 и II.20).

Конструкцию конического направляющего аппарата можно рассмотреть на рис. IV.2. Лопатки *9* выполнены с двумя цапфами, опирающимися на два опорных подшипника — наружный *2* и внутренний *10*, установленные в наружном *1* и внутреннем *11* кольцах. Механизм привода лопаток состоит из рычагов *12*

с двумя накладками *6*. Охват рычага накладками обеспечивает при любом положении в пространстве надежную связь между ними и позволяет применить двухсрезные хорошо уравновешенные пальцы *13*, которые удерживаются от выпадения из отверстий шплинтами (или гайками). В серьге *3* применены сферические

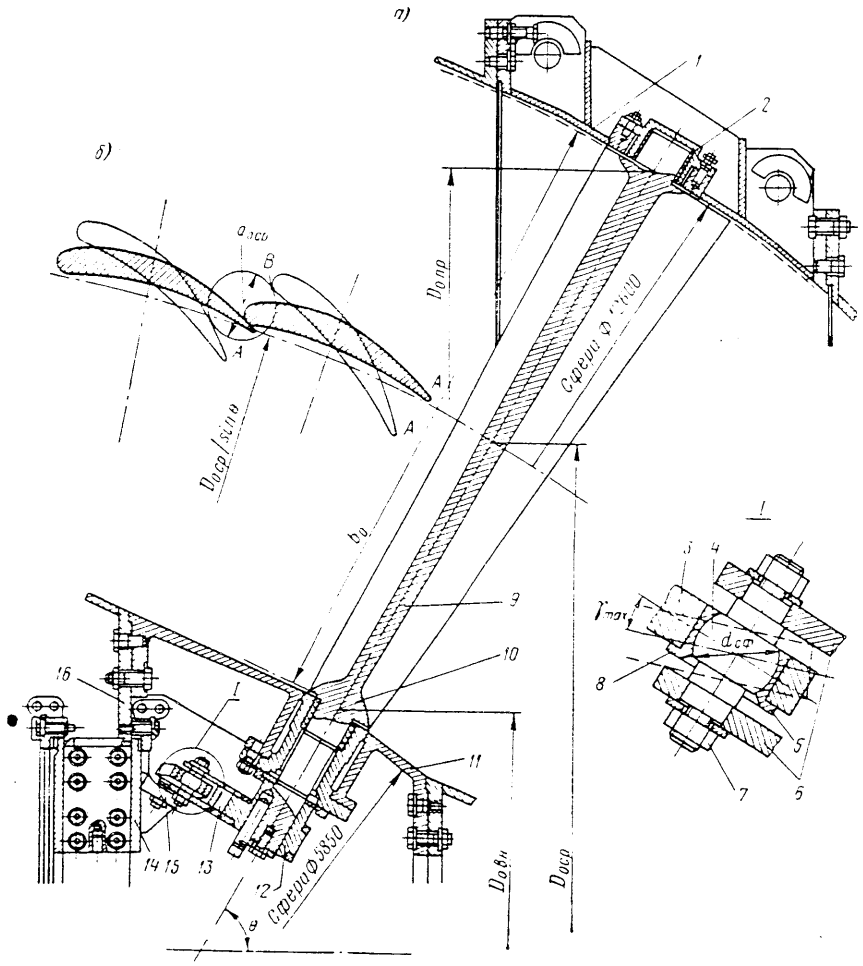

Рис. IV.2. Конический направляющий аппарат гидротурбины Саратовской ГЭС: *а* — разрез; *б* — развертка среднего сечения

шарниры, состоящие из стальной оси *4* со сферическим поясом, на который надеты две полувтулки *5* и *8* из бронзы БрОЦС6-6-3. Ось укреплена в накладках гайками *7*. Такие шарниры необходимы для обеспечения всех требуемых степеней свободы движения. Действительно, рычаги лопаток при их повороте перемещаются в плоскостях, нормальных к осям лопаток, наклонно расположенным в пространстве, а регулирующее кольцо *14* с укрепленными на нем шарнирами серег *15* установлено на опоре *16* и поворачивается в плоскости, нормальной к оси турбины. В результате перемещения серег при повороте кольца из-

меняются углы наклона серег к обеим этим плоскостям, вследствие чего требуется применение пространственных шарниров. Поворот регулирующего кольца, как обычно, осуществляется тягами посредством сервомоторов.

Осевой направляющий аппарат является частным случаем конического (при $\theta = 90°$) и применяется в прямоточных и полупрямоточных турбинах. Конструктивно он аналогичен коническому аппарату и имеет такие же основные размеры. Лопатки этих аппаратов имеют перо, построенное так же, как в коническом аппарате. Применяется этот аппарат только с наружным приводом направляющих лопаток.

Величина зазоров по торцам лопаток и прилегающим кромкам в закрытом положении во всех системах направляющих аппаратов имеет большое значение.

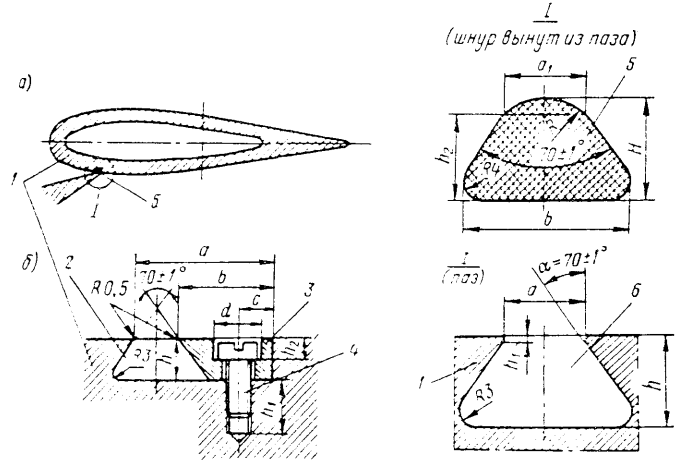

Рис. IV.3. Уплотнения лопаток направляющего аппарата

От этой величины зависят протечки через турбину в остановленном состоянии, которые при регулировании стока, когда воду запасают для покрытия пиков нагрузки в энергосистеме, равносильны потерям запасенной энергии. По технологическим возможностям при обычной доброкачественной механической обработке и сборке в радиальных и конических аппаратах зазор по торцам лопаток составляет $\delta = (0{,}0002 \div {,}00003)\ D_1$. Зазоры по прилегающим кромкам лопаток обычно колеблются в пределах от 0,1 до 0,2 мм. Чтобы обеспечить такие зазоры, часто приходится припиливать или шлифовать кромки лопаток при сборке.

Методы получения наименьших зазоров по торцам лопаток при сборке радиальных аппаратов с промежуточным установочным кольцом на статоре рассмотрены при описании радиально-осевых гидротурбин (см. § II.2) и статоров (§ III.2). Используя эти методы, зазор можно уменьшить в два-три раза. Подвеска лопаток и перераспределение верхнего и нижнего торцовых зазоров производится болтом *11* (см. рис. IV.1), опирающимся на шайбу *10*.

Для уменьшения протечек через закрытый направляющий аппарат в радиальных аппаратах до напоров $H = 100$ м обычно применяют эластичные уплотнения направляющих лопаток (рис. IV.3). Их устанавливают в верхнем кольце (крышке турбины) и нижнем кольце по окружности против торцов лопаток и на лопатках *1*, по линии смыкания кромок. Для уплотнений наиболее часто применяют резиновые шнуры *5* специального профиля, реже — медь, дерево в кассетах; перспективно применение пластмасс. Шнур предварительно сдавливают, чтобы заложить его в глухой паз *6* (рис IV.3, *а*). В паз *2* шнур уклады-

вают недеформированным и зажимают планкой *3*, прикрепленной винтами *4* (рис. IV.3, *б*). Деформированные шнуры иногда выпадают из пазов, по-видимому, при многократных сжатиях лопатками и, возможно, от ударов плывущими в потоке твердыми телами. Неустойчивость шнуров увеличивается при повышенных напорах. Прижатые планками и винтами шнуры работают надежно, однако кон-

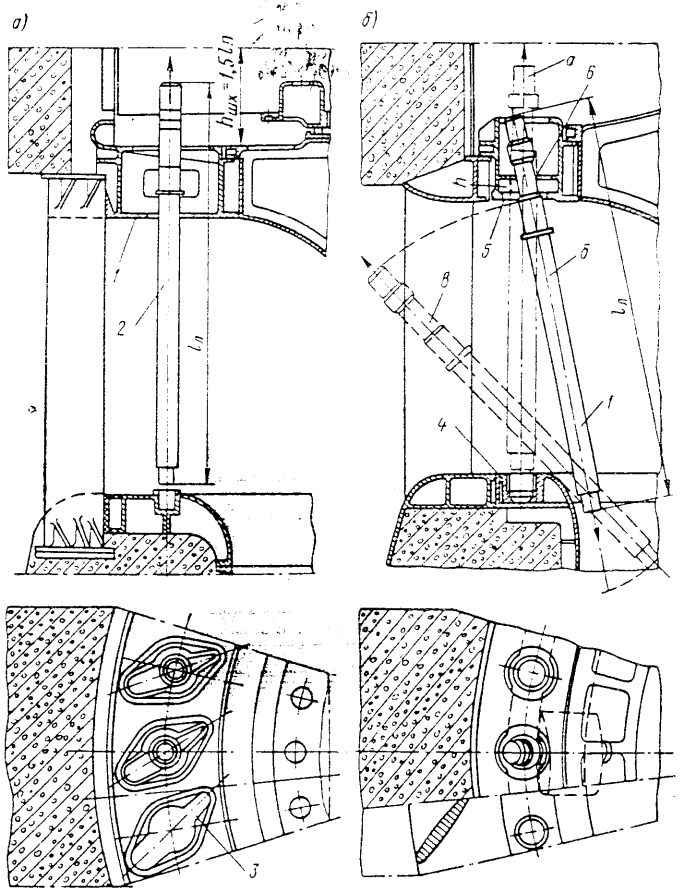

Рис. IV.4. Схемы выема направляющей лопатки: *а* — через верхнее кольцо направляющего аппарата; *б* — через спиральную камеру

струкция уплотнения при этом усложняется. При напорах свыше 150 м эластичные уплотнения малонадежны и их обычно не применяют.

Последовательность монтажа и демонтажа направляющего аппарата определяется конструкцией его стационарных деталей. В обычной конструкции при наличии крышки турбины или верхнего кольца, укрепленных на статоре, лопатки собирают на нижнем кольце, после чего на них опускают крышку или верхнее кольцо и устанавливают подшипники на верхних цапфах. Разборка ведется в обратном порядке и при этом для съема крышки и выема лопаток требуется демонтаж генератора агрегата, а следовательно, его остановка на дли-

тельный срок. Это требует больших трудовых затрат. Однако в радиально-осевых турбинах и поворотнолопастных до $D_1 = 4{,}5$ м выем лопаток требуется очень редко, поэтому в них применяют только эту простую и надежную конструкцию направляющего аппарата (см. рис. II.6).

В крупных поворотнолопастных турбинах с несъемным верхним кольцом *1* (рис. IV.4, *а*) направляющего аппарата или этим же кольцом, объединенным со статором, необходимо производить установку и выем лопаток *2* в отдельности через это кольцо. Такая конструкция была предложена Н. Н. Ковалевым и применена на Рыбинской ГЭС. В ней верхнее кольцо выполнено с фигурными отверстиями *3*, закрытыми снизу накладками, а сверху ромбическими фланцами подшипников лопаток. При этом кольцо получается массивным и развитым по ширине, а крепление накладок осуществляется винтами или гужонами, головки которых высверливают при съеме накладок. Кроме того, для выема лопаток необходима достаточная высота шахты $h_{шх}$.

Во многих крупных поворотнолопастных турбинах применяется так называемый нижний выем лопаток через спиральную камеру, который применяется как при съемном, так и несъемном верхнем кольце (рис. IV.4, *б*). Такая конструкция позволяет демонтировать лопатки при установленном кольце *5* и снятых подшипнике лопатки, рычаге и деталях привода. Сначала лопатку поднимают на высоту нижней цапфы и выводят из нижнего кольца *4* (положение *а*), затем наклоняют и опускают (положение *б*) до выхода верхней цапфы, наклоняют еще более (положение *в*) и удаляют через спиральную камеру. В верхнем кольце выполняют кольцевой паз *6*, в который при подъеме на величину *h* входит развернутое соответствующим образом перо лопатки. В рабочем состоянии паз закрывают накладками. Монтаж лопатки ведется в обратном порядке.

V.2. Конструкции основных узлов и деталей

При достаточно высокой крышке турбины и обычном приводе в радиальных аппаратах применяют трехопорные лопатки (рис. IV.5, *а*). Чтобы дать верхней цапфе возможность некоторого прогиба, что приводит к более равномерному распределению напряжений, зазор в верхней опоре задают бо́льшим, чем в двух других. Переход от цапфы к перу делают с развитой галтелью *Г*, подбирая радиусы *R* и $R_{сф}$ так, чтобы ширина галтели равнялась диаметру цапфы. Это позволяет обеспечить равнопрочность лопатки в месте заделки в цапфе. Выполняются лопатки литыми (рис. IV.5, *а*), сварными (рис. IV.5, *б*) или обычно при малом $b_{пер}$ коваными (рис. IV.5, *в*). Литые лопатки изготавливают из стали 20ГСЛ или 30Л. Они при достаточно больших размерах имеют пустотелое перо (при $b_{пер} > 1{,}0$ м). Для сварных лопаток перо штампуют из двух заготовок листовой стали МСтЗ, которые свариваются между собой, а затем к ним приваривают кованые из стали 20ГС или 25 заготовки верхней и нижней цапфы. Кованые лопатки из стали 30ГС или 30 применяют в высоконапорных турбинах. Все заготовки лопаток обтачивают на станках, а прилегающие кромки строгают при фиксированном положении пера, одинаковом для всей партии. В гидротурбинах Камской ГЭС (см. табл. 1.2) применены лопатки из модифицированного чугуна, успешно работающие уже много лет.

Сечение пера имеет форму хорошо обтекаемого профиля, который должен оказывать малое сопротивление потоку и направлять его на рабочее колесо. В отечественных гидротурбинах применяют три типа профилей: симметричный (рис. IV.6, *а*), асимметричный положительной кривизны (рис. IV.6, *б*) и асимметричный отрицательной кривизны (рис. IV.6, *в*). Они при гладком обтекании по-разному влияют на поток: первый — не изменяет его направления; второй — дополнительно закручивает (он применяется наиболее часто); третий — его несколько раскручивает (применяется редко). Размеры, необходимые

для построения первых двух профилей, для нормализованных диаметров направляющего аппарата D_0 даны в работе [52]. В настоящее время разработаны новые нормали.

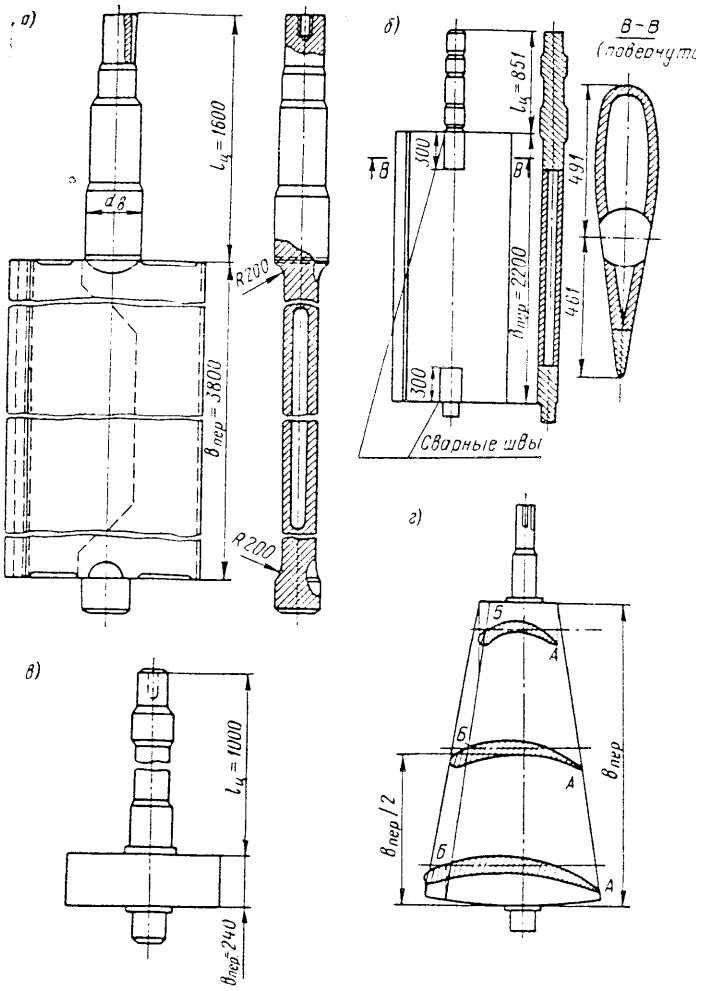

Рис. IV.5. Лопатки направляющих аппаратов некоторых гидротурбин: *а* — радиального, литая; *б* — радиального, сварная; *в* — радиального, кованая; *г* — конического, литая

В обратимых гидромашинах применяют обоюдоострые симметричные относительно продольной и поперечной осей профили. Литая лопатка конического аппарата с конусообразным пером, двумя опорами и различно построенными по его высоте профилями показана на рис. IV.5, *г*. Перо лопатки строят так, чтобы оно обеспечивало нужную закрутку потока, а его сопрягающиеся кромки, совпадающие с коническими образующими и проходящие через базовые точки *А* и *Б* (рис. IV.5, *г*), расположенные на профилях, плотно замыкались при закрытом положении лопаток. Формы этих профилей не нормализованы. Двухопорные лопатки в радиальных аппаратах применяются при низкой открытой сверху крышке турбины или при индивидуальных сервомоторах. Выполняются двухопорные лопатки так же, как и трехопорные.

Конструкции подшипников верхней цапфы лопатки зависят от вида смазки. Подшипник верхней цапфы *4* с водяной смазкой, показанный на рис. IV.7, *а* и с масляной смазкой (рис. IV.7, *б*), состоит из корпуса *19*, выполняемого обычно литым из чугуна СЧ 28-48, и запрессованных в нем втулок для средних *2* или *20* и верхних *5* или *17* опор лопатки. Втулки *1* или *21* нижней цапфы лопатки запрессовывают в нижнее кольцо направляющего аппарата. Выполняются втулки, работающие на масляной смазке солидолом, из бронзы БрОЦС6-6-3, а на водяной смазке — из древесно-слоистых пластиков или пластмасс. Крепится подшипник к крышке *24* турбины или верхнему кольцу *3* направляющего аппарата шпильками *6*, гайками *10* и штифтами *18*. В зависимости от вида смазки изменяется и исполнение цапфы. Размеры нормализованной конструкции даны в работе [52].

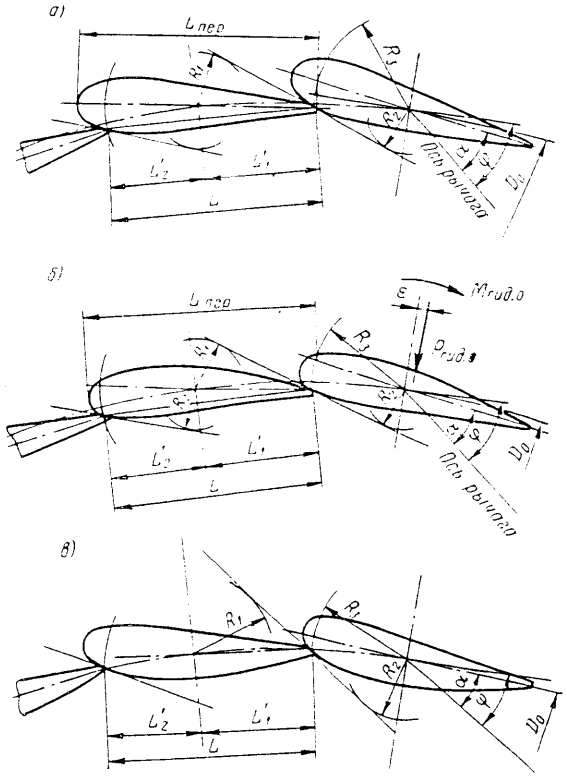

Рис. IV.6. Профили направляющих лопаток: *а* — симметричный; *б* — асимметричный положительной кривизны; *в* — асимметричный отрицательной кривизны

Масляная смазка в подшипнике подводится к верхней и средней втулкам через просверленные в корпусе отверстия, а к нижней цапфе — через просверленное в лопатке центральное отверстие или по трубке *15*, если перо пустотелое. Попадание воды в верхний подшипник или протечки из него ограничиваются самозажимающимся уплотнением *8* с U-образной манжетой из малостойкой резины. В нижнем подшипнике такое же уплотнение применяется при достаточно высоких напорах ($H \geqslant 100$ м), когда необходимо разгрузить торец лопатки от избыточного гидравлического давления и таким образом устранить подъем лопатки и прижим пера, а также для уменьшения износа опоры при большом содержании твердых наносов в воде. При наличии уплотнения нижняя цапфа разгружается через сточные отверстия или трубки (см. рис. II.13).

Смазывание маслом производится либо шприцем через текалемитные головки *14*, либо автоматически из специальной установки (АГС). Практически подшипники работают на масляно-водяной эмульсии, так как в них проникает вода.

Водяная смазка обычно достигается тем, что вода проникает через зазоры во втулке *2*, реже — специально подводимой чистой водой. В первом случае

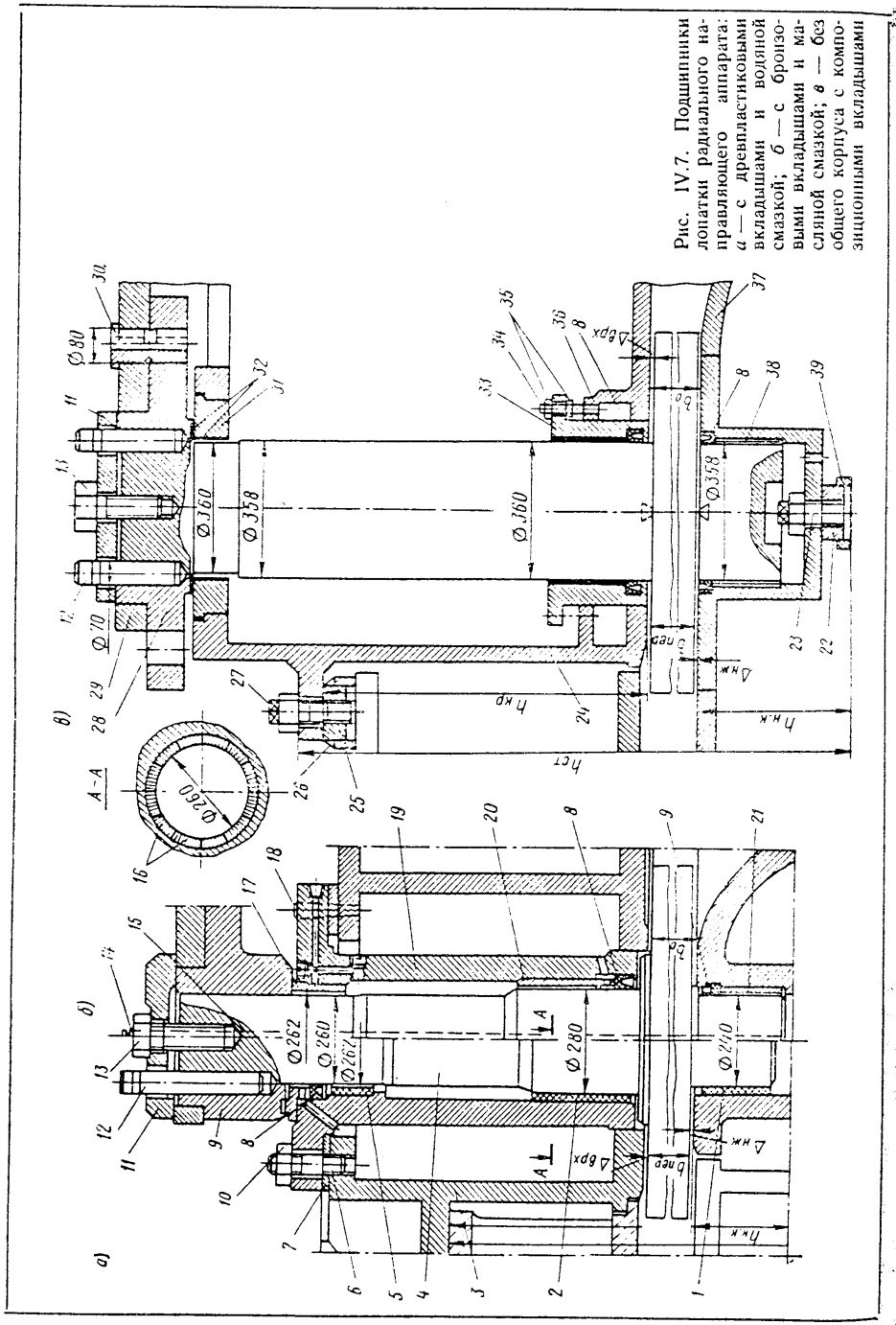

Рис. IV.7. Подшипники лопатки радиального направляющего аппарата: *а* — с древпластиковыми вкладышами и водяной смазкой; *б* — с бронзовыми вкладышами и масляной смазкой; *в* — без общего корпуса с композиционными вкладышами

уплотнение *8* устанавливают непосредственно под рычагом, во втором — так же, как при смазке маслом. Вкладыши из древесно-слоистых пластиков *1*, *2*, *5*, широко применявшиеся в отечественных гидротурбинах до 1970-х годов, склеивают из брусков *16* ДСПБ (см. сечение *А—А*) таким образом, чтобы волокна располагались в радиальном направлении, а слои — в меридианных плоскостях. При таком расположении цапфы лопаток не зажимаются во втулках, а бруски самоуплотняются при разбухании пластика. Разбухание, недостаточная износостойкость при наличии твердых наносов и значительная трудоемкость изготовления являются основными недостатками древесно-слоистых пластиков, поэтому в новых турбинах применяют вместо них втулки из композитных пластмасс.

Подшипники лопаток из наполненного фторопласта, выполненные без корпуса *19*, рассматривались в § II.4. (рис. II.12). Они могут работать с любой смазкой, а при хорошем отводе тепла и малом теплообразовании — без смазки. Такие подшипники (рис. IV.7, *в*) являются наиболее перспективными. Коэффициент трения в них $f \approx 0{,}1$. Антифрикционный слой *32* подшипников состоит из пористой пластмассы, заполненной фторопластом и наносится непосредственно на металлическую поверхность подшипника. Средний подшипник *33* установлен в специальной обойме *36*, приваренной к днищу крышки турбины, и может при помощи шпилек *34* регулироваться гайками *35* по высоте. Внутри подшипника, в пазу, установлено уплотнение *8*. Нижний подшипник, выполненный в виде тонкостенной втулки *37*, запрессован в нижнем кольце направляющего аппарата и огражден уплотнением. Верхний подшипник *31*, имеющий антифрикционный слой, нанесенный на опорные поверхности, запрессован в верхней деке крышки турбины.

В подшипниках, показанных на рис. IV.7, предусмотрена возможность регулирования зазоров на торцах лопаток. Подтягивая болт *13*, опирающийся на шайбу *11*, устанавливают зазоры $\Delta_{\text{вр}x}$ и $\Delta_{\text{н}ж}$. Размер зазоров $\Delta = \Delta_{\text{вр}x} + \Delta_{\text{н}ж} = b_0 - b_{\text{лер}}$ является замыкающим размером в размерной цепи, так как $b_0 = h_{\text{ст}} - (h_{\text{кр}} + h_{\text{н.к}})$, где условные высоты статора $h_{\text{ст}}$, свисающей части крышки $h_{\text{кр}}$ и нижнего кольца $h_{\text{н.к}}$ замеряют от некоторого принятого уровня. В обычных конструкциях эти размеры выполняют с отклонениями, при которых суммарное отклонение δ получается недопустимо большим. Для того чтобы получить зазоры $\Delta_{\text{вр}x}$ и $\Delta_{\text{н}ж}$ в допустимых пределах между фланцами устанавливают уплотнительные прокладки. Их толщину определяют при сборке исходя из фактического значения b_τ, а h выполняют с учетом этой толщины. Фланцы подшипников уплотняются прокладками *7*.

В конструкции, показанной на рис. III.3, *в*, мерные прокладки отсутствуют. Их роль выполняют промежуточные кольца *22* и *25*. Здесь вначале устанавливают на отжимных винтах и выверяют в горизонтальной плоскости промежуточное кольцо *22*, на котором затем с помощью шпилек устанавливают и выверяют нижнее кольцо *37* направляющего аппарата, которое после приварки кольца *22* к буртикам *39* прикрепляют шпильками *23*. Затем на нижнем кольце устанавливают лопатки, опускают крышку *24* турбины и устанавливают кольцо *25* на требуемой высоте, так чтобы зазоры $\Delta_{\text{вр}x} = \Delta_{\text{н}ж}$ находились в заданных пределах. После этого крышку снимают, кольцо *25* приваривают к буртикам *26*, вновь ставят крышку и закрепляют шпильками *27*. Если выверить в горизонтальной плоскости поверхность нижнего кольца и установить его на фундаментном кольце, то лопатки можно устанавливать на нем, как обычно, а крышку установить на нужной высоте, используя только одно верхнее промежуточное кольцо *25*, как это сделано для Токтогульской ГЭС (см. рис. II.12). Тогда отпадает трудная операция приварки нижнего кольца и увеличивается жесткость конструкции. Для установки заданных зазоров $\Delta_{\text{вр}x}$ и $\Delta_{\text{н}ж}$ можно использовать мерные прокладки.

На рис. IV.7 детально показано крепление рычагов *9* и *28* к цапфе лопатки с помощью затянутых цилиндрических клиновых, предложенных В. Е. Гольдиным шпонок *12* и *29*, не требующих ручной пригонки, и соединение рычага с накладкой *29* посредством срезного пальца *30*.

Крышка турбины, опора пяты, верхнее и нижнее кольца относятся к стационарным деталям направляющего аппарата. Состоят они, как правило, из нескольких частей (секторов), габариты которых определяются условиями транспортировки и производства. Число секторов принимают четным, чтобы иметь сквозные меридианные разъемы, необходимые при обработке стыков. Выполняются эти детали сварными из проката МСт3, реже литыми из стали 20ГСЛ или 30Л. Можно применять высокопрочный чугун ВПЧ 40-5, хорошо зарекомендовавший себя на Камской ГЭС. Выбор материала зависит от напряженного состояния деталей и условий производства. В последние годы в отечественном гидротурбостроении преимущественное применение нашли сварные конструкции. Они отличаются наименьшей затратой материалов для заготовок и наименьшей массой, требуют меньших припусков на обработку, позволяют точно выдерживать толщину стенок, в них отсутствуют внутренние и поверхностные дефекты, неизбежные в отливках, их фактическая прочность больше соответствует расчетным значениям. Общим недостатком сварных конструкций является наличие остаточных напряжений и вызываемых ими деформаций. Для устранения этих напряжений обязательно применение термической обработки (отпуска и нормализации) после сварки. Допустимые деформации сварных деталей должны находиться в пределах припусков на обработку.

Крышки турбин являются наиболее сложными кольцевыми деталями. В крупных поворотнолопастных турбинах ($D_1 > 4{,}5$ м) применяют крышки, выполненные отдельно от верхнего кольца направляющего аппарата (см. рис. I.4, II.4), при этом их наружный размер и диаметр отверстия в верхнем кольце выполняют больше диаметра рабочего класса на величину монтажного зазора, необходимого для проноса рабочего колеса при установленных лопатках и верхнем кольце. Для увеличения жесткости, прочности и динамической устойчивости (повышения частоты собственных колебаний) в крышках так же, как и в других кольцевых деталях турбин, кроме стыковых фланцев устанавливаются сплошные промежуточные радиальные ребра, имеющие круглые отверстия. Ребра с большими, повторяющими контур ребра отверстиями (рис. I.4) теперь не применяются. В них при работе возможны перенапряжения и возникновение трещин в углах отверстий.

Омываемая поверхность сварных крышек поворотнолопастных турбин выполняется торовой из штампованных листов либо в виде ряда усеченных конусов (см. рис. II.4) из вальцованных листов, что проще. Возникающая в последнем случае небольшая огранка на условия обтекания существенного влияния не оказывает. В поворотнолопастных турбинах при малых размерах ($D_1 \leqslant 4{,}5$ м) применяют крышки, объединенные с верхним кольцом направляющего аппарата (см. рис. II.6).

Сварные крышки поворотнолопастных турбин, составленные из конических элементов без промежуточных ребер (см. рис. II.5), применяют редко. Они имеют малую массу, просты в изготовлении, но менее жестки, чем обычные.

Крышки радиально-осевых турбин всегда выполняют объединенными с верхним кольцом направляющего аппарата. При средних и повышенных напорах они имеют плоскую форму (см. рис. II.12). В крышках, несущих на себе пяту агрегата, часто применяется коническая или цилиндрическая переборка, передающая нагрузку на коробчатое сечение крышки (см. рис. II.10 и II.11) и повышающая жесткость несущего контура в сечении крышки. Внутренняя часть такой крышки оказывается свободной и облегчает доступ к подшипнику турбины. В некоторых гидротурбинах применяются крышки, выполненные

заодно с опорой пяты. Крышки радиально-осевых высоконапорных турбин развиты в высоту (см. рис. II.13), что необходимо по условиям их прочности, так как они воспринимают значительное гидравлическое давление.

Конструкции верхних колец направляющего аппарата в большей мере зависят от конструкции статора. В последнее время большое применение находят сварные верхние кольца.

Нижние кольца направляющих аппаратов являются опорными конструкциями для нижних цапф лопаток. Они выполняются в поворотно-лопастных турбинах либо отдельно от камеры рабочего колеса (см. рис. I.4 и II.6), либо объединенными с верхним кольцом камеры (см. рис. II.4 и II.5). В радиально-осевых турбинах, как правило, применяют отдельные нижние кольца.

В конических аппаратах горизонтальных турбин (рис. IV.2) верхнее и нижнее кольца заменяют наружным и внутренним кольцами, в которых устанавливают подшипники наружных и внутренних цапф лопаток. Эти кольца состоят из отдельных скрепляемых болтами секторов и имеют обязательный горизонтальный разъем, необходимый для монтажа.

Детали механизма привода радиального направляющего аппарата: рычаги, накладки, серьги, состоящие из вилок и стяжек, срезные и соединительные пальцы и цилиндрические клиновые шпонки — нормализованы. Рекомендуемые размеры и эскизы этих деталей даны в [52]. Сходные детали механизма привода конического направляющего аппарата проектируют по ранее выполненным аналогам.

Регулирующие кольца выполняют сварными из проката МСт3 (рис. IV.8, *б*) или литыми из стали 20ГСЛ (рис. IV.8, *а*) или 30Л. Обычно кольцо *1* делят на две части (рис. IV.8, *в*), так как иначе его нельзя собрать или разобрать при собранном генераторе. В крайнем случае, если это требуется по условиям транспортировки, кольцо делят на четыре части. Соединяют отдельные части установленными во фланцах *5* болтами *11*, которые выполняют припасованными; эти болты и воспринимают перерезывающие силы. Форма сечения колец зависит от общей компоновки направляющего аппарата.

Сечения открытого коробчатого типа (рис. IV.8, *а*), имеющие меньшую жесткость и массу, широко применяются в литом исполнении. Кольца *18* закрытого коробчатого типа (см. рис. IV.1) отличаются большой жесткостью, но занимают больше места и имеют большую массу. Кольца треугольного или U-образного сечения (рис. IV.8, *б*) достаточно жесткие и компактные, особенно в сочетании с опорой пяты, выполняют обычно сварными. Кольца открытого полукруглого сечения применяют только с торовыми встроенными в них сервомоторами и выполняют литыми; они компактны, но имеют малую жесткость.

С сервомоторами регулирующие кольца соединяют тягами *10*, которые присоединяются посредством пальцев *9* к специальным надставкам (ушам) *8*, выполненным на верхней поверхности колец. Применяются также соединения с сервомотором посредством кулисы, для связи с которой применяется установленный в надставке кольца мощный штырь *6*.

Опоры *3* регулирующих колец выполняют с накладками *4* из антифрикционных материалов (бронза БрОЦС6-6-3, наполненный фторопласт, капрон с графитом). Бронзовые накладки устанавливают в кольце коробчатого сечения на расстоянии 0,5—1,0 м друг от друга, они работают погруженными в масло. Опоры *7* из фторопласта работают без смазки и выполняются открытыми. От подъема кольцо удерживается планками *2*, прикрепленными винтами.

Кольцо конического направляющего аппарата показано на рис. IV.2. Оно образовано из двух плоских колец, соединенных цилиндрической обечайкой и радиально расположенными ребрами, боковые выступы которых образуют проушины для тяг сервомоторов. Опирается кольцо на антифрикционные накладки, установленные на фланцах внутреннего кольца.

Втулки в шарнирах привода лопаток рычаг—серьга и серьга—регулирующее кольцо применяют из бронзы БрОЦС6-6-3, работающие на густой масляной смазке, или из капрона, смешанного с графитом (около 3%), а в последних конструкциях, из наполненного фторопласта, не требующего смазки. Неокрашенные детали в направляющем аппарате необходимо предохранять от коррозии, например, хромированием, кадмированием и др.

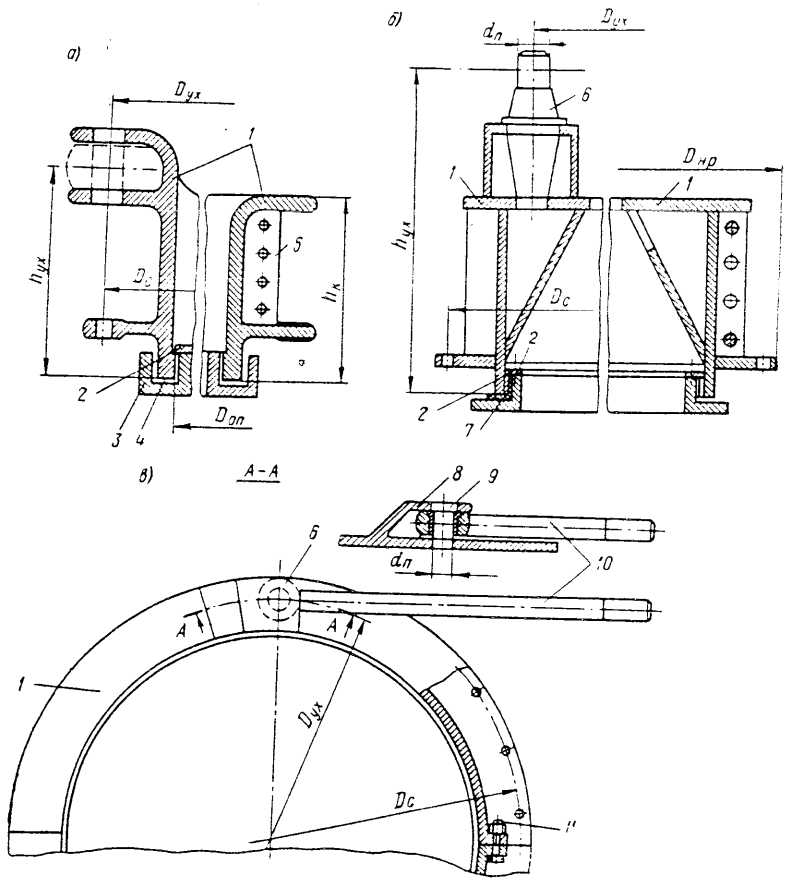

Рис. IV.8. Регулирующие кольца гидротурбин: *а* — с сечением открытого типа; *б* — с У-образным сечением; *в* — вид в плане

§ *IV.3. Системы приводов и конструкции сервомоторов*

Система привода лопаток, число входящих в нее сервомоторов и их расположение оказывают определенное влияние на конструкцию направляющего аппарата.

Привод с двумя сервомоторами (рис. IV.9, *а*) нашел наибольшее применение и многократно рассматривался в гл. II. Сервомоторы *2* установлены в специальных нишах *6* шахты турбины и посредством тяг *3* шарнирно связаны с регулирующим кольцом *4*. Масло под давлением подводится в сервомоторы от золотника регулятора по трубам *1*. Движущий момент, созданный сервомоторами

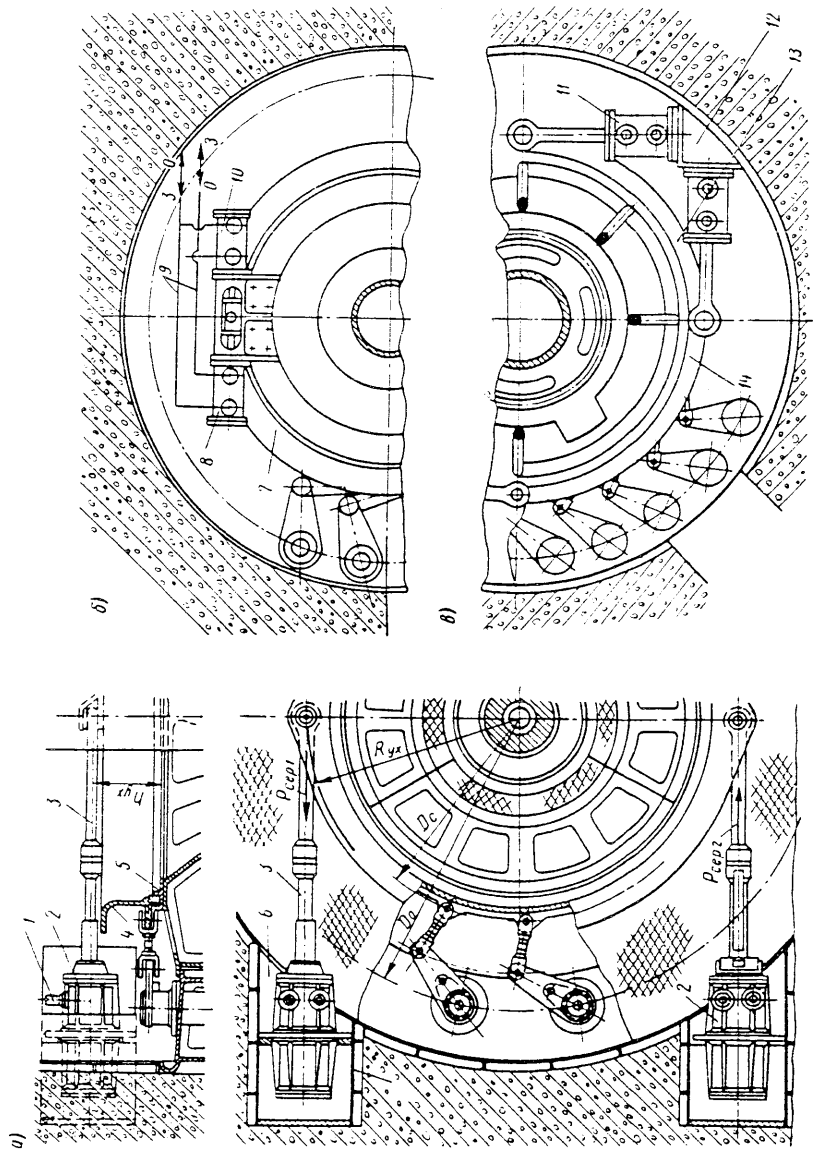

Рис. IV.9. Схемы привода регулирующего кольца: *а* — с двумя сервомоторами в нишах; *б* — со сдвоенными сервомоторами; *в* — с четырьмя отдельными сервомоторами

на регулирующем кольце, и их суммарное усилие определяется соответственно выражениями:

$$M_{дв} = (P_{сер\,1} + P_{сер\,2}) R_{ух};\ P_{сер} = P_{сер\,1} + P_{сер\,2}, \qquad (IV.1)$$

где $R_{ух}$ — радиус уха регулирующего кольца; $P_{сер\,1}$ и $P_{сер\,2}$ — силы сервомоторов.

В обычно применяемых в этой схеме приводах сервомоторах (рис. IV.10) величина усилия зависит от того, в какую сторону движется поршень. При ходе в сторону штока усилие сервомотора $P_{сер\,1} = p\,\pi d^2_{сер}/4$, а при ходе в сторону днища $P_{сер\,2} = p\,\pi\,(d^2_{сер} - d^2_{шт})/4$, где p — давление масла в сервомоторах. Очевидно, что $P_{сер\,1} > P_{сер\,2}$, поэтому реакция на опоре *5* регулирующего кольца будет выражаться как

$$P_{r\,оп} = P_{сер\,1} - P_{сер\,2} = p\pi d^2_{шт}/4. \qquad (IV.2)$$

Кроме того, при расположении центра уха над опорой на высоте $h_{ух}$ возникает момент, стремящийся опрокинуть опору,

$$M_{опр} = P_{r\,оп} h_{ух} = (P_{сер\,1} - P_{сер\,2}) h_{ух}. \qquad (IV.3)$$

Этот момент нагружает планки, установленные на опоре *5* (рис. IV.9, *а*). Большие силы, действующие на опорах, нежелательны, так как они вызывают потери на трение. Устранить реакции на опорах и опрокидывающий момент можно при одинаковых усилиях сервомоторов $P_{сер\,1} = P_{сер\,2}$; тогда будет действовать чистая пара сил, при этом $R_{оп} = 0$ и $M_{оп} = 0$. Одинаковые силы, равные $P_{сер\,2}$, при движении поршня в обе стороны создают сервомоторы с контрштоками, но такие сервомоторы менее герметичны, поэтому их применяют редко.

В сервомоторое со штоком (рис. IV.10) цилиндр *12* обычно выполняют отлитым из чугуна СЧ 28-48 или ВПЧ 40-5, реже сварным. Цилиндр крепят фланцем к лицевому щиту ниши в шахте турбины. Задний и передний торцы цилиндра закрыты крышками *16* и *6*, отлитыми из чугуна и прикрепленными шпильками к его фланцам. Внутри цилиндра перемещается поршень *4*, выполненный литым из чугуна СЧ 28-48. В его пазах установлены поршневые кольца *2*, препятствующие протечкам масла из одной полости в другую. В поршне установлен палец *15*, проходящий через втулку *17*, выполненную из бронзы БрОФ10-1 и запресованную в проушине тяги *8*, откованной из стали 35. От выпадения палец удерживается шайбой *3* и шпильками. Тяга проходит через пустотелый стальной шток *5*, укрепленный на поршне шпильками. Зазор между тягой и внутренней поверхностью в отверстии штока позволяет тяге отклоняться в пределах, необходимых для свободного поворота регулирующего кольца.

С тягой *11*, шарнирно связанной с регулирующим кольцом, тяга *8* соединена кованой стяжкой *10*, имеющей правую и левую резьбы. Это позволяет, вращая стяжку, устанавливать при сборке необходимую общую длину тяги, которая фиксируется контргайками *9*. Для того чтобы тяга при вращении стяжки не заклинивалась на пальцах и не вращалась вместе с поршнем, ее удерживают ключом, для которого на тяге сняты лыски, расположенные под прямым углом к осям отверстий. Установка лысок по уровню гарантирует свободный поворот регулирующего кольца.

При закрытии направляющего аппарата с натягом поршни сервомоторов должны одновременно упереться один в переднюю, а другой в заднюю крышки цилиндров. Если на упор придет поршень только в одном сервомоторе, то второй сервомотор создаст на опоре регулирующего кольца реакцию, равную его удвоенной силе, что может вызвать разрушение опоры, так как кольцо в этом случае имитирует рычаг второго рода. Шток направляется в отверстии

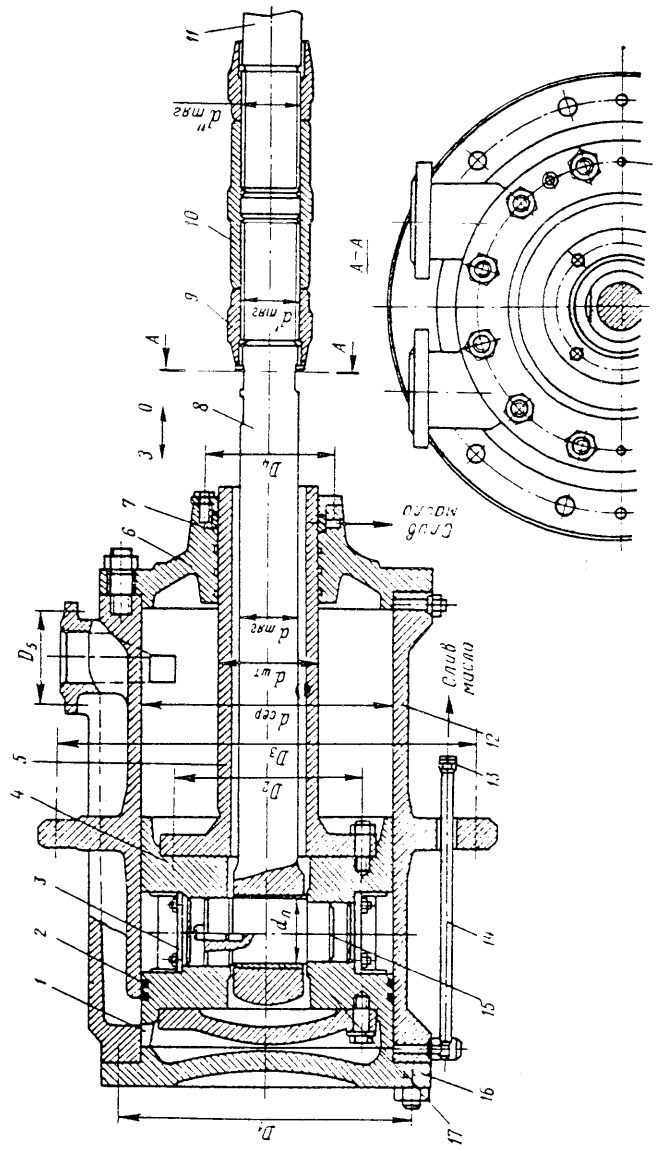

Рис. IV.10. Сервомотор направляющего аппарата

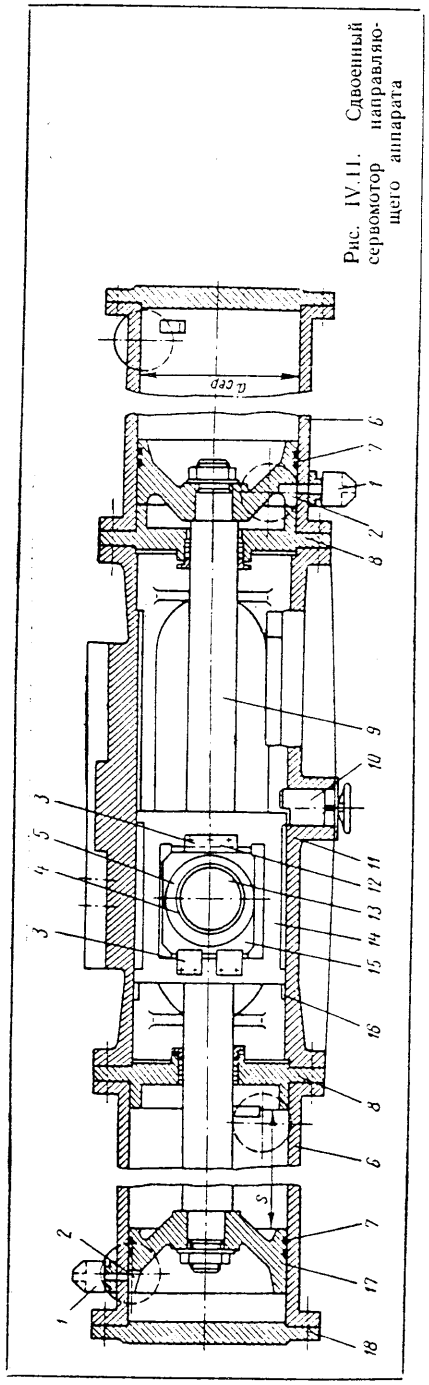

Рис. IV.11. Сдвоенный сервомотор направляющего аппарата

передней крышки и уплотняется в ней самозажимающейся манжетой *7* из маслостойкой резины.

В цилиндр сервомотора масло под давлением 4 МПа подводится из маслонапорной установки через золотник регулятора. В последних установках давление масла повышено до 6,3 МПа. В литых цилиндрах для подвода масла выполняют специальные каналы. Отверстия, из которых масло поступает в цилиндр, в конце хода поршня перекрываются торцевыми выступами. Для замедления выпуска масла и движения поршня в соответствующих выступах делают треугольные (в плане) вырезы *1*. Для выпуска масла из цилиндра установлена трубка *14*, закрытая пробкой *13*.

Привод с двумя сдвоенными сервомоторами (рис. IV.9, *б*) применяют в мощных гидротурбинах (см. рис. II.10—II.14). В этом приводе сервомоторы *8* и *10* расположены друг против друга на одной оси и сумма их сил, приложенных к каждому штырю регулирующего кольца *7*, остается постоянной, так как движущий момент $M_{дв} = 2R_{ух}(P_{сер\,1} + P_{сер\,1})$ создается чистой парой сил. При этом реакция опоры и опрокидывающий момент равны нулю. Последнее условие позволяет облегчить опору и располагать сервомоторы над кольцом. Недостатком этой системы привода является то, что сервомоторы, расположенные над рычагами и серьгами, существенно затрудняют доступ к ним. Система труб *9*, подводящих масло к сервомоторам, может располагаться внутри крышки турбины, что освобождает шахту.

Сдвоенный сервомотор показан на рис. IV.11. Его корпус *11* устанавливают на опоре пяты или крышке турбины. В его направляющих *16* перемещается кулисная рамка *14*, откованная вместе со штоками *9* из стали 35. В рамке перемещается кованый из той же стали камень *15*, на боковых гранях которого укреплены винтами выполненные из бронзы БрОФ10-1 направляющие *12*. От выхода из рамки камень удерживается накладками *3*, прикрепленными винтами. В камне установлена промежуточная втулка *5*, в которой с эксцентриситетом в 10 мм запрессована втулка *4* из бронзы БрОФ10-1, надетая на штырь регулирующего кольца *13* (см. также рис. IV.8, *б*). Стальную втулку *5*

устанавливают в такое положение, при котором поршень *17* упирается в выступ крышки *8* при затянутом положении направляющего аппарата. Поршни выполнены литыми из чугуна СЧ 28-48 и уплотнены поршневыми кольцами *7*, отлитыми из модифицированного чугуна, цилиндры *6* сварены из листовой стали МСт3, промежуточные крышки *8* отлиты из стали 30Л или 20ГСЛ, задние крышки *18* выточены из толстого проката МСт3.

Масло подводится через приваренные к цилиндрам патрубки с фланцами. Для замедления скорости движения поршней в конце хода на закрытие, кроме треугольных вырезов *2*, в обоих цилиндрах установлены обратные клапаны *1*, которые ограничивают предельное повышение давления в полости сервомотора при закрытии, и стопор *10*, выполненный в виде задвижки.

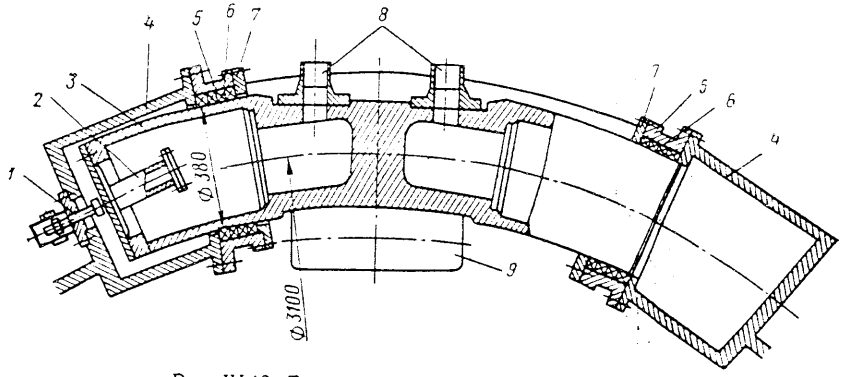

Рис. IV.12. Торовые плунжерные сервомоторы

Схема (см. рис. IV.9, *в*) с четырьмя прямоосными сервомоторами *11*, выполненными аналогично сервомоторам со штоками (см. рис. IV.10) и установленными под прямым углом друг к другу на специальных консольных опорах *12*, применена на гидротурбинах Усть-Илимской ГЭС (см. рис. II.11). Сервомоторы связаны с регулирующим кольцом *14* в четырех, равномерно расположенных по окружности точках. Это по сравнению с приводом в двух точках уменьшает вдвое действующие в регулирующем кольце *13* силы $P_{р.к} = P_{сер}/4$ и соответствующие им изгибающие моменты. Так же, как в схеме на рис. IV.9, *б*, сервомоторы уравновешивают друг друга при повороте кольца, а реакция и сила на опоре равны нулю.

Схема с торовыми плунжерными сервомоторами (рис. IV.12) отличается исключительной компактностью (см. рис. II.4, II.5). В этой схеме движущий момент $M_{дв} = 2P_{сер\,1}R_{ух}$ образуется чистой парой сил, а $R_{оп} = 0$. Цилиндры *1* сервомотора выполнены сварными. Плунжер *3* отливают из стали 20ГСЛ, обрабатывают по торовой поверхности и устанавливают на кронштейне *9*. Масло под давлением подводится по трубам *8* через плунжер в цилиндры *4* жестко связанные с регулирующим кольцом. В конце хода сервомотора на закрытие подвод масла замедляется дроссельным клапаном *2* при нажиме торца плунжера на штифт *1*. Поверхности цилиндров обработаны только на торцах, где к ним присоединены корпуса *5* уплотнений с мягкой набивкой *6* и нажимными грунд-буксами *7*. К недостаткам торовых сервомоторов, ограничивающих их применение, относятся весьма сложная и трудоемкая обработка плунжера, большие размеры уплотнений, их сильный износ и значительные утечки масла из сервомоторов.

В некоторых гидроагрегатах находит применение привод лопаток направляющего аппарата индивидуальными сервомоторами. Конструкция крыль-

чатого сервомотора показана на рис. IV.13. Ротор сервомотора *7* отлит из стали. Между его верхним *2* и нижним *10* фланцами расположены на равных расстояниях три подвижных крыла *6*. Между ними расположены три неподвижных крыла *3*, прикрепленных винтами к отлитому из стали цилиндру *1*. В зазорах между крыльями и ротором установлены уплотнения *2*. С цапфой лопатки ротор соединен посредством мальтийского креста *8* и полумуфты *9*, сопряженных перпендикулярно расположенными выступами и пазами. Это устройство позволяет цапфе смещаться при прогибах лопатки. Полумуфту и крест выполняют из прочных стальных поковок, они испытывают большие напряжения на смятие по кромкам выступов и пазов.

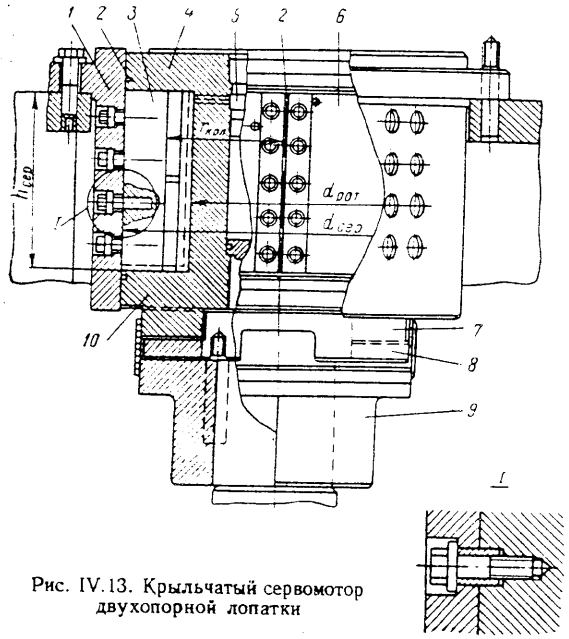

Рис. IV.13. Крыльчатый сервомотор двухопорной лопатки

Находят применение индивидуальные поршневые сервомоторы, установленные на каждой лопатке. Одновременность действия и поворот лопаток на одинаковый угол в индивидуальных сервомоторах достигается применением гидравлической следящей системы. Золотники этой системы, подающие масло под давлением в рабочие полости сервомотора и отводящие его, в крыльчатых сервомоторах установлены в отверстии ротора *10*, а в поршневых — у каждого сервомотора. Они, будучи последовательно соединенными друг с другом тягами, синхронно перемещаются регулятором скорости. Масло к золотникам подается кольцевыми трубопроводами непосредственно из МНУ. Эта система отличается большой компактностью и малой массой. При попадании какого-либо предмета между лопатками индивидуальные сервомоторы останавливаются. По устранении препятствия их золотники, находящиеся в одинаковом положении со всеми остальными, приведут их в соответствие с другими лопатками. Привод требует выполнения большого числа деталей по первому классу точности, поэтому, несмотря на малую массу, трудоемкость изготовления привода оказывается большой.

Основные размеры направляющего аппарата имеют большое технико-экономическое значение. Важнейшим из них является диаметр окружности расположения лопаток D_0. Уменьшение этого диаметра может вызвать свисание лопаток в камеру рабочего колеса или их приближение к лопастям, что ведет к понижению к. п. д. и возникновению на входе в рабочее колесо вихрей, нарушающих спокойную работу турбины. Увеличение D_0 до некоторых значений ведет к повышению к. п. д., но при этом увеличивается масса направляющего аппарата, статора и спиральной камеры пропорционально D_0^3. Определение оптимального значения D_0 для нормалей является исключительно важной задачей. В старых нормалях принято $D_0 = 1{,}16D_1$ для напоров до 250 м и $D_0 = 1{,}2D_1$ — при более высоких напорах. Однако использование этих рекомендаций в ряде случаев приводило к понижению к. п. д. В настоящее время принято соответственно $D_0 = 1{,}2D_1$ и $D_0 = 1{,}25D_1$.

Диаметр окружности расположения пальцев регулирующего кольца в нормалях принят $D_c = 0{,}8D_1$, а вообще он может изменяться от 0,75 до $0{,}85D_1$. Его уменьшение позволяет удлинить рычаги и серьги, что ведет к уменьшению требуемого усилия и увеличению хода сервомотора. Аналогично влияет изменение угла β — между направлением оси серьги и касательной к окружности пальцев в точке шарнира. При большем значении угла β увеличивается сила, действующая вдоль серьги P_c, и соответственно момент на лопатке $M_{дв\,1}$, которые резко уменьшаются по мере увеличения открытия лопатки, при малом β сила P_c и момент $M_{дв\,1}$ получаются меньшими по величине и мало изменяются при открытии. И та и другая схемы используются в зависимости от того, какая из них больше соответствует требуемому изменению движущего момента.

§ IV.4. Определение усилия сервомотора направляющего аппарата

В основе кинематической схемы привода лопаток направляющего аппарата лежит четырехзвенный механизм, представленный на рис. IV.14. В нем поводком является регулирующее кольцо (радиуса R_c); промежуточным звеном — серьга длиною l_c; ведомым звеном — рычаг, имеющий плечо l_p; базой — стационарные детали по окружности расположения лопаток радиуса R_0. Этот механизм создает на лопатке движущий момент $M_{дв\,1}$, который преодолевает момент сопротивления $M_{спр}$. Общее уравнение моментов, удовлетворяющее условиям работы аппарата, будет

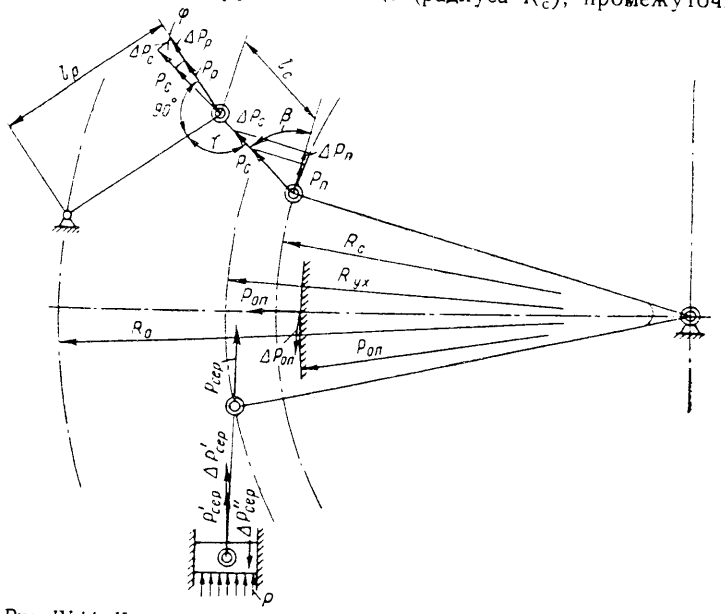

Рис. IV.14. К определению усилия сервомотора и потерь на трение в шарнирах направляющего аппарата

$$M_{дв\,1} \geqslant M_{спр} = \pm M_{гид} + M_{тр}. \qquad (IV.4)$$

В этом уравнении, как известно из курса гидротурбин [39], момент сопротивления является суммой следующих моментов: гидравлического $M_{гид} = \varphi_{м.г}(a_0)$, изменяющегося в процессе открытия, и момента трения

$$M_{тр} = f \sum_{1}^{k} (R_i d_i/2), \qquad (IV.5)$$

в котором величина реакций опор R_i зависит от величины гидравлических сил $P_{гид} = \varphi_р(a_0)$, изменяющихся в процессе открытия; f — коэффициент трения покоя, так как учитывается момент трогания; d_i — диаметры опор; k — число опор на цапфах лопатки.

Таким образом, все члены выражения (IV.4) являются переменными, зависимыми от a_0.

Для того чтобы лопатка поворачивалась, $M_{дв\,1}$ должно быть больше $M_{спр\,1}$, а выражение (IV.4) при любом открытии должно иметь вид

$$M_{дв\,1} = P_р l_р = K_{дв}(\pm M_{гид} + M_{тр}), \qquad (IV.6)$$

где $K_{дв\,1} = 1{,}2$ — коэффициент, при котором обеспечивается движение; он также учитывает неточности в определении $M_{гид}$ и $M_{тр}$; его значение принято ориентировочно.

Общая сила сервомоторов $P_{сер} = \sum_{1}^{n} P_{сер\,i}$ (где n — число сервомоторов), необходимая для создания требуемых движущих моментов на лопатках, может быть определена из схемы действующих сил на рис. IV.14 в предположении, что все моменты одинаковы и в первом приближении трение в шарнирах привода отсутствует.

Сила, приложенная нормально к оси рычага на его плече $l_р$, определяется из выражения для движущего момента (IV.6)

$$P_р = M_{дв\,1}/l_р = K_{дв}(\pm M_{гид} + M_{тр})/l_р. \qquad (IV.7)$$

Сила, действующая в серьге,

$$P_с = P_р/\sin\gamma = M_{дв}/(l_р \sin\gamma), \qquad (IV.8)$$

где γ — угол между направлениями осей рычага и серьги.

Сила, касательно приложенная в шарнире серьга—регулирующее кольцо,

$$P_п = P_с \cos\beta = M_{дв} \cos\beta/(l_р \sin\gamma), \qquad (IV.9)$$

где β — угол между осью серьги и касательной к окружности $R_с$.

Сила сервомоторов определяется из уравнения моментов $P_{сер}R_{ух} = z_0 P_п R_с$. Отсюда, выражая $P_п$ из (IV.9) и $M_{дв\,1}$ из (IV.6), получим

$$P_{сер} = z_0 K_{дв} \frac{(\pm M_{гид} + M_{тр}) R_с \cos\beta}{l_р R_{ух} \sin\gamma} = z_0 K_{дв} \frac{(\pm M_{гид} + M_{тр})}{l_р} K_i \xi_i, \qquad (IV.10)$$

где $K_i = \frac{R_с}{l_р R_{ух}}$ — коэффициент передачи звеньев механизма; $\xi_i = \cos\beta/\sin\gamma$ — кинематический коэффициент, зависящий от расположения звеньев.

Анализируя выражение (IV.10), можно сделать следующий вывод: потребную силу сервомоторов можно уменьшить, увеличив длину рычага $l_р$, уменьшив отношение $R_с/R_{ух}$ и значения ξ_i. Последнее достигается в закрытом положении направляющего аппарата при больших значениях углов β и углах $\gamma \approx 90°$.

Движущий момент, который создает сила сервомоторов на лопатке, определяют в любом положении механизма из выражения (IV.10), учитывая формулу (IV.6),

$$M_{дв\,1} = \frac{P_{сер} l_р R_{ух} \sin\gamma}{z_0 R_с \cos\beta}. \qquad (IV.11)$$

Момент трения в шарнирах механизма в схемах привода, показанных на рис. IV.9, обеспечивающих отсутствие или малые значения реакций опор $R_{оп}$ и $M_{спр}$, составляет $M_{тр} \approx 0{,}03 M_{дв}$ (около 3%); им обычно пренебрегают. Силы и потери на трения играют большую роль в приводе с одним сервомотором, где $R_{оп} = P_{сер}$, и в конических аппаратах, где велика вертикальная составляющая силы, действующей на опоре. В этих приводах силы трения надо учитывать.

Для определения силы сервомоторов с учетом потерь на трение в шарнирах механизма воспользуемся схемой на рис. IV.14. В этом случае силы в серьге

$$P'_с = P_р/\sin\gamma + \Delta P_с, \qquad (IV.12)$$

где $\Delta P_с$ — потери на трение в шарнире рычаг—серьга; $P_р$ — сила, приложенная к рычагу.

Сила на регулирующем кольце с учетом (IV.12)

$$P'_п = z_0 P'_с \cos\beta + \Delta P_п = P_р \cos\beta/\sin\gamma + 2\Delta P_с \cos\beta, \qquad (IV.13)$$

где $\Delta P_п = \Delta P_с \cos\beta$ — потери в шарнире серьга—регулирующее кольцо, определенные с учетом направления силы $P_п$.

Здесь потери трения в обоих шарнирах приняты одинаковыми, равными $\Delta P_с$, так как одинаковы силы $P_с$, условия работы и размеры. Аналогично потери в шарнирах тяги можно принять одинаковыми, равными $2\Delta P_{ух}$. Потери в опоре кольца $\Delta P_{оп}$ зависят от расположения опоры и конструкции агрегата.

Уравнение моментов в регулирующем кольце с учетом сил трения в шарнирах привода можно записать в виде

$$P''_{сер} R_{ух} = z_0 P'_п R_с + \Delta P_{оп} R_{оп} + 2\Delta P_{ух} R_{ух}, \qquad (IV.14)$$

где $R_{оп}$ — радиус опоры; $P''_{сер}$ — сила сервомотора, не учитывающая потери в самом сервомоторе.

Если учесть эти потери, то

$$P'_{сер} = P''_{сер} + \Delta P'_{сер}. \qquad (IV.15)$$

Выразив $P''_{сер}$ из (IV.14), заменив $P'_п$ из (IV.13), выразив $P_р$ из (IV.6) и подставив их в (IV.15), а также введя ξ_i и K_i, получим выражение силы сервомотора с учетом всех потерь

$$P'_{сер} = K_{дв} z_0 (\pm M_{гид} + M_{тр}) \xi_i K_i / l_р + 2\Delta P_с R_с \cos\beta / R_{ух} + \Delta P_{оп} R_{оп}/R_{ух} + 2\Delta P_{ух} + \Delta P'_{сер} = P_{сер} + \Delta P_{сер}, \qquad (IV.16)$$

где $P_{сер}$ — сила, определяемая по формуле (IV.10); $\Delta P_{сер}$ — суммарная потребная сила, необходимая для преодоления всех потерь на трение в механизме, которая может быть представлена в относительном выражении коэффициентом

$$\zeta_{тр} = (2\Delta P_с R_с \cos\beta/R_{ух} + \Delta P_{от} R_{оп}/R_{ух} + 2\Delta R_{ух} + \Delta P'_{сер})/P_{сер}. \qquad (IV.17)$$

Введя $\zeta_{тр}$ в (IV.16), получим

$$P'_{сер} = P_{сер}(1 + \zeta_{тр}) = K_{дв} z_0 (\pm M_{гид} + M_{тр}) \xi_i K_i (1 + \zeta_{тр}). \qquad (IV.18)$$

Потери на трение в шарнирах серьги определяются из уравнения моментов, составленного в предположении, что момент трения, возникающий в шарнире, уравновешивается на рычаге дополнительной силой $\Delta P_р$:

$$\Delta P_р l_р = \Delta P_0 l_р / \sin\gamma = f P_с d_п / 2,$$

где $f = 0{,}15$ — среднее значение коэффициента трения покоя; $d_п$ — диаметр пальца шарнира.

Отсюда с учетом (IV.7) определяется сила, потерянная в шарнире на трение,

$$\Delta P_с = f P_р d_п / (2 l_р). \qquad (IV.19)$$

Потери на трение в опоре определяют как силу трения, вызванную силами, действующими в опоре,

$$\Delta P_{оп} = f (P_{r\,оп} + P'_{оп}), \qquad (IV.20)$$

где $P_{r\,оп}$ — поперечная сила, действующая на опору (см. § IV.3); $P'_{оп}$ — осевая сила, действующая на опору.

В общем виде

$$P'_{оп} = M_{опр} / R_{оп} + G_{рег} + z_0 P_с \sin\psi.$$

В этом выражении $M_{опр}$ — опрокидывающий момент, определяется по (IV.3); $G_{рег}$ — сила веса регулирующего кольца; $z_0 P_с \sin\psi$ — осевая сила от действия серег в конических аппаратах; ψ — угол наклона серьги к нормальной плоскости.

Потери в шарнирах тяги определяются из уравнения моментов в этих шарнирах

$$\Delta P_{ух} = f P_{сер} d_{п.\,тг} / (2 l_{тг}), \qquad (IV.21)$$

где $d_{п.\,тг}$ — диаметр пальцев тяги; $l_{тг}$ — длина тяги.

Потери на трение внутри горизонтально расположенного сервомотора

$$\Delta P'_{сер} = f [G_{дв} + \pi p (z_{уп} b_{уп} d_{шт} + z_{кц} b_{кц} d_{сер})]. \qquad (IV.22)$$

Здесь $G_{дв}$ — сила веса движущихся частей сервомоторов; $p_{уп} \approx p$ — давление, созданное уплотнением и поршневыми кольцами, примерно равное давлению в сервомоторах; $b_{уп}$ — ширина манжет уплотнений; $d_{шт}$ — диаметр штока сервомотора; $z_{уп}$ и $z_{кц}$ — соответственно число уплотнений и число поршневых колец во всех сервомоторах; $b_{кц}$ — ширина поршневых колец.

Выражения (IV.19)—(IV.22) дают возможность определить численные значения потерь по формулам (IV.16) или (IV.18) и найти силы сервомоторов с учетом всех потерь.

Для определения силы сервомотора по (IV.10) нужно знать значения момента сопротивления $M_{спр}$ по (IV.4) для заданных положений механизма: обычно при шести открытиях от $a_0 = 0$ до $a_0 = a_{0\,max}$. Для этого строят график (рис. IV.15, *а*), на котором в координатах $M - a_0$ наносят моменты $M_{гид}$, $M_{тр}$ и $M_{спр}$. При этом гидравлический момент считается положительным, когда он направлен на закрытие лопатки, и отрицательным при обратном направлении.

В предварительных приближенных расчетах гидравлические силы и момент расчетным путем определяют только для закрытого положения:

$$P_{гид\,0} = p_{гид} F_{пр} = \rho g H_{max} (1 + \xi) L b_0; \qquad (IV.23)$$

$$M_{гид\,0} = P_{гид} \varepsilon = \rho g H_{max} (1 + \xi) b_0 \eta_0 L^2, \qquad (IV.24)$$

где H_{max} — наибольший статический напор относительно средней линии направляющего аппарата; $F_{пер} = b_0 L$ — площадь пера, подвергающаяся гидравлическому давлению; b_0 — высота направляющего аппарата; L — ширина профиля, подверженная давлению; $\varepsilon = L_1 - L/2$ — эксцентриситет, равный плечу момента или расстоянию между точкой приложения силы $P_{гид\,0}$ и осью поворота лопатки; $\eta = \varepsilon / L$ — относительный эксцентриситет (эксцентриситет считается положительным при положительном моменте).

В открытом положении лопаток значения гидравлических силы и момента определяются (в ньютонах) по формулам, известным из курса гидротурбин [39, 49]:

$$P_{гид} = 1000 C_p (Q'_1)^2 D_1^2 H_{max}; \qquad (IV.25)$$

$$M_{гид} = 1000 C_m (Q'_1)^2 D_1^3 H_{max}, \qquad (IV.26)$$

где значения C_p и C_m определяются из экспериментальных характеристик, полученных при модельных испытаниях принятого в проекте типа турбины (рис. IV.15, *б*); Q'_1 — приведенный расход, определяется из универсальной характеристики при данных значениях a_0. Подсчитанные по (IV.25) $P_{гид}$ и по (IV.26) значения $M_{тр}$ наносят на график (рис. IV.15, *а*).

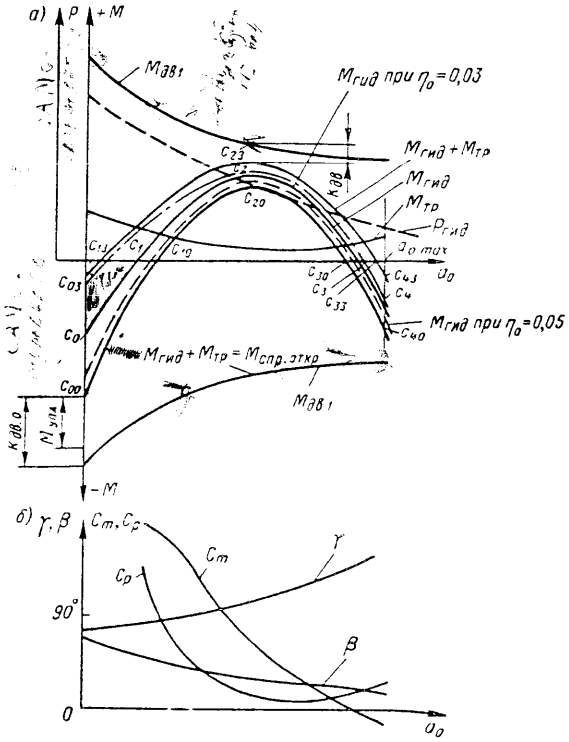

Рис. IV.15. Моментные характеристики направляющего аппарата

Существуют методы определения $P_{гид}$ и $M_{гид}$ для открытых положений лопаток расчетным путем, основанные на определении скоростей и давлений при обтекании профиля при заданном режиме и заданных линиях тока. Они запрограммированы на ЭВМ, обычно применяются при проектировании проточного тракта турбины и требуют последующей экспериментальной проверки.

Момент трения $M_{тр}$ определяют из расчетных данных. Для трехопорной и двухопорной лопаток он в соответствии с выражением (IV.6) будет:

$$M_{тр\,3} = f (R_A d_A + R_B d_B + R_C d_C + G_л d_{оп}) / 2; \qquad (IV.27)$$

$$M_{тр\,2} = f (R_A d_A + R_B d_B + G_п d_{оп}) / 2, \qquad (IV.28)$$

где $f \approx 0{,}15$ — коэффициент трения, зависящий от материала втулок, вида и качества смазки, принят с некоторым округлением; R_A, R_B, R_C — реакции опор; d_A, d_B, d_C — диаметры опор; $G_л$ — сила веса лопатки (в конических аппаратах $G'_л = G_л \cos\theta$ — составляющая веса на опоре лопатки); $d_{оп} = (d_{нр} + d_{вн})/2$ — средний диаметр опорной поверхности под рычагом лопатки.

Реакции опор определяют при расчете лопатки на прочность. Трудность заключается в том, что при этом должна быть известна сила $P_р$ на рычаге,

которая находится из (IV.7) при $M_{дв\,1}$, определенном из (IV.11) при заданных $P_{сер}$, а следовательно, и $M_{тр}$, который зависит от $P_р$. Решить эту задачу можно путем последовательных приближений. В первом приближении можно принять $M_{тр} = 0$ и определить из (IV.10) $P_{сер\,(1)}$; из (IV.11) найти $M_{дв\,(1)}$ и из (IV.7) $P_{р\,(1)}$. Подставив эти величины в (IV.72), (IV.73), (IV.80) при трехопорной лопатке и (IV.94), (IV.95) или (IV.100), (IV.101) — при двухопорной лопатке, определить реакции и затем получить значение $M_{тр}$ по (IV.27) или (IV.28). Вновь определить $P_{сер\,(2)}$, $M_{дв\,1\,(2)}$, $P_{р\,(2)}$ — во втором приближении и так далее. Третье или четвертое приближение дает достаточную точность. При счете на ЭВМ типа «Наири» метод приближений не занимает много времени и дает возможность получить точное решение.

При предварительных расчетах принимают $R_A = 0{,}5P_{гид}$; $R_B = 0{,}8P_{гид}$; $R_C = 0{,}4P_{гид}$ в трехопорной лопатке и $R_A = 0{,}5P_{гид}$ и $R_B = 0{,}6P_{гид}$ — в двухопорной. Подставив эти значения в (IV.27) или (IV.28), определяют $M_{тр}$, $P_{сер}$ и $P_р$. Это значение $P_р$ можно также принять при первом приближении и получить реакции $M_{тр}$, $P_{сер}$, $P_{р\,(2)}$ и т. д.

После определения $M_{гид}$ и $M_{тр}$ окончательно определяют по (IV.10) или (IV.18) силы сервомоторов, а по (IV.11) — соответствующие им движущие моменты в шести расчетных точках. Далее по их значениям наносят на графике (рис. IV.15, *а*) кривые $M_{дв\,1}$ по обе стороны от оси a_0 (нулевого значения моментов), так как сервомоторы обладают реверсивностью действия. По этим кривым можно судить о достаточности или избыточных запасах силы сервомоторов и целесообразности применения принятой кинематической схемы механизма привода лопаток.

При правильном выборе усилия и схемы механизма кривая $M_{спр}$ должна находиться в критических точках c_{00}, c_{23}, c_{10} от кривых $M_{дв\,1}$ на одинаковых расстояниях как на стороне положительных, так и отрицательных моментов. Величина этих расстояний в масштабе моментов должна соответствовать $K_{дв} = M_{дв\,1}/(\pm M_{гид} + M_{тр})$. Для того чтобы удовлетворить этому условию, нужно применять такой привод, у которого характер изменения движущих моментов $M_{дв\,1}$ соответствует расположению указанных выше критических точек. Впервые на необходимость соответствия кривых $M_{дв\,1}$ и $M_{спр}$ указал в своих работах по нормализации направляющих аппаратов В. Е. Гольдин [17].

Гидравлический момент при его отрицательных значениях стремится открыть лопатки, при положительных — закрыть, поэтому при ходе на открытие он способствует движущему моменту и препятствует ему при ходе на закрытие. Таким образом, на графике кривые $M_{спр}$ перемещаются на значение момента трения в сторону положительных моментов при ходе на открытие и в сторону отрицательных моментов — при ходе на закрытие. При этом точки c_{13}, c_{10} и c_{33}, c_{30} на пересечении с осью a_0 не совпадают с c_1 и c_3.

Характер кривой $M_{спр}$ в основном зависит от расположения и изменения кривой гидравлических моментов $M_{гид}$, а положение точки c_{00} полностью зависит от значения и знака эксцентриситета, который в большинстве направляющих аппаратов принимают отрицательным. В этом случае, как это видно из рис. IV.15, при малых η_0 (между точками c_0 и c_1) поток стремится открыть лопатки, что при потере давления в сервомоторах предохраняет их от самозакрытия и, как следствие, возникновения прямого гидравлического удара.

В старых конструкциях аппаратов, стремясь предотвратить самозакрытие лопаток, принимали начальный эксцентриситет $\eta_0 = 0{,}05 \div 0{,}1$, что приводило к большим значениям $M_{гид}$ и $M_{дв\,1}$ в точке c_0. Однако и при малых эксцентриситетах самозакрытия не происходит (рис. IV.15), так как лопатки удерживаются моментом трения; это подтверждается опытом. В последних конструкциях, для того чтобы уменьшить $M_{гид}$ и $M_{дв\,1}$, η_0 принимают в пределах от —0,03 до +0,03 (обычно $\eta_0 = -0{,}02 \div 0{,}03$), а кривую $M_{спр}$ располагают симметрично относительно оси a_0, т. е. так, чтобы $+M_{спр\,max} = -M_{спр\,max}$. Крутизна кривой $M_{спр}$ зависит от крутизны кривой $M_{гид}$, определяющейся гидродинамическими качествами профиля, а ее расположение относительно оси a_0 — от эксцентриситета. При его изменении левая ветвь кривой $M_{гид}$ перемещается вдоль оси моментов (штриховая и штрихпунктирная кривые). Так как всегда желательно иметь симметрично расположенные относительно оси a_0, менее изогнутые кривые $M_{гид}$, оптимальный профиль и эксцентриситет должны выбираться такими, которые удовлетворяют этому условию.

При определении усилия сервомоторов (при $a_0 = 0$) кроме гидравлического момента, определенного по (IV.24), и момента трения, определенного по (IV.27) или (IV.28), часто учитывают момент затяга $M_{зат} = (0{,}1 \div 0{,}15)\, M_{дв\,0}$. Однако при учете повышения давления в формуле (IV.24), которое имеет место только в момент полного закрытия и $K_{дв}$ в (IV.4) момент затяга учитывать не нужно. После затухания гидравлического удара и понижения гидравлического давления до статического появится избыточный движущий момент и сервомоторы при усилии, определенном по (IV.10) или (IV.18), затянут остановленный направляющий аппарат.

С целью защиты от разгона иногда применяют направляющие аппараты, в которых лопатки закрываются гидравлическим моментом из любого положения (самозакрывающиеся аппараты). Для этого необходимо принимать достаточно большой положительный эксцентриситет, сдвигающий характеристику в сторону $+M$, и профили, обладающие возможно малым изменением $M_{гид}$ от точки c_0 до c_4. Но и при этом $M_{дв\,1}$ значительно увеличиваются (по сравнению с $M_{дв\,1}$ обычного аппарата), что требует увеличения $P_{сер}$, а следовательно, размеров и массы сервомоторов, размеров и массы маслонапорной установки и деталей привода. Для предотвращения быстрого закрытия лопаток и возникающего при этом гидравлического удара необходимо предусматривать в сервомоторах в конце хода на закрытие дросселирование масла (см. рис. IV.11). Применение этих аппаратов является весьма проблематичным.

Движущий момент на лопатке будет наибольшим при малых $\xi_i = \cos\beta/\sin\gamma$, т. е. при меньших $\cos\beta$, или больших углах β и при $\sin\gamma \approx 1$, т. е. при γ, близких 90°. При увеличении начальных значений β будет увеличиваться ход S, а $M_{дв\,1}$ будет уменьшаться в процессе открытия, причем тем интенсивнее, чем больше начальный угол β и чем меньше относительные размеры рычага и серьги. Нормализованная схема направляющего аппарата с углом $\beta \approx 65°$ принадлежит к схемам с резко выраженным падением $M_{дв\,1}$. Схемы с малыми начальными значениями угла β нашли широкое применение за рубежом. В них движущий момент при изменении открытий изменяется мало.

Диаметр сервомотора может быть выбран после окончательного определения их суммарной силы, которая выражается уравнением

$$P_{сер} = \pi p_{min}\,[z'_{сер} d^2_{сер} + z''_{сер}(d^2_{сер} - d^2_{шт})]/4,$$

где $p_{min} = 0{,}65 p_{ном}$ — минимальное действующее давление масла, принимаемое за расчетное; $z'_{сер}$ и $z''_{сер}$ — число одновременно действующих сервомоторов соответственно без штока и со штоком

$$d_{сер} = \sqrt{\frac{4P_{сер}}{\pi p_{min}\,(z'_{сер} + z''_{сер})} + \frac{z''_{ср} d^2_{шт}}{z'_{сер} + z''_{сер}}}. \qquad \text{(IV.29)}$$

При предварительном выборе диаметра сервомоторов с односторонним штоком ($d_{шт} = 0{,}35 d_{сер}$) пользуются формулой

$$d_{сер} \approx \sqrt{1{,}356 P_{сер}/(p_{min} z_{сер})}. \qquad (IV.30)$$

Полученный расчетом диаметр округляют до ближайшего нормализованного диаметра сервомоторов, ряд которых принят от 300 до 1000 мм через каждые 50 мм [52].

Требуемое усилие в крыльчатых сервомоторах (см. рис. IV.13), где движущий момент создается суммой взаимно уравновешенных сил $P_{крл}$, определяется из уравнения

$$M_{дв\,1} = P_{крл} r_{крл} z_{крл} = K_{дв} (\pm M_{гид} + M_{тр}), \qquad (IV.31)$$

где $P_{крл} = p_{min} F_{крл} = p_{min} h_{сер} (d_{сер} - d_{рот})/2$ — сила, приложенная к крылу; $F_{крл} = h_{сер} (d_{сер} - d_{рот})/2$ — площадь проекции крыла на меридианную плоскость; $r_{крл}$ — радиус центра давления в меридианной проекции крыла; $z_{крл}$ — число крыльев; $h_{сер}$ — высота сервомотора; $d_{рот}$ — диаметр ротора сервомотора; $M_{гид}$ — гидравлический момент, определяется по (IV.24) в закрытом положении направляющего аппарата и по (IV.26) — в открытом; $M_{тр}$ — момент трения, здесь статически определим и выражается формулой

$$M_{тр} = f (R_A d_A^{т} + R_B^{т} d_B)/2 + \Delta P'_{сер},$$

где R_A и R_B — реакции опор; $\Delta P'_{сер} = p_{min} f b_{уп} (l_{трц} r_{крл} + h_{сер} r_{сер}) r_{крл}$ — потери на трение внутри сервомотора; $b_{уп}$ — ширина уплотнений; $l_{трц}$ — длина торцовых уплотнений на крыле; $r_{сер}$ — радиус сервомотора; p — номинальное давление масла.

Усилие сервомотора рассчитывают в определенной последовательности.

1. Определяют гидравлические силы и моменты соответственно по (IV.23), (IV.24) в закрытом положении и по (IV.25), (IV.26) — в открытом в пяти расчетных точках, для которых из построения направляющего аппарата известны открытия a_0, в том числе и $a_{0\,max}$, и углы β и γ. Используя эти данные и универсальную характеристику C_p и C_m, строят вспомогательный график, подобный показанному на рис. IV.15, *б*. После определения $M_{гид}$ и $P_{гид}$ на графике $M—a_0$, подобном представленному на рис. IV.15, *а*, строят кривые этих моментов.

2. Определяют реакции опор по рекомендованным выше ориентировочным значениям, а затем методом последовательных приближений в закрытом положении.

3. Определяют по (IV.27) или (IV.28) моменты трения в расчетных точках. По (IV.4), учитывая правило знаков, определяют моменты сопротивления $M_{спр}$ и строят их кривые в координатах $M—a_0$.

4. Задавшись значением $K_{дв}$, находят в закрытом положении по (IV.10) силу сервомоторов $P_{сер}$.

5. Определяют по формуле (IV.11) при полученной силе сервомотора значения движущих моментов на лопатках $M_{дв\,1}$ и строят их кривые в координатах $M—a_0$, проверяя соответствие кривых $M_{спр}$ и $M_{дв\,1}$ и полученные значения $K_{дв}$ в критических точках. Если значения $K_{дв}$ в точках c_2 или c_3 получаются меньше принятых, необходимо увеличить его значение в точке c_1 или корректировать кривую $M_{дв\,1}$, соответственно изменяя угол β и сохраняя $\gamma \approx 90°$, что достигается изменением угла заклинивания α. Так приходится поступать и в случае, если $K_{дв}$ в этих точках чрезмерно велики. После корректировки расчет по пунктам 1, 2, 3 и 4 повторяют. Обычно такую корректировку производят только при отыскании новых оптимальных схем.

6. При удовлетворительном совпадении кривых и полученном значении $P_{сер}$ определяют диаметр сервомотора по (IV.29) или (IV.30) и округляют его

значение до ближайшего значения, принятого в нормализованном ряду (обычно большего).

7. При расчете с учетом сил трения в шарнирах механизма после определения $P_{сер}$ по формулам (IV.19)—(IV.22) определяют потери на трение в соответствующих узлах, а затем по (IV.18) силу сервомоторов $P'_{сер}$, по (IV.29) — диаметр сервомотора. Если последний оказывается значительно больше принятого из нормализованного ряда, то принимают следующий размер.

Используя статистические данные, можно предварительно определить диаметр сервомотора по формуле

$$d_{сер} = \lambda' \sqrt{D_1 b_0 H_{max}/(z_{пар} p)},$$

где p — номинальное давление МНУ; $z_{пар}$ — число пар сервомоторов; λ' — статистический коэффициент. Значения λ' даны в работах [29, 52]. Ориентировочно при эксцентриситете $\eta_0 = 0{,}04 \div 0{,}05$ они равны 0,45 для поворотно-лопастных и 0,5 — для радиально-осевых турбин, при $\eta_0 = 0{,}025$ — соответственно 0,5 и 0,55.

§ IV.5. Расчет деталей привода на прочность

Рассмотренная в § IV.1 и IV.2 конструкция рычага с накладкой и пальцем показана на рис. IV.16.

Расчет рычага и накладки (рис. IV.16, *а*) на прочность производится раздельно. Напряжения изгиба, созданные силой рычага в сечении *1—1* накладки, определяют из формулы

$$\sigma_{из\,1} = M_{из\,1}/W_1 = 6 P_р (l_р - l_{пц}) [B_1/[(B_1^3 + d_{пц}^3) h_{нк}], \qquad (IV.32)$$

где $P_р$ — усилие рычага, определяется по формуле (IV.7); размеры $l_{пц}$, $l_р$, B_1, $d_{пц}$, $h_{нк}$ показаны на рисунке.

Напряжения в сечении *2—2* определяются приближенно так же, как в проушинах [57], из формулы Ляме в предположении равномерно распределенного действующего по внутренней поверхности давления $p_{вн} = P_ц/h_{нк} d_{вн}$, где $P_ц$ — сила, действующая внутри проушины; $d_{вн}$ — внутренний диаметр проушины; $h_{нк}$ — толщина накладки и проушины. Отсюда

$$\sigma_{р2} = \frac{P_ц}{h_{нк} d_{вн}} \frac{d_{нр}^2 + d_{вн}^2}{d_{нр}^2 - d_{вн}^2}. \qquad (IV.33)$$

Сила

$$P_ц = P_р (l_р - l_{пц})/l_{пц} \qquad (IV.34)$$

определяется как сила рычага, приведенная к цапфе из уравнения моментов в накладке (как в рычаге первого рода) с опорой в точке, соответствующей оси разрывного пальца.

Напряжения в сечении накладки *3—3* определяются аналогично (IV.33)

$$\sigma_{р3} = \frac{P_р}{h_{нк} d_п} \frac{(d_{нк}^2 + d_п^2)}{(d_{нк}^2 - d_п^2)}. \qquad (IV.35)$$

Напряжения в рычаге (рис. IV.16, *а*) возникают от силы, действующей на срезном пальце,

$$P_{пц} = P_р l_р/l_{пц}. \qquad (IV.36)$$

Напряжения изгиба в сечении *4—4* рычага

$$\sigma_{из\,4} = 6P_{пц}(l_{пц} - d_р/2)/(h_р B_2^2). \qquad (IV.37)$$

Напряжения кручения в сечении *4—4* возникают от того, что сила $P_{пц}$ приложена на расстоянии $(h_{нк} + h_р)/2$ от его нейтральной оси, и определяются выражением

$$\tau_4 = M_{кр}/W_{кр\,4} = P_{пц}'(h_{нк} + h_р)/(2W_{кр\,4}), \qquad (IV.38)$$

где $W_{кр\,4} = \alpha B_2 h_р^2$ — момент сопротивления кручению.

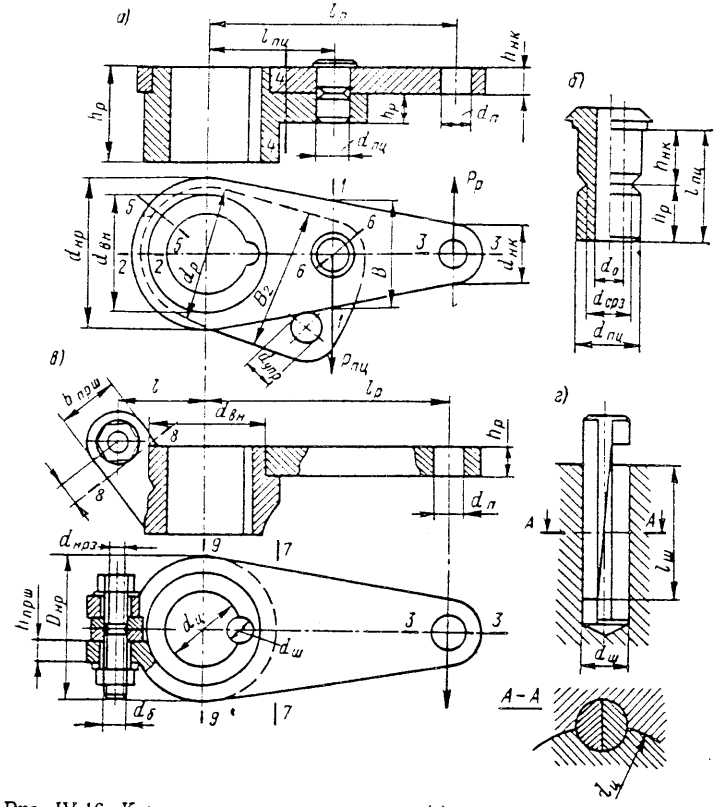

Рис. IV.16. К расчету на прочность рычага (*а*); срезного пальца (*б*); разрывного болта (*в*); шпонки рычага (*г*)

Коэффициент α зависит от соотношения сторон $B_2/h_р$:

$B_2/h_р$	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	∞
α	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,291	0,299	0,307	0,312	0,333

Приведенные напряжения в сечении *4—4*

$$\sigma_{пр\,4} = \sqrt{\sigma_{из\,4}^2 + 4\tau_4^2}. \qquad (IV.39)$$

В кольцевых сечениях *5—5* и *6—6* возникают напряжения растяжения под действием внутренних сил, равных по величине соответственно $P_ц$ и $P_{пц}$, определяемые аналогично (IV.33) по Ляме.

Материал рычага — сталь 20ГСЛ, у которой $\sigma_т = 240 \div 260$ МПа; материал накладки — сталь МСт3 с $\sigma_т = 220$ МПа. Размеры рычага и накладки для всех типоразмеров нормализованного аппарата даны в работе [52].

Срезной палец (рис. IV.16, *б*) рассчитывают на разрушающую силу, превосходящую наибольшую возможную при работе турбины силу, приложенную к пальцу. Отношение между этими силами определяется коэффициентом среза

$$K_{срз} = P_{срз}/P_{пц} \approx 1{,}6. \qquad (IV.40)$$

Для обеспечения чистого среза в пальце делают надрез диаметром $d_{срз}$ и внутреннее отверстие диаметром d_0. Примерное соотношение диаметров обычно принимают равным $d_{пц} = 2d_{срз}$ и $d_0 = 0{,}5d_{срз}$.

Диаметр надреза определяют, исходя из разрушающего напряжения среза, обычно $\tau_{срз} \approx 500$ МПа. Отсюда площадь и диаметр сечения среза соответственно находят из выражений:

$$F_{срз} = \pi(d_{срз}^2 - d_0^2)/4 = P_{срз}/\tau_{срз},$$

$$d_{срз} = \sqrt{4P_{срз}/(\tau_{срз}\pi) + d_0^2}. \qquad (IV.41)$$

При указанном выше соотношении

$$d_{срз} = 1{,}3\sqrt{P_{срз}/\tau_{срз}}.$$

Материал пальца — сталь 45, термически обработанная (закалка с отпуском). Для получения требуемого $\tau_{срз}$ партию пальцев изготавливают в количестве $z_0 + 4$ и всю термически обрабатывают, после чего два пальца разрушают на прессе и определяют $\tau_{срз}$. При несоответствии требуемым значениям производят повторную термообработку или уменьшают диаметр надреза $d_{срз}$.

Цилиндрическую клиновую шпонку (рис. IV.16, *г*) рассчитывают на срез и на смятие. Так как плоскости клиньев ставят всегда нормально к плоскости среза, шпонка работает как целая. Размеры ее показаны на рис. IV.16, *г*. Напряжение среза

$$\tau_ш = 2P_р l_р/(d_ц l_ш d_ш). \qquad (IV.42)$$

Напряжение смятия $\sigma_{см} = 2\tau_ш$, так как ширина площадки смятия равна $d_ш/2$. Материал шпонки — сталь 45. Допустимое $\tau_{срз.\,доп} = 70$ МПа.

Расчет рычагов с двумя накладками (см. рис. IV.2), применяемых в конических аппаратах горизонтальных гидротурбин, производят подобно расчету рычага с одной накладкой, но при этом отсутствует кручение в теле рычага, а накладки и площадку среза пальца рассчитывают на силы $P_р/2$, $P_{пц}/2$ и т. д.

Расчет рычага с проушиной и разрывным болтом (рис. IV.16, *в*) производится аналогично расчету рычага с накладкой по сечениям *3—3*, *7—7*, *8—8*, *9—9*.

Разрывной болт рассчитывают на усилие $P_{разр} = 1{,}6P_б$, где $P_б = P_р l_р/l_б$. Диаметр надреза болта определяется из формулы

$$d_{нрз} = \sqrt{4(P_{зат} + \chi P_{разр})/(\pi\sigma_р)}, \qquad (IV.43)$$

где $P_{зат} = \sigma_{зат}\pi d_б^2/4$ — сила предварительного затяга разрывного болта; $\sigma_{зат}$ обычно принимается порядка 25 МПа; χ — коэффициент основной нагрузки, в точных расчетах определяется с учетом податливости болта и проушин [7] так же, как в (III.40). При жестких проушинах можно в пред-

варительных расчетах принимать $\chi = 1$; $\sigma_р = 900 \div 950$ МПа — напряжение, при котором разрывается болт, соответствует термически обработанной стали 45, при $d_{нрз} = 0{,}5d_б$ и угле надреза 60°. Для каждой партии болтов полученное $\sigma_р$ уточняется так же, как в срезных пальцах. Необходимость заданного предварительного затяга является недостатком этой конструкции. Материал рычага — литая сталь 20ГСЛ или 30Л, $\sigma_{доп} = 110 \div 120$ МПа.

Серьгу-стяжку (рис. IV.17), состоящую из двух проушин-вилок и болта с правой и левой резьбой на концах, рассчитывают на растяжение или сжатие силой $P_с$, определенной по (IV.8). Напряжение в сечении вилки *1—1*

$$\sigma_{р.\,сж\,1} = P_с/F_1 = P_с/[2\,(B_{вл} - d_п)\,h_{вл}]. \qquad (IV.44)$$

Кольцевые сечения проушин *2—2* рассчитывают аналогично (IV.33):

$$\sigma_{р2} = P_с\,(B^2_{вл} + d^2_п)/[2h_{вл}d_п\,(B^2_{вл} - d^2_п)]. \qquad (IV.45)$$

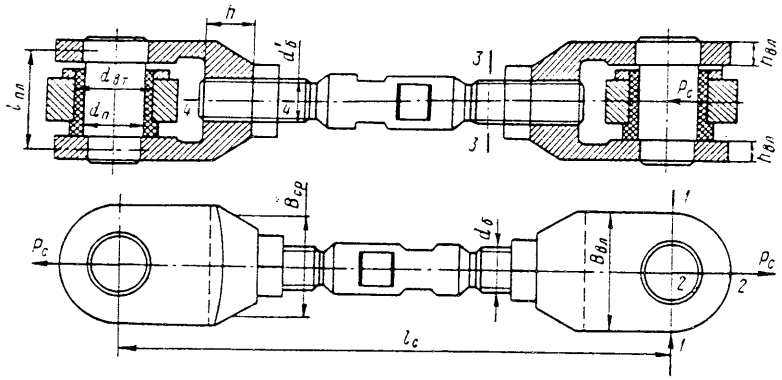

Рис. IV.17. К расчету серьги-стяжки на прочность

Кроме того, вилку рассчитывают на изгиб по ослабленному отверстием сечению *4—4*:

$$\sigma_{из\,4} = P_c l_{вл}/4W_4 = 6P_c/[(4B_{ср} - d_б)\,h^2].$$

Палец вилки рассчитывается на изгиб как балка на двух опорах, расположенных на расстоянии $l_{пл}$, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой $q = P_с/l_{пл}$. Напряжение изгиба пальца определяют по формуле

$$\sigma_{из.\,п} = P_c l_{пл}/(0{,}8d^3_п). \qquad (IV.46)$$

Болт стяжки рассчитывается на растяжение—сжатие в сечении *3—3*, ослабленном резьбой, по формуле

$$\sigma_{р\ сж\ б} = P_c/[0{,}785\,(d'_б)^2]. \qquad (IV.47)$$

Расчет регулирующего кольца ведется по аналогии с расчетом тонкого кольца (см. рис. IV.18, *а*); нагруженного силами сервомоторов $P_{сер\,1}$, создающими вращающий момент, и равномерно распределенными по окружности силами серег $P_с$, составляющие которых создают сжимающие или растягивающие силы $P_Q = P_с \sin\beta$ (β — см. рис. IV.14) и касательные к окружности $R_с$ силы $P_п = P_с \cos\beta$, момент которых уравновешивает момент сервомоторов

$$z_0 P_п R_с = \sum_1^{z_{сер}} P_{сер\,1} R_{ух} = M_{вр}. \qquad (IV.48)$$

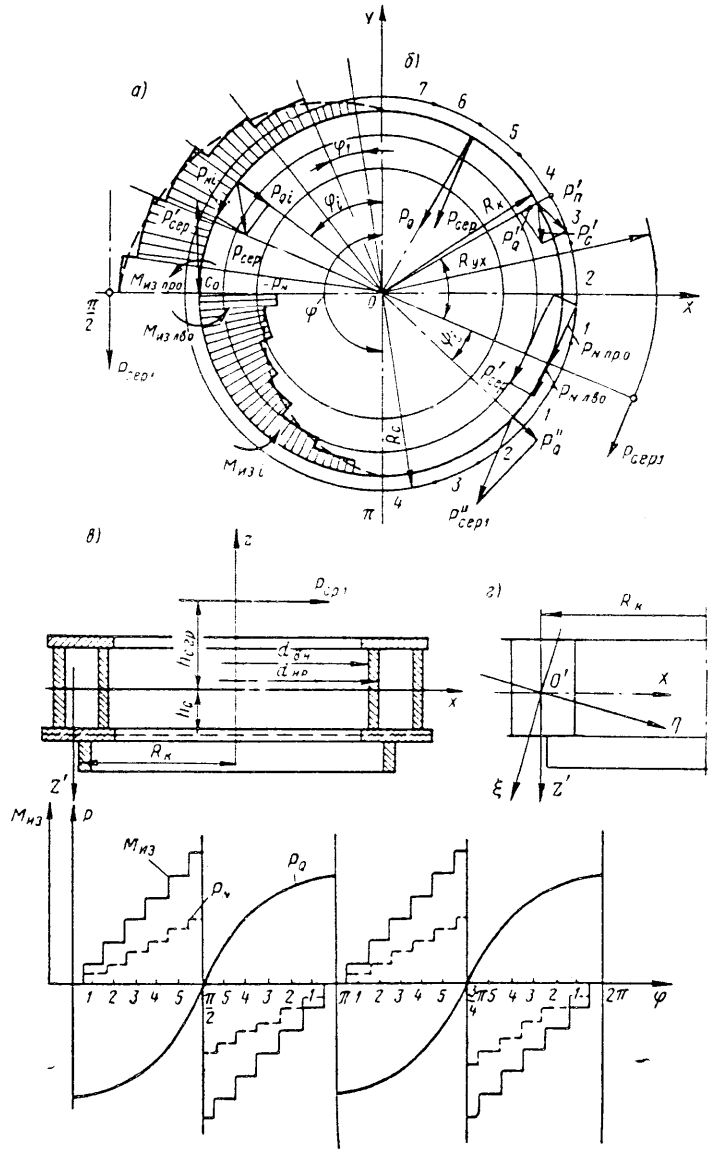

Рис. IV.18. К расчету регулирующего кольца на прочность: *а* — схема нагружения двумя сервомоторами, расположенными симметрично в плане; *б* — то же, расположенными несимметрично в плане; *в* — разрез регулирующего кольца; *г* — расположение главных осей при косом изгибе; *д* — график сил и моментов, действующих в четырех квадрантах

Если принять предположение о равенстве всех сил P_c друг другу, то из условия кругового равновесия сил в кольце зона влияния каждого сервомотора должна быть пропорциональна значениям создаваемых ими моментов. Отсюда угол охвата зоны одного сервомотора

$$\varphi^0_{охв} = 360^0 M_{вр\,1}/M_{вр} = 360^0 P_{сер\,1}/P_{сер}. \qquad (IV.49)$$

Это позволяет представить регулирующее кольцо состоящим из условных секторов, имеющих угол охвата $\varphi_{охв}$, и рассчитывать его на прочность как кривой брус. Стыки секторов должны располагаться посередине между точками приложения сил сервомоторов. Таким образом, на каждый из секторов будет действовать сила одного сервомотора $P_{сер\,1}$ и силы $P_п$ и P_Q, приложенные к пальцам, число которых в пределах сектора равно $z_{сек} = \varphi_{охв}/\varphi_1$, где $\varphi_1 = 360°/z_0$ — центральный угол.

Расчет можно упростить, если силы привести к плоскости XOY регулирующего кольца (плоская задача) и окружности, описанной радиусом $R_к$, на которой расположены нейтральные оси OZ' сечений кольца (см. рис. IV.18, *г*). Картина распределения этих сил и создаваемых ими изгибающих моментов в регулирующем кольце, состоящем из двух секторов, при двух симметрично расположенных сервомоторах показана на рис. IV.18, *а*, а при несимметрично расположенных сервомоторах — на рис. IV.18, *б*.

Напряжения растяжения или сжатия в кольце создает нормально направленная к радиусу $R_к$ сила P_N. Эта сила имеет наибольшее значение в точке c_0, где приложена приведенная к окружности $R_к$ сила сервомотора $P_{сер\,1}$, и последовательно убывает при переходе через точки c_1 на преодоление приведенных к окружности $P_к$, противоположно направленных сил пальцев $P_п$. Таким образом, если представить приведенную к окружности $R_к$ в точке c_0 силу сервомотора $P_{сер\,1}$ состоящей из двух нормальных сил, действующих справа и слева от точки c_0 (если смотреть к центру), соответственно обозначив их $P_{N\,пр\,0}$ и $P_{N\,кл\,0}$, то зависимость между этими силами, силой сервомотора и силами пальцев можно записать так:

$$P_{N\,пр\,0} + P_{N\,лв\,0} = P'_{сер\,1};\quad P_{N\,пр\,0} = z_{пр}P'_п;\quad P_{N\,лв\,0} = z_{лв}P'_п. \qquad (IV.50)$$

В этих выражениях: $P'_{сер\,1} = P_{сер\,1}R_{ух}/R_к$; $P'_п = P_п R_c/R_к$; $P_п = P_{сер}R_{ух}/(R_c z_0)$; $P_{сер}$ — общее усилие сервомоторов, которое определяется по (IV.10); $z_{пр}$ и $z_{лв}$ — число серег, расположенных соответственно справа и слева от точки c_0; $z_{сек} = z_{пр} + z_{лв}$ — число пальцев в пределах условного сектора.

Так как при переходе через точку c_2, соответствующую расположению пальца, нормальная сила уменьшается на $P'_п$, ее можно определить для любого участка регулирующего кольца между z_i и $z_i + 1$,

$$P_{Ni} = P'_{сер\,1} - P'_п z_i = P_{сер\,1}R_{ух}(z_к - z_i)/(R_к z_{сек}), \qquad (IV.51)$$

где $z_к = z_{пр}$ или $z_{лв}$ — число пальцев на соответствующей стороне участка.

Из (IV.51) следует, что на участке, включающем точку приложения силы сервомотора на окружности $R_к$, нормальная сила

$$P_{N0} = P_{сер\,1}R_{ух}z_к/(z_{сек}R_к), \qquad (IV.52)$$

а на стыке участков при $z_к = z_i$ эта сила будет $P_{Nк} = 0$.

Нормальная сила в частном случае при $P_{сер\,1} = P_{сер\,2}/2$; $z_к = z_{сек}/2 = z_0/4$, определяется из выражений:

$$P_{N0} = P_{сер}R_{ух}/4R_к; \qquad (IV.53)$$

$$P_{Ni} = P_{сер}R_{ух}(1/4 - z_i/z_0)/R_к. \qquad (IV.54)$$

Перерезывающая сила возникает в регулирующем кольце под влиянием силы сервомотора $P'_{сер\,1}$, которую можно представить приложенной ко всему условному сектору, и направленных по радиусу составляющих сил серег P_Q, приложенных к пальцам. Если эти силы привести к нейтральной оси кольца, то в точках, соответствующих расположению пальцев, перерезывающую силу можно считать равной сумме радиальных составляющих сил сервомотора $P_{Q\,сер}$ и пальцев $P_{Qп}$

$$P_{Qi} = P_{Q\,сер\,i} + P_{Qп\,i} = P_{сер\,1}R_{ух}[\sin(360° z_i/z_0) + \sin\beta]/(z_{сек}R_к), \qquad (IV.55)$$

где $360° z_i/z_0 = \psi$ — угол между направлением луча Oc_0 и лучом, на котором расположена расчетная точка (рис. IV.18, *а*);

$$P_{Q\,сер\,i} = P'_{сер\,1}\sin\psi = P_{сер\,1}R_{ух}\sin\psi/R_к;$$

$$P_{Q\,пi} = P'_{пi}\sin\beta = P_{сер\,1}R_{ух}\sin\beta/(r_{сек}R_к).$$

Положительные знаки P_N и P_Q соответствуют растягивающим силам и ходу сервомотора на открытие, отрицательные — сжимающим силам и ходу сервомотора на закрытие.

Изгибающий момент, деформирующий нейтральную круговую ось кольца в плоскости ее расположения, возникает при приложении сил сервомоторов и пальцев на радиусах $R_{ух}$ и R_c, не равных радиусу $R_к$, имеет наибольшее значение в точке c_0 и распространяется вправо и влево от этой точки, последовательно уменьшаясь при переходе через точки c_i противоположно направленными моментами $M_{из.\,пi}$, возникающими от сил, приложенных к пальцам. Таким образом, условия равновесия моментов для любого участка получаются аналогично (IV.50):

$$M_{из\,0} = M_{из.\,пр\,0} + M_{из.\,лв\,0};\quad M_{из.\,пр\,0} = M_{из0}z_{пр}/z_{сек};$$

$$M_{из.\,лв\,0} = M_{из0}z_{лв}/z_{сек}, \qquad (IV.56)$$

а наибольшие изгибающие моменты в точке c_0, если пренебречь малым значением момента, создаваемого силами $P_п$, определяются из выражений:

$$\left.\begin{aligned} M_{из.\,пр\,0} &= P_{сер\,1}z_{пр}(R_{ух} - R_к)/z_{сек};\\ M_{из.\,лв\,0} &= P_{сер\,1}z_{лв}(R_{ух} - R_к)/z_{сек}. \end{aligned}\right\} \qquad (IV.57)$$

Моменты в любом промежутке между z_i и z_{i+1} определяются аналогично

$$M_{из\,i} = P_{сер\,1}R_{ух}(z_к - z_i)/z_{сек} - P_{сер\,1}R_к(z_к - z_i)z_к/(z_{сек}z_к) =$$

$$= P_{сер\,1}(z_к - z_i)(R_{ух} - R_к)/z_{сек}. \qquad (IV.58)$$

Для двух сервомоторов при $P_{сер\,1} = P_{сер\,2}$ и $z_{пр} = z_{лв} = z_{сек}/2 = z_0/4$ изгибающие моменты находят по формулам:

$$M_{из\,0} = P_{сер}(R_{ух} - R_c)/4; \qquad (IV.59)$$

$$M_{из\,i} = P_{сер}(R_{ух}z_0/4 - R_c z_i)/2. \qquad (IV.60)$$

Из примерного графика изменения изгибающих моментов $M_{из}$ и сил P_N и P_Q при двух сервомоторах $P_{сер\,1} = P_{сер\,2}$, показанного на рис. IV.18, *д*, видно, что места расположения конструктивных стыков следует совмещать с условными стыками, где изгибающий момент и нормальная сила равны нулю. На графике виден также разрыв функций нормальных сил и моментов, внезапно изменяющих свой знак в месте приложения сил сервомоторов (точках c_0), где эти силы и моменты имеют максимальное значение.

Регулирующие кольца крупных гидротурбин часто имеют значительную высоту, причем силы сервомоторов, создающие вращающий момент $M_{вр}$, при-

ложены к верхней части кольца, а силы пальцев, создающие противоположно направленный момент $M_п = P_п R_с$, приложены в нижней части кольца, поэтому напряженное состояние в условиях плоской задачи не определяется полностью. При реальном распределении сил в цилиндрических элементах колец, соединяющих верхние плоские элементы с нижними, возникают напряжения кручения, равные

$$\tau = M_{вр}/W_{кр}, \qquad (IV.61)$$

где $W_{кр} = \pi (d_{нр}^4 - d_{вн}^4)/(32\, d_{нр})$ — момент сопротивления кручению трубчатого сечения стенки; при наличии двух стенок определяется как момент сопротивления сложного трубчатого сечения; $M_{вр}$ — определяется по (IV.48).

Кроме того, из-за несовпадения плоскостей, в которых действуют силы сервомоторов $P_{сер}$ и силы серег $P_с$, с плоскостью $XO'Z'$, в которой расположены нейтральные оси сечения (рис. IV.18, *г*), возникает изгибающий кольцо относительно оси OX' момен касательной плоскости, который после приведения сил к окружности радиуса $R_к$ выражается формулой

$$M_{из\,zi} = P_{сер\,1}(z_к - z_i)(R_{ух}h_{сер} + R_с h_с)/(R_к z_{сек}). \qquad (IV.62)$$

Наибольшие значения $M_{из\,z}$ имеет в промежутке c_0—z_1 при $z_i = 0$. При $z_i = z_к$ на стыке условных секторов $M_{из} = 0$. Одновременное действие двух моментов во взаимно перпендикулярных плоскостях приводит к косому изгибу и стесненному кручению сечения кольца. В предварительных расчетах эти деформации, имеющие второстепенное значение, можно не учитывать. Формулы для их определения даны в [29].

Напряжения в сечениях кольца определяются при известных силах и моментах обычными методами по формулам, сведенным в табл. IV.1. В этой таблице x'_i; z'_i — координаты точек, в которых определяются напряжения. Положительными считаются напряжения в растянутых волокнах и наоборот. Экваториальные моменты инерции сечений кольца $J_{x'i}$ и $J_{z'i}$ определяются соответственно относительно оси x' или z' обычными для сложных сечений методами.

Анализ напряженного состояния регулирующего кольца позволяет сделать ряд конструктивных выводов. Для уменьшения момента, изгибающего кольцо в его плоскости, и устранения косого изгиба необходимо принимать $R_{ух}$ и $R_с$ близкими $R_к$. Для уменьшения момента M_z в касательной плоскости $h_{сер}$ и $h_с$ должны быть малыми. Этим условиям наилучшим образом удовлетворяют низкие кольца с коробчатыми сечениями. В случае приложения сил сервомоторов в четырех точках вместо двух силы и моменты, а следовательно, и напряжения уменьшаются вдвое, что видно из формул (IV.52), (IV.57), (IV.55).

Стыковые болты, если стыки выбраны на границах условных секторов, воспринимают только перерезывающую силу, напряжения в этом случае определяются по формуле

$$\sigma_{срз} = P_{Q\,стк} \Big/ \sum_{1}^{z_б} F_б = P_{Q\,стк}/(z_б F_б), \qquad (IV.63)$$

где $P_{Q\,стк}$ — перерезывающая сила в стыке, определяется по (IV.55) при $z_i = z_к$ соответствующего стыка; $F_б$ — $0{,}785 d_б$ — площадь сечения припасованного болта.

На растяжение болты рассчитывают только для аварийного случая; при этом растягивающую силу определяют по (IV.51) при $z_к = z_б/2$ и $z_i = z_0/4$, а напряжения по формуле

$$\sigma'_{рб} = P_N/[z_б 0{,}785\,(d'_б)^2],$$

где $d'_б$ — диаметр болта в ослабленном резьбой сечении.

Таблица IV.1

Формулы для определения напряжений в регулирующем кольце

Деформации, вызывающие напряжения	Напряжения в произвольном сечении кольца, МПа	Сечения: наибольших напряжений	Сечения: наименьших напряжений	Номер формулы для определения сил и моментов
От прямого изгиба в плоскости кольца XOY	$\sigma_{из\,i} = \dfrac{M_{из\,i} x'_i}{J_{x'i}}$	Приложения сил сервомоторов	Сопряжения условных сегментов	(IV.56) или (IV.60)
От прямого изгиба в касательной плоскости $Z'O'Y'$	$\sigma_{zi} = \dfrac{M_{из\,zi} z'_i}{J_{z'i}}$			(IV.62)
От растяжения или сжатия кольца	$\sigma_{(р.\,сж)\,i} = \dfrac{P_{Ni}}{F_i}$			(IV.51) — (IV.54)
От сил, перерезывающих кольцо	$\tau_{срз} = \dfrac{P_{Qi}}{F_i}$	В направлении сил сервомотора	Нормально к направлению сервомоторов	(IV.55)
От кручения вращающим моментом сервомоторов	$\tau_{кр} = \dfrac{M_{кр}}{W_{кр}}$	Одинаковые для всех сечений		(IV.61)
Приведенные напряжения при прямом изгибе	$\sigma_{пр\,i} = \sqrt{(\sigma_{из\,i} + \sigma_{zi} + \sigma_{pi})^2 + 4 \times (\tau_{кр} + \tau_{ср\,i})^2}$	В зависимости от соотношения кручения и сжатия		—

Расчет регулирующего кольца на прочность ведут по табл. IV.1. Предварительно определяют геометрические характеристики сечений, моменты инерции и моменты сопротивления расчетных сечений. В результате строят график напряжений для условного сектора, подобно рис. IV.18, *г*, для $z_к$ сечений.

§ IV.6. Расчет лопаток направляющего аппарата на прочность

Трехопорную лопатку рассчитывают на прочность (рис. IV.19, *а* и *б*) как балку переменной жесткости, нагруженную равномерно распределенной гидравлической нагрузкой, интенсивность которой на единицу длины пера равна

$$q = \rho g H_{рсч} L, \qquad (IV.64)$$

где L — ширина подверженной давлению площади пера; $H_{рсч} = H_{стат\,max}(1 + \xi)$ — напор при сбросе нагрузки при положении лопатки, соответствующем наименьшему моменту инерции в плоскости изгиба (рис. IV.19, *а*). При этом составляющая силы рычага, действующая в расчетной плоскости, равна

$$P_{р1} = P_р \cos\alpha, \qquad (IV.65)$$

где сила рычага $P_р$ определяется из (IV.7). Решение задачи с устранением статической неопределимости путем замены реакции на третьей опоре C силой и определением оптимального зазора на этой опоре разработано А. Е. Жмудем [21].

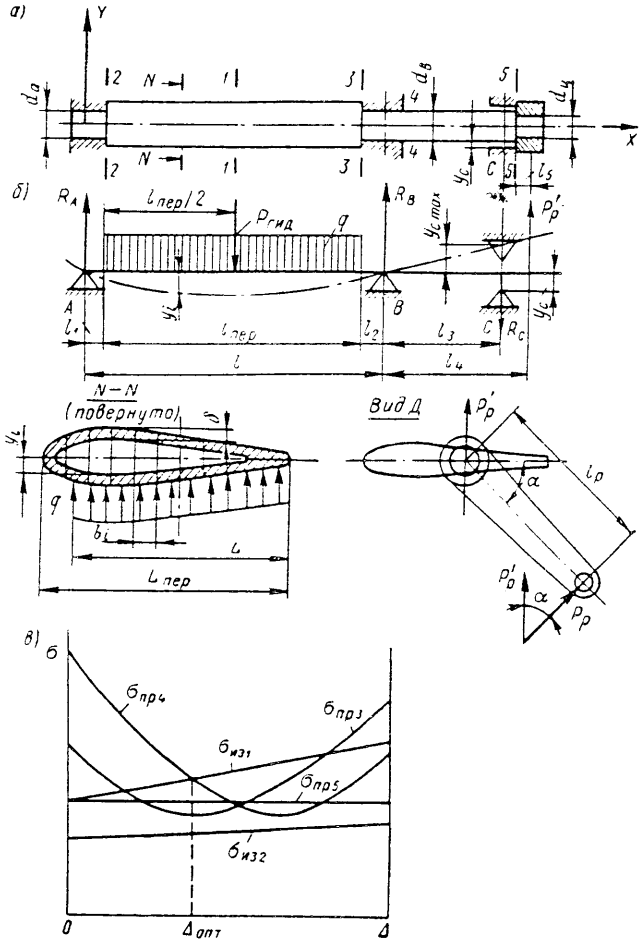

Рис. IV.19. К расчету трехопорной лопатки направляющего аппарата на прочность: *а* — конструктивная схема; *б* — схема нагружения лопатки; *в* — график к выбору оптимального зазора в верхней опоре

Общее решение основано на применении уравнений упругой оси балки, которые при последовательном интегрировании для каждого из участков постоянной жесткости имеют вид:

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2} = M_{из}; \qquad (IV.66)$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{EJ}\int M_{из}\,dx = \frac{1}{EJ}\,[A(x) + C]; \qquad (IV.67)$$

$$y = \frac{1}{EJ}\int M_{из}\,dx\int dx = \frac{1}{EJ}\,[B(x) + Cx + D], \qquad (IV.68)$$

где $dy/dx = \operatorname{tg}\alpha$, при малых углах α можно это отношение принять равным углу наклона α упругой оси; y — прогиб упругой оси; x — координата расчетной точки; A и B — постоянные; C и D — произвольные постоянные интегрирования; E — модуль упругости, для стали $E = 2{,}1\cdot10^5$ МПа; J — моменты инерции сечений.

Используя эти уравнения при n участках разной жесткости (EJ) на k опорах, будем иметь $2n$ неизвестных произвольных постоянных и k неизвестных реакций опор, а всего $2n + k$ неизвестных. Из условия равенства углов наклона упругой оси $dy_i/dx_i = dy_{i+1}/dx_{i+1}$, и из условия равенства прогибов на границах участков $y_i = y_{(i+1)}$ можно получить $2(n-1)$ уравнение, а из условия отсутствия прогибов на опорах $y_k = 0$ — еще k уравнений, но при этом реакции (кроме двух) для устранения статической неопределимости должны быть заменены силами (метод сил). Два недостающих уравнения получаются из уравнений статического равновесия моментов относительно опорных точек $\sum_1^p P_i l_i = 0$, где P_i — силы, действующие в расчетной плоскости; l_i — плечи этих сил; p — число сил.

Конкретное решение для трехопорной лопатки сводится к составлению уравнений (IV.66) — (IV.68) для тех участков:

$$\left.\begin{aligned}
&1)\ 0 < x < l_1\\
&\frac{d^2y_1}{dx_1^2} = \frac{1}{EJ_1}R_a x = A_1;\\
&\frac{dy_1}{dx_1} = \frac{1}{EJ_1}\left(\frac{R_a x^2}{2} + C_1\right) = B_1;\\
&y_1 = \frac{1}{EJ_1}\left(\frac{R_a x^3}{6} + C_1 x + D_1\right) = F_1;\\
&2)\ l_1 < x < l_1 + l_{пер}\\
&\frac{d^2y_2}{dx_2^2} = \frac{1}{EJ_2}\left[R_a x - \frac{q(x-l_1)^2}{6}\right] = A_2;\\
&\frac{dy_2}{dx_2} = \frac{1}{EJ_2}\left[\frac{R_a x^2}{2} - \frac{q(x-l_1)^3}{6} + C_2\right] = B_2;\\
&y_2 = \frac{1}{EJ^2}\left[\frac{R_a x^3}{6} - \frac{q(x-l_1)^4}{24} + D_2\right] = F_2;\\
&3)\ (l_1 + l_{пер}) < x < l\\
&\frac{d^2y_3}{dx_3^2} = \frac{1}{EJ_3}\left[R_a x - ql_{пер}(x - l_1 - l_{пер}/2)\right] = A_3;\\
&\frac{dy_3}{dx_3} = \frac{1}{EJ_3}\left[\frac{R_a x^2}{2} - \frac{ql_{пер}(x - l_1 - l_{пер}/2)^2}{2} + C_3\right] = B_3;\\
&y_3 = \frac{1}{EJ_3}\left[\frac{R_a x^3}{6} - \frac{ql_{пер}(x - l_1 - l_{пер}/2)^3}{6} + C_3 x + D_3\right] = F_3.
\end{aligned}\right\} \qquad (IV.69)$$

Используя граничные условия и принятые в (IV.69) обозначения, запишем:

$$\left.\begin{aligned}
&\text{при } x = 0\ F_i = 0;\ \text{при } x = l\ \ F_3 = 0;\\
&\text{при } x = l_1\ F_1 = F_2;\ B_1 = B_2;\ \ \text{при } x = l_1 + l_{пер}\ F_2 = F_3;\ B_2 = B_3.
\end{aligned}\right\} \qquad (IV.70)$$

Решив систему уравнений (IV.70), введя относительные величины

$$\left.\begin{aligned}
&l_1/l = \alpha_1;\ l_{пер}/l = \alpha_2;\ (l_1 + l_{пер})/l = \alpha_3 = \alpha_1 + \alpha_2;\\
&(l_2 + l/2)/l = \alpha_4;\ l_3/l = \alpha_5;\ l_4/l = \alpha_6
\end{aligned}\right\} \qquad (IV.71)$$

и обозначив $l^3/(EJ_2) = K$; $ql_{пер} = P_{гид}$, можно выразить произвольные постоянные через реакции опор R_A и R_B. Из уравнений моментов относительно точек A и B, если предположить R_C заданным, получим:

$$R_A = P_{гид}\alpha_4 + P_{p1}\alpha_6 + R_C\alpha_5; \qquad (IV.72)$$

$$R_B = P_{гид}(\alpha_1 + \alpha_2/2) - P_{p1}(1 + \alpha_6) + R_C(1 + \alpha_5). \qquad (IV.73)$$

Сила на опоре C, равная по величине R_C, определяется в зависимости от прогиба на опоре C, который изменяют от $y_C = 0$ до $y_C = y_{C\,max}$, стремясь при этом достичь равнонагруженного состояния в элементах лопатки. Прогиб $y_{C\,max}$ находят в предположении, что опора C отсутствует, а участок l_4 имеет наклон оси, соответствующий точке $x = l$ на опоре B. Тогда при $\operatorname{tg}\alpha = dy_3/dx_3$

$$y_{C\max} = \frac{dy_3}{dx_3} l_4 = \frac{l_4}{EJ_3}\left[\frac{R_A l^2}{2} - \frac{ql_{пер}(l - l_1 - l_{пер}/2)^2}{2} + C_3 l_3 + D_3\right]. \qquad (IV.74)$$

Применяя метод суперпозиции, прогиб на опоре C можно представить как сумму прогибов, вызванных внешними силами,

$$y_C = y_{Cq} + y_{Cp} - y_{Cr}, \qquad (IV.75)$$

где y_{Cq} — прогиб от силы гидравлического давления на лопатку; y_{Cp} — то же от силы рычага; y_{Cr} — то же от силы, заменяющей реакцию на опоре C.

Подстановка в (IV.74) выраженных через реакции значений C_3 и D_3 дает возможность после разделения подобных членов получить:

$$y_{Cq} = KP_{гид}\alpha_5(n_{q1}J_2/J_1 + n_{q2} + n_{q3}J_2/J_3) = N_q P_{гид}; \qquad (IV.76)$$

$$y_{Cp} = KP_{p1}\alpha_5(n_{p1}J_2/J_1 + n_{p2} + n_{p3}J_2/J_3) = N_p P_p; \qquad (IV.77)$$

$$y_{Cr} = KR_C\alpha_5^2(n_{r1}J_2/J_1 + n_{r2} + n_{r3}J_2/J_3) = N_r R_C, \qquad (IV.78)$$

где J_2 — момент инерции пера лопатки относительно оси x.

В этих выражениях:

$$\left.\begin{aligned}
&n_{q1} = \frac{\alpha_1^3\alpha_4}{3}; \quad n_{q2} = \frac{\alpha_4\alpha_3^3}{3} - \frac{\alpha_1^3\alpha_4}{3} - \frac{\alpha_2^3}{8} - \frac{\alpha_1\alpha_2^2}{6};\\
&n_{q3} = \frac{\alpha_4}{3} + \frac{\alpha_3^3\alpha_4}{3} - \frac{\alpha_2^3}{48} - \frac{\alpha_4^2}{2} + \frac{\alpha_4^3}{6} + \frac{\alpha_2^2\alpha_3}{8};\\
&n_{p1} = \alpha_1^3\alpha_6; \quad n_{p2} = \alpha_6(\alpha_3^3 - \alpha_1^3); \quad n_{p3} = \alpha_6 + \frac{3}{2}\alpha_5\alpha_6 - \frac{\alpha_5^2}{2} - \alpha_5^2\alpha_6;\\
&n_{r1} = \alpha_1^3; \quad n_{r2} = \alpha_3^3 - \alpha_1^3; \quad n_{r3} = 1 - \alpha_3^3 + \alpha_5;\\
&N_q = K\alpha_5(n_{q1}J_2/J_1 + n_{q2} + n_{q3}J_2/J_3);\\
&N_p = K\alpha_5(n_{p1}J_2/J_1 + n_{p2} + n_{p3}J_2/J_3);\\
&N_r = K\alpha_5^2(n_{r1}J_2/J_1 + n_{r2} + n_{r3}J_2/J_3);
\end{aligned}\right\} \qquad (IV.79)$$

в соответствии с (IV.75) $y_{C\,max} = y_{Cq} + y_{Cp}$ при $y_{Cr} = 0$. Оптимальное значение y_C, при котором достигается наиболее равномерное распределение напряжений, определяется из их сопоставления при различных принятых y_C. С этой целью, задавая пять-шесть его значений обычно через 0,5 мм от нуля до максимума, определяют из (IV.78) соответствующие значения

$$R_C = y_{Cr}/N_r \qquad (IV.80)$$

и затем по (IV.72) и (IV.73) значение R_A и R_B.

Напряжение изгиба в пере лопатки в сечении *1—1* определяют при $x = l_1 + l_{пер}/2$, которые принимают за наибольшие,

$$\sigma_{из\,1} = M_{из\,1}/J_2 = [R_A(l_1 + l_{пер}/2) - ql_{пер}^2/8]/W_1, \qquad (IV.81)$$

где W_1 — момент сопротивления; для растянутых волокон $W_{1\,рст} = J_x/y_{max\,р}$, для сжатых волокон $W_{1\,сж} = J_1/y_{max\,сж}$.

Напряжение изгиба в сечениях *2—2*, *3—3*, *4—4*, *5—5* равны:

$$\sigma_{из\,2} = M_{из\,2}/W_2 = R_A l_1/(0{,}1d_A^3); \qquad (IV.82)$$

$$\sigma_{из\,3} = M_{из\,3}/W_3 = [R_A(l_1 + l_{пер}) - P_{гид}l_{пер}/2]/(0{,}1d_B^3); \qquad (IV.83)$$

$$\sigma_{из\,4} = M_{из\,4}/W_4 = [R_C l_3 - P_{p1}l_3]/(0{,}1d_B^3); \qquad (IV.84)$$

$$\sigma_{из\,5} = M_{из\,5}/W_5 = P_p l_5/(0{,}1d_ц^3), \qquad (IV.85)$$

где $W_i \approx 0{,}1d_i^3$ — соответствующие моменты сопротивления цапф.

В сечениях *3—3*, *4—4* и *5—5*, кроме изгибающего, действует крутящий момент, создаваемый рычагом. Напряжения кручения соответственно равны:

$$\tau_3 = \tau_4 = M_{кр}/W_{кр\,4} = P_p l_p^{\sim}/(0{,}2d_B^3); \qquad (IV.86)$$

$$\tau_5 = P_p l_p^{\sim}/(0{,}2d_ц^2). \qquad (IV.87)$$

Приведенные напряжения определяют по третьей теории прочности. В сечениях *3—3*, *4—4* и *5—5* они соответственно выражаются

$$\sigma_{пр\,3} = \sqrt{\sigma_{из\,3}^2 + 4\tau_3^2}; \quad \sigma_{пр\,4} = \sqrt{\sigma_{из\,4}^2 + 4\tau_4^2}; \quad \sigma_{пр\,5} = \sqrt{\sigma_{из\,5}^2 + 4\tau_5^2}. \qquad (IV.88)$$

Втулки лопаток проверяют на удельные давления по формуле, которую в общем виде можно записать как

$$p_{уд} = R_i/F_i = R_i/(l_i d_i), \qquad (IV.89)$$

где R_i — реакция опоры; F_i — площадь проекции опоры на диаметральное сечение; l_i — длина опирающейся на втулку части цапфы; d_i — диаметр цапфы.

Значения напряжений и удельных давлений подсчитывают для всех значений зазоров обычно в табличной форме.

Оптимальный зазор выбирают из графика, показанного на рис. IV.19, *в* (где Δ выражается в мм), в зоне возможно малых значений $\sigma_{из\,1}$ и $\sigma_{пр\,3}$, $\sigma_{пр\,4}$ и условий равнопрочности при возможно меньших $p_{уд}$. При определении зазора в уточненных расчетах следует учитывать прогиб подшипника лопатки, зависящий от прогиба крышки. Допустимые напряжения для растяжения (изгиба) принимают при рабочем наибольшем усилии на рычаге (возникающем обычно при срезе пальца) не более $0{,}6\sigma_т$, что для сталей 25ГСЛ и МСт3 соответствует 150 МПа и 130 МПа соответственно; а напряжения кручения — 50 МПа.

Расчет выполняют в следующей последовательности:

1) строят схему нагружения лопатки (рис. IV.19, *б*) и определяют все размерные характеристики; при этом должны быть выполнены чертеж и построение направляющего аппарата;

2) строят профиль пера и графоаналитическим методом определяют координату нейтральной оси y_C' и наименьший момент инерции сечения J_1; из построения определяют $y_{сж\,max}$;

3) находят по (IV.71) значения относительных величин и по (IV.79) — суммарные значения размерных и геометрических характеристик;

4) определяют по (IV.23) и (IV.24) $P_{гид}$ и $M_{гид}$ в закрытом состоянии и q из (IV.64);

5) одновременно с определением усилия сервомоторов (см. § IV.4) методом последовательных приближений, задаваясь реакциями или моментом трения (например, начиная с $M_{тр} = 0$), находят из (IV.7) $P_р$, а из (IV.65) $P_{р1}$, соответствующие этим моментам, считая при этом $y_C = 0$; определяют по (IV.10) силу сервомоторов;

6) задаваясь рядом y_C по (IV.76; IV.77), получают y_{Cq} и $y_{Cр}$ и соответствующие им значения R_C;

7) окончательно уточняют по (IV.72) и (IV.73) соответствующие значения реакций R_A и R_B, силу сервомоторов и усилие рычага;

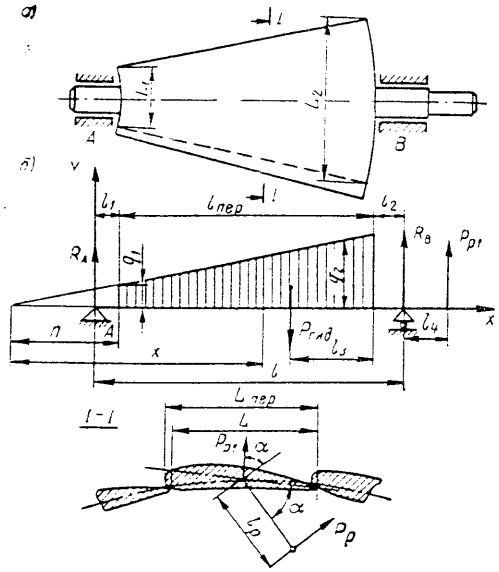

Рис. IV.20. К расчету двухопорной лопатки на прочность: *а* — конструктивная схема; *б* — схема нагружения конической лопатки

8) после уточнения реакций для всех принятых значений y_C определяют напряжения изгиба по (IV.81)—(IV.85) и напряжения кручения по (IV.86), (IV.87), а по (IV.88) — приведенные напряжения. По (IV.89) проверяют удельные давления в опорах.

9) В соответствии с рис. IV.19, *в* строят график и выбирают оптимальный зазор $y_{C\,опт}$, для которого и фиксируются расчетные значения напряжений.

Весь расчет удобно вести в табличной форме. Расчет ведут при закрытом положении аппарата. При нескольких открытиях в уточненных расчетах определяются только реакции опор.

Существуют методы расчета [26, 52], в которых моменты определяют графоаналитическим способом, а для определения прогибов используют правило Верещагина и интеграл Максвелла—Мора, которые приводят также к весьма сложным выражениям и подсчетам, но оптимальный зазор при этом определяется однозначно.

Расчет двухопорных лопаток конического направляющего аппарата с пером переменного по размерам сечения (рис. IV.20, *а*) ведется как расчет балки на двух опорах, нагруженной в области пера равномерным гидравлическим давлением и силой рычага, приложенной за одной из цапф лопатки. Схема нагружения представлена на рис. IV.20, *б*. Интенсивность нагрузки на единицу длины пера является переменной и составляет:

$$q_2 = q_{max} = \rho g H_{рсч} L_1 \text{ и } q_1 = q_{min} = \rho g H_{рсч} L_2. \qquad (IV.90)$$

Гидравлическая сила, действующая на лопатку,

$$P_{гид} = (q_1 + q_2)\, l_{пер}/2. \qquad (IV.91)$$

Реакции опор определяются из уравнений моментов относительно точек B и A:

$$\left.\begin{aligned} R_A l - P_{гид}(l_2 + l_3) \mp P_{р1} l_4 = 0; \\ -R_B l + P_{гид}(l_1 + l_{пер} - l_3) \mp P_{р1}(l + l_4) = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (IV.92)$$

где $P_{р1}$ — сила рычага (см. рис. IV.19, *а*), определяется по (IV.65); l_3 — координата центра давления на поверхности пера,

$$l_3 = l_{пер}(q_2 + 2q_1)/[3(q_2 + q_1)]. \qquad (IV.93)$$

Реакции опор с учетом (IV.93) определяются из (IV.92):

$$R_A = \frac{P_{гид}}{l}\left[l_2 + \frac{l_{пер}(q_2 + 2q_1)}{3(q_2 + q_1)}\right] \pm \frac{P_{р1} l_4}{l}; \qquad (IV.94)$$

$$R_B = \frac{P_{гид}}{l}\left[l_1 + l_{пер} - \frac{l_{пер}(q_2 + 2q_1)}{3(q_2 + q_1)}\right] \pm \frac{P_{р1}}{l}(l + l_4). \qquad (IV.95)$$

Знаки реакций и членов, стоящих в формуле справа, зависят от конкретного направления сил. Для проверки достаточно одну из реакций выразить исходя из уравнения равновесия сил, например

$$R_B = P_{гид} - P_{р1} - R_A. \qquad (IV.96)$$

Изгибающий момент в произвольном сечении пера

$$M_{изг\,x} = R_A[l_1 + (x - n)] - P_x l_x. \qquad (IV.97)$$

Здесь $l_x = (x - n)(q_x + 2q_1)/[3(q_x + q_1)]$ — координата центра тяжести отсеченной нагрузки; $q_x = \rho g H_{max} L_x$ — интенсивность нагрузки (где L_x — ширина сечения x—x); $n = l_{пер}\, q_1/[3(q_2 - q_1)]$ — координата первого сечения у вершины пера, определяется из условия подобия сторон треугольников, которое можно записать так:

$$(n + l_{пер})/n = q_2/q_1; \quad P_x = 0{,}5(x - n)(q_1 + q_x).$$

Напряжения от изгиба в искомых сечениях находятся для растянутых и сжатых волокон:

$$\sigma_{изг.\,рст} = M_{изг}/W_{рст}, \quad \sigma_{изг.\,сж} = M_{изг}/W_{сж}, \qquad (IV.98)$$

где $y_{рст}$ и $y_{сж}$ — расстояния от нейтральной оси сечения до крайних соответственно растянутых и сжатых волокон; $W_{рст} = J_x/y_{рст}$; $W_{сж} = J_x/y_{сж}$ — соответствующие моменты сопротивления.

Расчет двухопорных лопаток радиального аппарата на прочность приближенным методом проводят аналогично методу расчета конической лопатки, но при этом $q_1 = q_2 = q$ определяется по (IV.64), а расчетные формулы имеют вид:

$$P_{гид} = q l_{пер} = \rho g H_{ст.\,max}(1 + \xi) L l_{пер}; \qquad (IV.99)$$

$$R_A = [P_{гид}(l_2 + l_{пер}/2) - P_{р1} l_4]/l; \qquad (IV.100)$$

$$R_B = [P_{гид}(l_1 + l_{пер}/2) - P_{р1}(l + l_4)]/l; \qquad (IV.101)$$

$$M_{из\,(1)} = R_A x - P_x l_x; \qquad (IV.102)$$

$$P_x = (x - l_1)\, q. \qquad (IV.103)$$

§ IV.7. Расчет крышек турбин и других кольцевых деталей на прочность

Крышка турбины, верхнее кольцо направляющего аппарата и аналогичные детали других узлов, нагруженные осесимметричными силами, рассчитывают приближенными методами как кольца, подвергающиеся действию равномерно распределенных по их окружности тангенциального момента

и внешних радиальных сил (рис. IV.21, *а*), которые можно заменить равнодействующими силами P_{zi} и P_{ri} в осевом и радиальном направлениях. В общем случае равнодействующие внешних сил выражаются так:

$$P_z = \sum_1^p P_{zi} \text{ и } P_r = \sum_i^k P_{ri}. \qquad \text{(IV.104)}$$

При несовпадении точек приложения этих сил с точками опоры кольца и нейтральными осями сечения возникает радиальный изгибающий момент

$$M_r = \sum_1^p P_{zi}R_i + \sum_1^k P_{ri}h_i \qquad \text{(IV.105)}$$

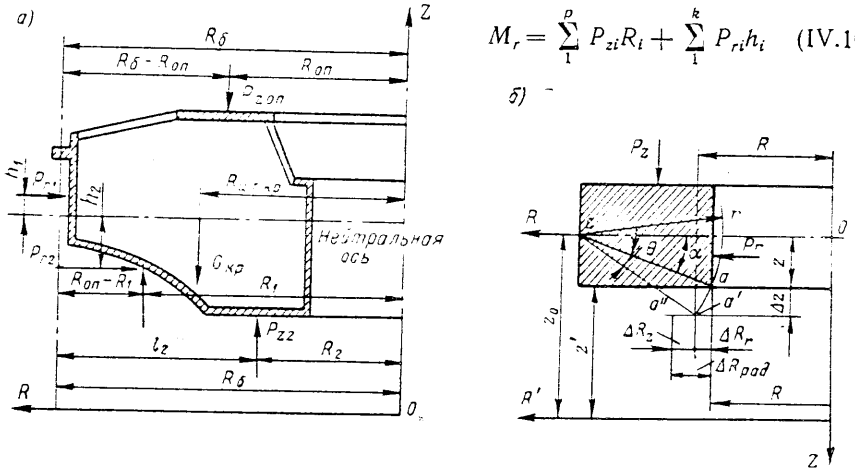

Рис. IV.21. Схемы нагружения крышки турбины: *а* — меридианного сечения; *б* — аналогичного сечения аппроксимирующего кольца

и тангенциальный момент

$$M_t = \frac{1}{2\pi} M_r, \qquad \text{(IV.106)}$$

скручивающий кольцо.

Здесь R_i, h_i — плечи моментов, соответствующие координатам, определяющим точки приложения равнодействующих сил (относительно оси Z и нейтральной оси сечения, нормальной к оси Z).

По аналогии с кольцом сплошного сечения (рис. IV.21, *б*) напряжения можно определить, предположив, что в процессе деформации сечения остаются плоскими, сохраняют свою форму, а сдвиги осей отсутствуют. Это в системе координат Z—R в относительных перемещениях можно выразить как

$$\varepsilon_z = \frac{\partial h}{\partial z} = 0; \quad \varepsilon_r = \frac{\partial U}{\partial R} = 0;$$

$$\gamma_{ZR} = 0; \quad \gamma_{ZU} = 0; \quad \gamma_{RU} = 0.$$

В действительности деформации и сдвиги осей малы, поэтому такое предположение является правомерным. Используя метод суперпозиции, можно представить, что точка *a* в процессе деформации под влиянием тангенциального момента переместится по дуге, описанной вокруг точки *C* радиусом *r*, в положение *a'*, а под влиянием радиальной силы, сдвинется в направлении оси *OR* из положения *a'* в *a''*. В результате координата *R* изменится на величину $\Delta R_{рад} = \Delta R_t + \Delta R_r$. Суммарная относительная деформация в радиальном направлении составит $\varepsilon_{tr} = \varepsilon_t + \varepsilon_r$, где ε_t — деформация под

действием момента; ε_r — деформация под действием радиальной силы. Соответственно напряжения будут

$$\sigma_{tr} = E\varepsilon_t + E\varepsilon_r = \sigma_t + \sigma_r. \qquad \text{(IV.107)}$$

Деформацию, вызванную действием тангенциального момента, из рис. IV.21, *б* можно выразить как

$$\Delta R_t = r\cos\alpha - r\cos(\alpha + \theta) = r(\cos\alpha - \cos\alpha\cos\theta + \sin\alpha\sin\theta).$$

Так как угол деформации θ мал, то можно положить $\cos\theta = 1$, а $\sin\theta = \theta$ и записать $r\sin\alpha = z$. Тогда $\Delta R_t = r\sin\alpha\sin\theta = z\theta$, отсюда

$$\varepsilon_t = (z\theta)/R \text{ и } \sigma_t = (E\theta z)/R. \qquad \text{(IV.108)}$$

В выражении (IV.108) угол θ можно выразить через M_t, используя уравнения упругого статического равновесия в замкнутом кольце,

$$\int_F \sigma_t\, dF = 0 \text{ и } \int_F \sigma_t z\, dF = M_t. \qquad \text{(IV.109)}$$

Заменив в формулах (IV.109) σ_t выражением из (IV.108) и введя обозначения интегральных характеристик сечения

$$\int_F dF/R = l; \quad \int_F (z\,dF)/R = m; \quad \int_F (z^2\,dF)/R = n, \qquad \text{(IV.110)}$$

соответственно выражающих площадь, статический момент и момент инерции, получим:

$$\int_F (Ez\theta/R)\,dF = E\theta m = 0; \qquad \text{(IV.111)}$$

$$\int_F (Ez\theta/R)\,dF = E\theta n = M_t. \qquad \text{(IV.112)}$$

Из (IV.112), учитывая принятое направление сил, находим угол деформации

$$\theta = M_t/(En). \qquad \text{(IV.113)}$$

Напряжение, вызванное тангенциальным моментом, получим, подставив (IV.113) в (IV.108),

$$\sigma_t = \frac{M_t z}{Rn}. \qquad \text{(IV.114)}$$

Из (IV.114) следует, что напряжения, вызываемые тангенциальным моментом M_t, будут тем больше, чем дальше удалена точка от нейтральной оси сечения и чем меньшими будут радиус ее расположения и момент инерции. Это следует учитывать, проектируя детали.

В выражениях (IV.113) и (IV.114) координаты z при определении интеграла n определяются относительно нейтральной оси и, как это следует из (IV.111), статическая характеристика определяется интегралом $m = 0$.

Можно, используя выражения (IV.110), выразить интегральные характеристики и через координаты, отсчитываемые от произвольной оси R', парал-

лельной нейтральной оси R. Заменив $z = z' - z_0$ и обозначив $m' = \int_F (z'\, dF/R)$, $n' = \int_F [(z')^2\, dF/R]$ получим:

$$m = \int_F [(z' - z_0)\, dF/R] = m' - z_0 l = 0;$$

$$n = \int_F [(z' - z_0)^2\, dF/R] = n' - (m')^2/l.$$

В этом случае расчетные формулы (IV.113) и (IV.114) принимают вид:

$$\theta = -\frac{M_t}{E\,[n' - (m')^2/l]}; \qquad (IV.115)$$

$$\sigma_t = -\frac{M_t\,(z' - m'/l)}{R\,[n' - (m')^2/l]}. \qquad (IV.116)$$

Напряжения, вызванные радиальными силами P_r, определяют аналогично. В этом случае относительная деформация выражается формулой $\varepsilon_r = \Delta R_r/R$, соответственно напряжения будут равны

$$\sigma_r = (E\,\Delta R_r)/R, \qquad (IV.117)$$

а уравнение упругости равновесия примет вид

$$\int_F \sigma_r\, dF = P_r. \qquad (IV.118)$$

Введя в (IV.118) характеристику площади, с учетом показанного на рис. IV.21, *б* направления деформации, получим окончательное выражение для напряжений, вызванных радиальными силами,

$$\sigma_r = P_r/(Rl). \qquad (IV.119)$$

Общее тангенциальное напряжение в соответствии с (IV.107), (IV.114) и (IV.119) определяется формулой

$$\sigma_{tr} = M_t z/(Rn) - P_r/(Rl), \qquad (IV.120)$$

где знаки определяются в соответствии с направлением действующих сил и момента.

Значения интегралов l, m и n определяют графически методом численного интегрирования, для чего сечение крышки разбивают на ряд элементарных площадок (рис. IV.22, *а*). При достаточно узких в направлении R площадках (при малых b_i) интегралы достаточно точно определяются по формулам:

$$l = \sum_1^n (F_i/R_i); \quad m = \sum_1^n (z_i F_i)/R_i; \quad n = \sum_1^n [(z_i^2 F_i)/R_i + (b_i h_i^3)]/(12 R_i), \qquad (IV.121)$$

где $F_i = b_i h_i$ — площадь сечения; b_i и h_i — соответственно ширина и высота; z_i и R_i — координаты центра тяжести этой площади.

Расчет ведется в табличной форме. Координаты нейтральной оси определяются по формуле $z_0 = m'/l$. Часто принимают $b_i = 1$, тогда соответственно упрощается расчет, так как при этом $F_i = h_i$. Точность приближения увеличивается при большем числе элементарных площадок, имеющих малую ширину.

Тангенциальные напряжения в крышке и других кольцевых деталях в значительной мере зависят от жесткости фланцев и податливости болтов,

которыми фланцы крепят к статору или верхнему кольцу направляющего аппарата, однако обычно эта жесткость не учитывается и идет в запас прочности. Момент в заделке колец $M_{зд}$ можно определить, считая радиальный момент относительно точки опоры на статоре по формуле

$$M_r = \sum_1^{p-1} P'_{zi}(R_{оп} - R_i) - M_{зд} + \sum_1^k P_{ri} h_i, \qquad (IV.122)$$

где P'_{zi} — внешние силы, в число которых реакция опоры не входит; $(R_{оп} - R_i)$ — расстояния от опоры до точки приложения силы в направлении радиуса, $P_{ri} h_i$ — см. формулу (IV.105).

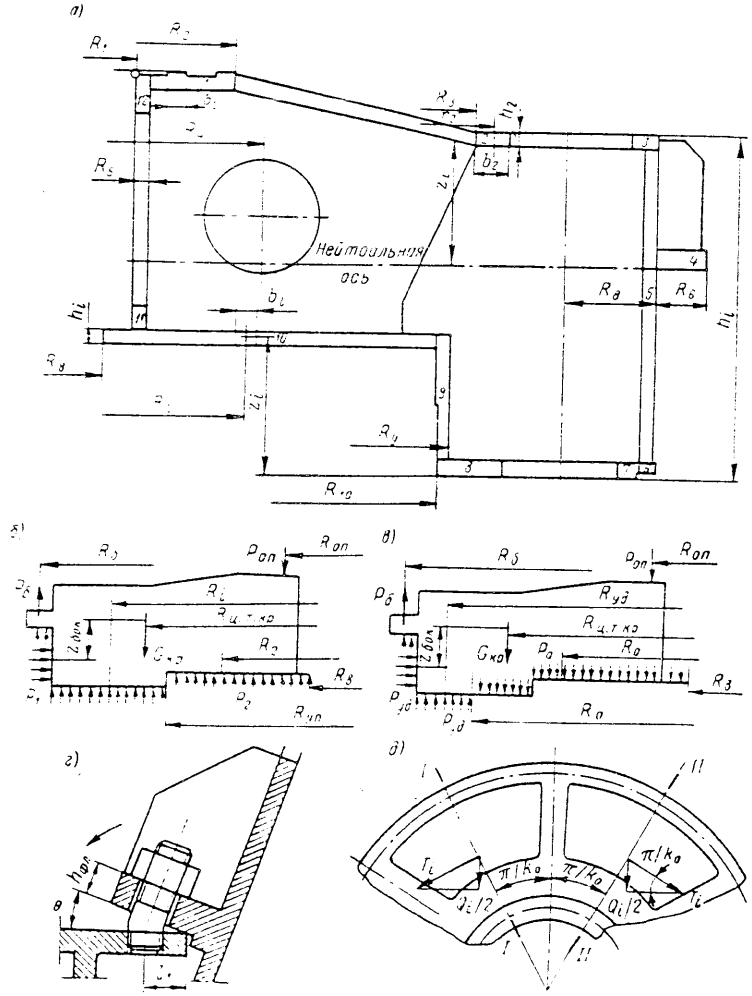

Рис. IV.22. К определению напряжений в крышке турбины: *а* — к графо-аналитическому методу определения геометрических характеристик крышки турбины; *б* — нагружение сечения при рабочем состоянии турбины; *в* — нагружение сечения при сбросе нагрузки; *г* — картина деформированного состояния фланца; *д* — схема нагружения условно вырезанного ребра

Момент в заделке (рис. IV.22, *г*) можно определить из условий деформации фланца как необходимый для его поворота на угол θ. Если пренебречь кольцевой жесткостью фланца, которая в данном случае мала, предположив, что он развернут по окружности и заделан по линии расположения болтов, то

$$M_{зд} = (EJ\,\mathrm{tg}\,\theta)/l \approx (EJ\theta)/l, \qquad (IV.123)$$

где ϑ — момент инерции фланца относительно развернутой нейтральной оси, определяется исходя из длины корневого сечения $L = 2\pi R_{оп}$. В действительности соединение деформируется как за счет прогиба фланцев, так и растяжения болтов и податливости цилиндрических оболочек, на которых укреплены фланцы. Точный расчет весьма труден.

Напряжения изгиба и среза, возникающие в ребрах и торцовых фланцах крышек турбин, вычисляют приближенными методами [46]. На каждое ребро (рис. IV.22, *д*) действуют внешние силы $P_{z1} = P_z/z_{рб}$ и $P_{ri} = P_r/z_{рб}$, которые определяются по (IV.104), где $z_{рб}$ — число ребер.

Ребра условно можно представить как балки таврового или двутаврового сечения, полки которых в плане отмечены линиями *I—I* и *II—II*, проведенными посередине промежутка между вертикальными станками ребер. Полки таких условных ребер симметрично нагружены тангенциальными силами, возникающими в оболочке крышки под влиянием тангенциального момента M_i. В общем виде эти силы можно выразить через тангенциальные напряжения $dT = \sigma_t\, dF$, где σ_t определяется по (IV.107).

Для некоторой элементарной площади эту силу выражают

$$dT_{ri} = 2\sigma_t' \sin\frac{\pi}{z_{рб}}\, dF,$$

где σ_t' — тангенциальное напряжение в оболочке, отнесенное к углу охвата ребра $\pi/z_{рб}$.

Усилия на элементарной площадке конечных размеров определяют по формуле

$$T_{ri} = \left(\frac{M_r z_i}{n} - \frac{P_r}{l}\right)\frac{F_i\,(z_i - z_0)}{R_i z_{рб}}, \qquad (VI.124)$$

где M_r — радиальный момент, вычисляемый по (IV.105) или (IV.122); z_i — координата центра тяжести нейтральной площадки; z_0 — координата нейтральной оси.

Напряжения изгиба в ребрах находят по формуле

$$\sigma_{из\,t} = M_i/W_i, \qquad (IV.125)$$

где M_i — изгибающий момент, рассчитываемый так же, как изгибающий момент M_r определяют аналогично (IV.130) для угла охвата $2\pi/z_{рб}$; W_i — момент сопротивления сечения ребра.

Напряжения среза равны

$$\tau_{срз} = P_N M_{стат}/(Jb), \qquad (IV.126)$$

где $P_N = P_{вн} + T$ — суммарная перерезывающая сила, складывающаяся из внешних сил и касательных усилий; $M_{стат}$ — статический момент; J — момент инерции сечения ребра; b — толщина ребра.

Примеры расчета напряжений в ребрах даны в работе [29].

Напряжения во фланце крышки при приближенных расчетах определяют как в консольной балке без учета кольцевой жесткости и сил затяга по формуле

$$\sigma_{из.\,фл} = M_{фл}/W = \sum_{1}^{z_б} P_б l_1/W_{фл}, \qquad (IV.127)$$

где $\sum_{1}^{z_б} P_б = P_z$ находят из уравнений (IV.104); $W_{фл} = J'/z_{max}$ — момент сопротивления фланца, длина которого $L = \pi d_{фл}$; J' — момент инерции сечения при наличии косынок, его определяют так же как в оребренной спиральной камере в (III.35); l_1 — расстояние от места заделки фланца до оси болта.

Более точно напряжения во фланцах определяются, если в формуле (IV.127) вместо $M_{фл}$ использовать $M_{зд}$, найденный по (IV.123). Опорный фланец крышки турбины для увеличения прочности и жесткости обязательно укрепляют косынками (рис. IV.22, *г*).

Фланцы с двумя полками, связанными ребрами (двойные), являются достаточно жесткими и прочными, но при их применении необходимо значительно удлинять болты, что приводит к увеличению их податливости, усложняет конструкцию и увеличивает массу крышки. Расчет болтов ведется на растяжение по силе P_z с учетом затяга, так же как болтов, соединяющих фланцы в спиральных камерах (см. § III.6).

Расчет крышки турбины на прочность производят для трех состояний: при нормальной работе турбины (рис. IV.22, *б*); при полном сбросе нагрузки с генератора и закрытом направляющем аппарате (рис. IV.22, *в*); при аварийном состоянии в случае срыва лабиринтных колец на ступице радиально-осевого рабочего колеса, когда на всю нижнюю поверхность крышки действует давление p_1 (такое же, как на входе в уплотнение). В последнем случае допускают повышенные на 20% напряжения. Такой расчет проводят для гидротурбин, работающих при повышенных напорах.

Расчет проводят в такой последовательности:

1) вычерчивают в соответствии с рис. IV.22 схемы нагружения крышки турбины для всех расчетных состояний;

2) находят геометрические и размерные характеристики крышки, для чего строят сечение и в соответствии с рисунком IV.22, *а* разбивают его на ряд элементарных площадок, и определяют l, m, n или l', m', n';

3) определяют силы и моменты: силу гидравлического избыточного давления по (III.63) для радиально-осевых и по (III.65) для поворотнолопастных турбин [при сбросе нагрузки $P_{крш}$ определяется по (III.69)]; сила веса крышки и деталей направляющего аппарата $G_{крш}$; силу, с которой пята воздействует на крышку в рабочем и аварийном состояниях $P_{ос} = P_{пят} + G_{рот}$ и при сбросе нагрузки, когда $P_{пят} = G_{рот}$, где $G_{рот}$ — вес ротора агрегата — так же как в (III.59); радиусы окружностей давления кольцевых поверхностей

$$R_i = \sqrt{(r_{нр}^2 + r_{вн}^2)/2},$$

где R_i — радиус окружности расположения сосредоточенных сил; радиальные силы $P_{ri} = pF_{zi}$, где p — гидравлическое давление; $F_{zi} = d_i h$ — проекция на плоскость XOZ цилиндрической поверхности, подверженной внешнему давлению; для других поверхностей (трапециевидных, конических) F_z находят аналогично;

4) по (IV.123), (IV.122) или (IV.105) определяют $M_{зд}$ и радиальный момент M_r; по (IV.106) — тангенциальный момент;

5) по (IV.114) или (IV.116) вычисляют тангенциальные напряжения σ_t и по (IV.120) σ_{tr} для всех расчетных состояний;

6) по (IV.113) или (IV.115) находят угол деформации θ и прогибы крышки или колец из формулы $\Delta = l \operatorname{tg} \theta \approx l\theta$, где $l = R_{оп} - R_i$; $R_б = R_{оп}$; R_i — радиус точки, в которой определяется прогиб; минимальные зазоры между сопряженными поверхностями деталей определяются при $R_i = R_{min}$ как разность

$$\Delta_{min} = \Delta_{зад} - \Delta_{max},$$

где $\Delta_{зад}$ — заданный чертежом зазор без учета прогиба; обязательно определяют Δ_{min} у выходных кромок лопаток.

7) находят по (IV.127) напряжения во фланце крышки;

8) определяют напряжения в болтах в соответствии с формулами § III.6. Напряжения в ребрах определяют в проверочных расчетах.

Аналогично изложенному рассчитывают верхнее кольцо направляющего аппарата.

Глава V

РАБОЧИЕ КОЛЕСА ОСЕВЫХ И ДИАГОНАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН

§. V.1. Конструкции и основные элементы рабочих колес

К осевым рабочим колесам относятся пропеллерные и поворотнолопастные рабочие колеса. Более простым является пропеллерное рабочее колесо, показанное на рис. V.1. Его скелетом, или основой, является корпус *1*, на котором укреплены лопасти *2*. Они могут быть отлиты вместе с корпусом (рис. V.1, *а*) или присоединены к нему посредством фланцев (рис. V.1, *б*) болтами *3*, воспринимающими растягивающие силы, и шпонками *4*, работающими на срез. Для облегчения и улучшения качества отливки корпус выполняется полым. Заканчивается колесо обтекателем *5*, обычно представляющим собой прямой усеченный конус с криволинейными образующими, способствующий плавному выходу потока. К корпусу обтекатель крепится шпильками и шпонками через фланец. Выполняют обтекатели сварными или литыми (в старых конструкциях).

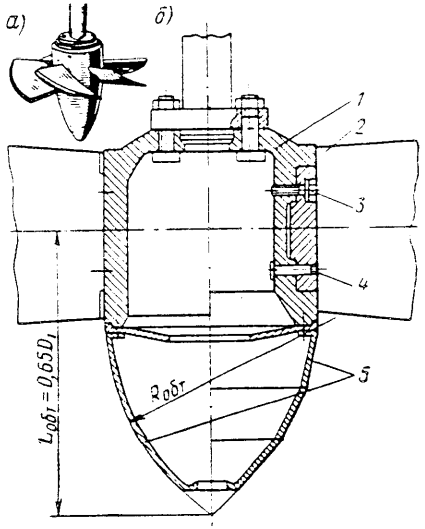

Рис. V.1. Пропеллерное рабочее колесо: *а* — цельнолитое с лопастями; *б* — с отъемными лопастями

Цельнолитые пропеллерные рабочие колеса выполняют из углеродистой стали 30Л или малолегированной стали 20ГСЛ. Применяются они при относительно малых размерах ($D_1 \leqslant 4$ м) и малых напорах ($H < 15$ м), где при ограниченной мощности можно за счет некоторого снижения быстроходности улучшить кавитационные условия работы рабочего колеса. Применение нержавеющих сталей, позволяющих уменьшить запасы по K_σ и повысить быстроходность, в цельнолитых колесах связано с большими непроизводительными затратами этих сталей на корпус и дополнительными трудностями при отливке. В отъемном варианте лопасти отливаются из нержавеющей стали, а корпус — из углеродистой.

Положительными качествами пропеллерных гидротурбин являются их меньшая стоимость (по зарубежным данным, при одинаковых размерах они на 20—25% дешевле, чем поворотнолопастные) и меньшее втулочное отношение, позволяющее на расчетном режиме уменьшить σ и увеличить Q_1'. Но эти их преимущества оказываются недостаточными в большинстве случаев из-за потерь

в выработке электроэнергии и ненадежной работы при нерасчетных режимах, вследствие чего пропеллерные гидротурбины имеют ограниченное применение.

Основным отличием поворотнолопастных рабочих колес осевых вертикальных и горизонтальных гидротурбин (см. § II.1), а также современных диагональных гидротурбин (см. § II.3) является наличие механизма поворота лопастей. Общими элементами, образующими проточную часть рабочих колес этих систем гидротурбин, так же как и пропеллерных, являются корпус, в котором располагается механизм поворота, лопасти и обтекатель.

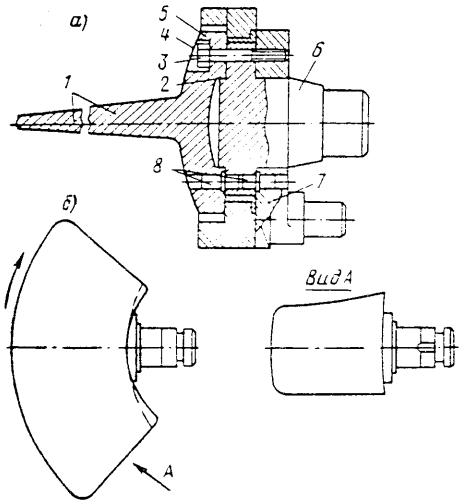

Рис. V.2. Лопасти поворотнолопастного рабочего колеса

Лопасти для поворотнолопастных, осевых и диагональных рабочих колес применяют двух типов: с отъемной цапфой (рис. V.2, *а*) и цельнолитые, у которых перо и цапфа представляют собой одно целое (рис. V.2, *б*). Крепление отъемной лопасти, состоящей из пера *1* и фланца *5*, с цапфой *6* осуществляется болтами *3*, ввинченными в тело рычага *7* и проходящими через отверстия во фланце цапфы.

Поворачивающий лопасть момент, возникающий при ее обтекании потоком, передается на цапфу и затем на рычаг посредством шпонок *8*, установленных против места примыкания пера к фланцу, где нельзя выполнить сквозные отверстия для болтов. Таким образом, в этом соединении болты воспринимают только растягивающие, а шпонки — перерезывающие силы. Поперечные перерезывающие силы воспринимают центрирующий буртик *2*. Головки болтов закрывают заглушками или пробками *4*. Такое крепление является одним из наиболее распространенных. Его главное преимущество состоит в том, что оно дает возможность ввода цапфы снаружи в занимающий рабочее положение (неперевернутый) корпус и осуществление компактного соединения одними и теми же болтами трех основных деталей, образующих систему лопасть—цапфа—рычаг.

На рис. V.3 показано крепление лопасти к отъемной цапфе, выполненной заодно с пальцем рычага. Цапфу заводят снаружи в неперевернутый корпус (в котором предварительно установлены серьги с крестовиной) и на нее снаружи надевают упорное кольцо, которое крепят к корпусу болтами. Недостатком конструкции являются большие напряжения, возникающие в упорном кольце и его болтах и значительное ослабление корпуса, что требует применения высокопрочных материалов.

На рис. V.4 показано крепление двухперовой лопасти *2* непосредственно к цапфе *3* болтами *4*, расположенными снаружи *1* и изнутри. Здесь цапфу, являющуюся также рычагом, заводят в отверстие корпуса *8* изнутри, для чего ее шип *5* сделан цилиндрическим на достаточной длине, а внутренняя опора *7* и втулка *6* — разъемными. Сборку цапф производят в перевернутом корпусе, после чего его поворачивают в рабочее положение и снаружи крепят лопасти.

Отъемные лопасти в собранной турбине могут быть сняты без демонтажа рабочего колеса, если в его камере предусмотрен выемной сектор (см. рис. I.4).

Лопасти с неотъемной цапфой конструктивно более просты, но применяются до диаметра рабочего колеса 4—5 м. Ограничивается их применение как из-за трудностей отливки (в месте большой концентрации металла в области соединения пера с цапфой появляются дефекты), так и вследствие излишних затрат нержавеющей стали на цапфы. Недостаток такой конструкции — невозможность снять лопасть, не разбирая рабочего колеса. Более широкое применение они имеют за рубежом.

Крепление цельнолитой с цапфой лопасти в корпусе, которое часто применяют за рубежом, показано на рис. V.5. Лопасть *1* здесь заводится в корпус *6* снаружи и прошивает рычаг *3*, который связан с лопастью тремя цилиндрическими шпонками *2*. От выпадения под действием центробежных сил лопасть удерживается закладным кольцом *5*, состоящим из двух частей и охваченным обоймой *4*. При меньших размерах вместо закладных колец применяют гайки, навинченные на шип цапфы (см. рис. V.11, *а*). Такое крепление встречается и при съемных лопастях.

Крепление лопастей диагональных гидротурбин, отливаемых в большинстве случаев заодно с цапфой, выполняется так же, как в вертикальных. Зарубежные фирмы часто применяют крепление лопасти посредством поперечного клина, проходящего через рычаг и цапфу [45].

Опоры цапф лопастей обычно выполняют в виде подшипников скольжения. Удельные давления в них допускают до 40 МПа. Втулки изготавливают из высококачественной фосфористой бронзы БрОФ10-1. При расчете на разгонную частоту вращения можно допускать бо́льшие удельные давления. Конструкцию втулок можно видеть на рис. V.2 и V.4. Смазка опор осуществляется заполняющим корпус маслом, используе-

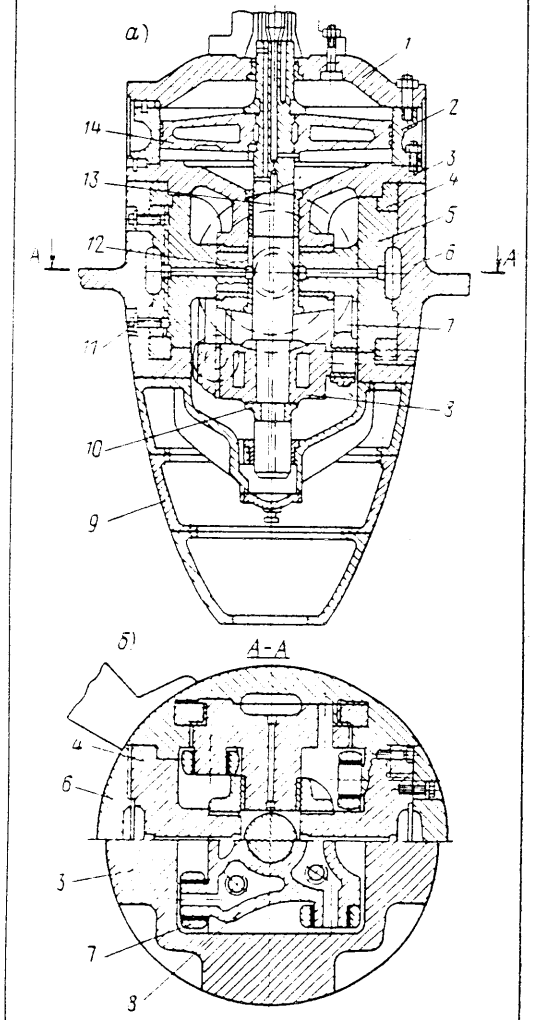

Рис. V.3. Рабочее колесо турбины Рыбинской ГЭС:

1 — крышка колеса; *2* — цилиндр сервомотора; *3* — корпус; *4* — упорное кольцо; *5* — цапфа-рычаг; *6* — лопасть; *7* — серьга; *8* — крестовина; *9* — обтекатель; *10* — закладное кольцо из двух половин; *11* — болт лопасти; *12* — смазочное отверстие; *13* — шток; *14* — поршень

мым в системе регулирования (турбинное Т-30 по ГОСТ 9972—74). Иногда для смазки предусматривают отверстия в цапфе (рис. V.3).

Для обеспечения достаточных зазоров между втулкой и цапфой используют посадку $A_3/Л$; для проникновения масла в зоны плотного соприкасания на опорных поверхностях втулок выполняются продольные и радиальные канавки с шагом примерно $0{,}2d_{вт}$. На преодоление трения в опорах цапф затрачи ается примерно до 40% всей необходимой для поворота лопастей силы.

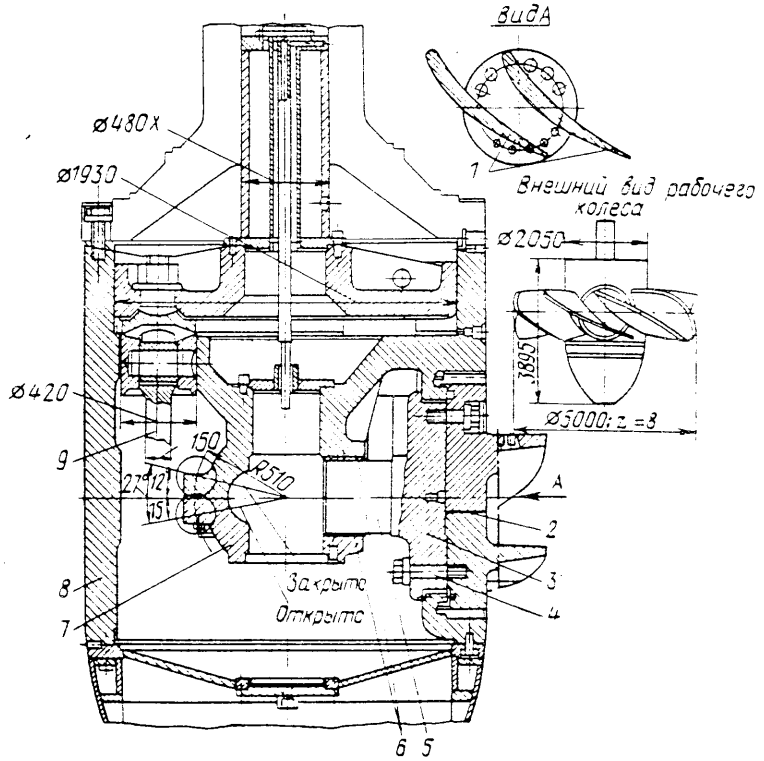

Рис. V.4. Двухперовое рабочее колесо Уч-Курганской ГЭС с восемью лопастями и четырьмя цапфами

Опоры качения позволяют значительно уменьшить потери на трение. На рис. V.6 представлено опытное рабочее колесо с опорно-упорными 1 и опорными 2 роликовыми подшипниками, эксплуатируемое на Волжской ГЭС. Подобные опоры установлены также ХТЗ на опытных рабочих колесах Днепродзержинской и Краснооскольской ГЭС. Опоры качения позволяют значительно уменьшить диаметр сервомотора (в 1,8 раза) и его рабочий объем ($V_{раб} = d_{сер}S$, где S — ход сервомотора), при этом уменьшаются размеры корпуса, втулочное отношение $K_{вт}$ и объем маслонапорной установки (МНУ). Трудности применения опор качения заключаются в том, что опорно-упорные и опорные роликовые подшипники являются уникальными по размерам и требуют индивидуального исполнения на специализированных заводах. Однако экономически их применение является целесообразным. При применении роликовых опорно-упорных подшипников надо предусматривать упоры, препятствующие перемещению

цапфы в радиальном направлении к центру, которое может привести к сползанию цапфы и ее заклиниванию под влиянием сил веса и гидравлического давления при пуске, когда центробежные силы малы.

Лопасть выполняют по специальному чертежу, на котором в усадочном масштабе для стали ($м_{усд} = 1{,}01$) задают все необходимые для изготовления модели контуры и размеры. Профили пера пересчитывают с модельного чертежа лопасти данного типа колеса, обычно для пяти цилиндрических сечений, ориентированных относительно диаметральной плоскости и оси поворота лопасти.

Форма профилей получается в результате гидродинамического расчета. При проектировании толщины сечений проверяют расчетом на прочность и задают с допусками. Форму полученной лицевой вогнутой поверхности проверяют пространственным шаблоном по всем расчетным сечениям. Как правило, после отливки перо лопасти фрезеруют на копировальном станке. Шероховатость поверхности должна соответствовать примерно пятому классу, что достигается шлифовкой посредством свободно подвешенного шлифовального устройства.

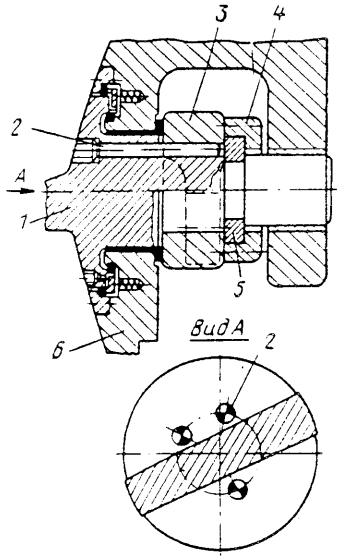

Рис. V.5. Крепление цапфы цельнолитой лопасти

Двухперовые лопасти крепят к цапфе посредством болтов, как это показано на рис. V.4, причем два отдельно отлитых пера сваривают по стыку фланца электрошлаковой сваркой. Возможна приварка двух отдельных лопастей к общему фланцу. Первый способ предпочтительнее с точки зрения прочности. При втором способе сварочный шов оказывается в наиболее нагруженном корневом сечении лопасти.

В пере лопасти выполняют отверстия для рымов, необходимых для подъема и переноса лопасти. Эти отверстия должны быть надежно закрыты заглушками так же, как отверстия для головок болтов, иначе за ними при работе турбины возникает вихревая кавитация, разрушающая поверхность лопасти.

Периферийные кромки лопастей во избежание их соприкосновения с камерой при повороте должны обрабатываться по сферической поверхности, а зазоры между камерой и лопастью должны быть не больше $\Delta = 0{,}001D_1$ с допустимым отклонением $+0{,}0002D_1$. Примерно такими же должны быть зазоры между корпусом и лопастью. От этих зазоров, особенно от периферийного, зависит величина объемных потерь и объемного к. п. д. турбины. У той части внутренней кромки лопасти, которая может при повороте упираться в поверхность корпуса при выходе за пределы сферического пояса, зазоры должны быть увеличены, они определяются построением или шаблоном на макете.

Чтобы лопасти лучше противостояли кавитации, их отливают, как и лопасти пропеллерных турбин, из нержавеющих сталей 20Х13НЛ или 0Х12НДЛ. Недостатком этих сталей является хладноломкость после сварки в холодном состоянии, причем менее подвержена этому сталь 0Х12НДЛ, имеющая несколько лучшую кавитационную стойкость и усталостную прочность. Для того чтобы избежать хладноломкости, эти стали надо подогревать при сварке до 250—400° С.

В последние годы находит применение сталь 00Х12Н3ДЛ, не обладающая свойством хладноломкости после сварки. За рубежом применяются близкие по составу марки нержавеющих сталей.

Применение лопастей из углеродистой стали, как показала практика, возможно только при увеличенном коэффициенте запаса по кавитации до $K_\sigma \approx \approx 2{,}0$, что приводит к увеличению заглублений рабочих колес. В то же время, как показал опыт эксплуатации, нержавеющие лопасти успешно работают при $K_\sigma = 1{,}05 \div 1{,}1$ [39]. Лопасти, облицованные тонкими листами нержавеющей стали, недостаточно надежны и в поворотнолопастных турбинах не применяются.

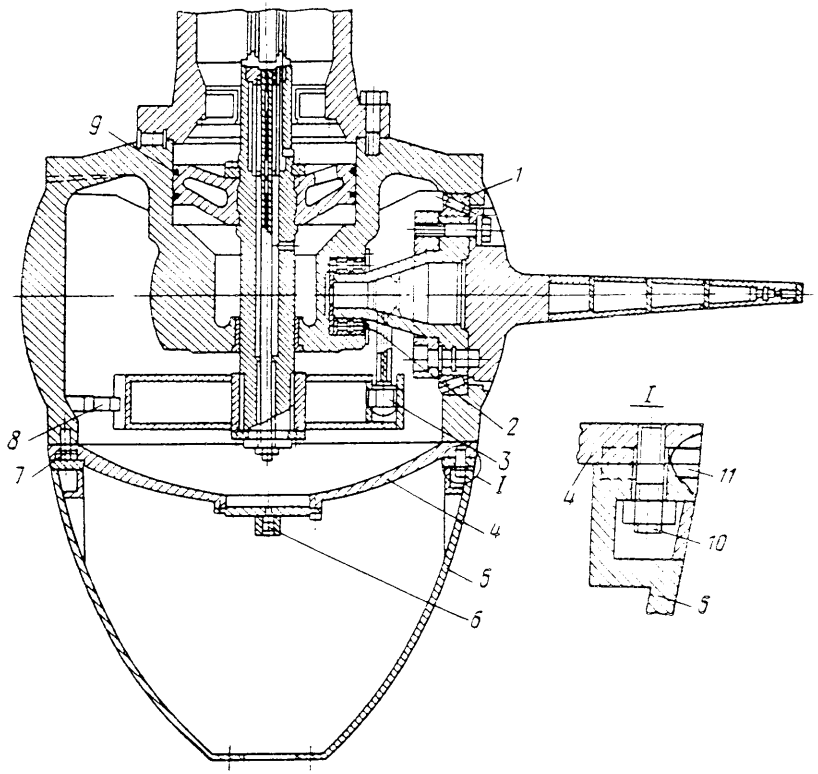

Рис. V.6. Шестилопастное рабочее колесо с опорами качения и сварно-литыми лопастями

Показанные на рис. V.6 лопасти с пером, сваренным из листов нержавеющей прокатанной стали Д-50, эксплуатируются на опытном агрегате Волжской ГЭС с 1963 г. Будучи пустотелыми, они имеют меньшую массу и в то же время достаточно прочны, так как в них основную нагрузку при изгибе несут наружные слои. Такие лопасти не требуют наружной механической обработки, но это создает трудности, так как требует повышенной точности при изготовлении. Заготовки пера получают на мощных прессах в специальных штампах и после сварки термически обрабатывают. При этом надо предотвратить возможные деформации. Недостаточно изучены спектры колебаний таких лопастей, которые могут иметь низкие составляющие частоты, поэтому при конструировании следует обращать особое внимание на обеспечение достаточной жесткости лопасти.

Для уплотнения лопасти в корпусе рабочего колеса в современных турбинах используются манжеты, охватывающие фланец и допускающие съем и сборку уплотнения без демонтажа лопасти (рис. V.7). Манжеты должны пре-

пятствовать проникновению воды внутрь корпуса и протечкам масла из корпуса в проточный тракт турбины. Эти требования объясняются разной величиной давления в потоке: p_1 — перед рабочим колесом и p_2 — за колесом.

Давление внутри корпуса измеряется столбом масла, которое заполняет вал в вертикальных турбинах или масляные трубопроводы — в горизонтальных, и выражается формулой

$$p_{вн} = \rho_м g (z_м - z_{р.к}), \qquad (V.1)$$

где $\rho_м$ — плотность масла; $z_м$ — отметка маслоприемника или маслонапорного бачка; $z_{р.к}$ — отметка оси поворота лопастей рабочего колеса.

Так как обычно $p_1 > p_{вн}$, а $p_2 < p_{вн}$, то та часть уплотнения, которая расположена до оси поворота лопастей, препятствует проникновению воды в корпус, а часть, расположенная ниже оси поворота, препятствует выходу масла из корпуса.

Уплотнение состоит из двух поясов U-образных манжет 2, выполненных из маслостойкой резины и разделенных промежуточным кольцом 3. Манжеты прижаты своими кромками к корпусу 7 и фланцу 6 и установлены таким образом, что наружный пояс самоуплотняется под давлением воды, а внутренний — под давлением масла. Снаружи манжеты подпираются кольцом 1, прикрепленным к корпусу винтами, а изнутри поджаты кольцом 4, на которое с постоянной силой давят пружины 5. Кольца 1 и 3 выполнены из двух частей, что дает возможность при установленной лопасти собрать и разобрать уплотнение и заменить манжеты. Стыки манжет срезают на ус, склеивают при установке на место и смещают друг относительно друга. Такие уплотнения вполне надежны, и протечки масла через них находятся в пределах нормы. В старых конструкциях гидротурбин применялись торцовые уплотнения [29], устанавливаемые под фланцем лопасти. Они имели ряд существенных недостатков.

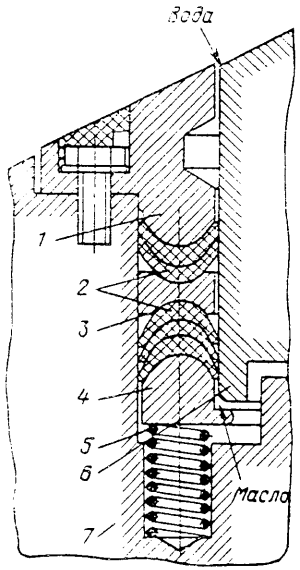

Рис. V.7. Двустороннее съемное уплотнение лопасти рабочего колеса

Корпус рабочего колеса является скелетной деталью. В нем размещаются опоры цапф лопастей, механизм их поворота и в большинстве случаев сервомотор рабочего колеса. Конфигурация и размеры корпуса в большей мере зависят от конструкции механизма поворота, числа лопастей и действующих усилий.

Наружные размеры и форма корпуса и отношение $K_{вт}$, как уже указывалось в § II.1, оказывают большое влияние на гидродинамические качества рабочего колеса. Наиболее распространены следующие формы корпусов: цилиндрическая (см. рис. V.1, *б*), в которой верхняя часть (до осей поворота лопастей) выполняется по цилиндру и ниже переходит в конус с образующей, очерченной по дуге окружности; сферическая — со сферическим поясом, расположенным в зоне лопастей (см. рис. V.6), и доходящей до сферы цилиндрической частью. В зарубежных турбинах применяют иногда корпуса, в которых верхняя часть выполняется в виде расширяющегося кверху тела вращения с образующей, совпадающей с контуром проточной части. На поверхности такого корпуса возникает гидравлическая сила, направленная противоположно осевой силе, возникающей на рабочем колесе; существенных преимуществ они не имеют.

В цилиндрических корпусах диаметр ступицы $d_{ст} = d_{цл}$ соответствует диаметру цилиндра, в сферических $d_{ст} = d_{сф}$ — диаметру сферы. При одина-

ковых $d_{цл} = d_{сф}$ лучшими по к. п. д. и пропускной способности являются корпуса со сферическим поясом, что объясняется малой протяженностью стесненного участка и меньшими зазорами между внутренней кромкой лопасти и корпусом. По кавитационным качествам такие корпуса в большинстве случаев оказываются одинаковыми или близкими. Здесь одинаковое стеснение (местное или протяженное) потока приводит к одинаковым изменениям скорости и давления и одинаково влияет на развитие кавитации [29, 40].

Применение двухперовых рабочих колес позволяет уменьшить вдвое число цапф, а втулочное отношение и кавитационный коэффициент на 0,03—0,05. Однако в двухперовых колесах при нерасчетных режимах, когда лопасти располагаются под углами $\varphi \neq \varphi_{рсч}$, решетка профилей становится неравномерной, что приводит к возникновению возмущений и вихрей в потоке и понижению к. п. д. на бо́льшую величину, чем в одноперовых. При этом нестационарные процессы вызывают пульсации давления и динамические нагрузки, которые могут быть опасными, если лопасть на них не рассчитана. Практика подтверждает возможность таких явлений.

Корпуса осевых и диагональных рабочих колес выполняют с передним днищем (см. рис. V.3 и V.4) или с задним днищем (см .рис. V.11, *а*). При переднем расположении днища перемычки между отверстиями для лопастей и торцом корпуса получаются малого сечения. При нагружении силами, возникающими в наружных опорах лопастей, и центробежными силами перемычки деформируются больше, чем остальные элементы корпуса, что уменьшает его общую жесткость и прочность. Однако этот тип корпуса удобен с точки зрения расположения механизмов в сервомоторе. Корпус с задним днищем, объединенный с цилиндром сервомотора обладает значительно большей жесткостью и прочностью, но в осевых турбинах он требует применения сервомотора без днища или со вставным днищем (см. рис. II.6).

Перемычки между отверстиями в диаметральном (перпендикулярном оси вращения) сечении корпуса, предусмотренные для того, чтобы уменьшить его диаметр и втулочное отношение, выполняют возможно малыми по ширине; они обычно являются наиболее слабым местом колеса. Для того чтобы не расширяя перемычки корпуса сделать их достаточно прочными, применяют расположенные внутри полости выступы. Для этого используют все располагаемое пространство в лимитирующем диаметральном сечении (см. рис. V.10).

Корпуса, отлитые заодно с цилиндром сервомотора (см. рис. V.4), широко применяют в осевых и диагональных турбинах. Корпуса, выполненные отдельно от цилиндра (см. рис. V.3), выполняются для крупных турбин (обычно при $D_1 > 6$ м). При отдельном цилиндре необходимо применение мощного крепления посредством болтов и шпонок, что усложняет конструкцию, но часто оказывается необходимым из-за трудностей отливки и доставки на монтаж корпуса, имеющего большую массу и размеры.

Соединение корпуса или цилиндра сервомотора с фланцем вала осуществляется либо посредством крышки рабочего колеса (см. рис. V.3), либо непосредственно (см. рис. V.4 и II.4), тогда роль крышки выполняет развитый фланец. Крепление крышки с цилиндром осуществляется так же, как крепление цилиндра с корпусом и также усложняет конструкцию, но в крупных турбинах при $D_1 > 6$ м часто является вынужденным по условиям обработки вала. Болты и гайки во всех соединениях рабочего колеса должны быть надежно предохранены от самоотвинчивания, что лучше всего достигается приваркой к поверхности сопряженной детали сухариков, установленных вплотную к грани. Корпус и цилиндр сервомотора отливают из стали 20ГСЛ или 30Л, крышку сервомотора — из стали 20ГСЛ.

Обтекатели рабочего колеса выполняют сварными из листовой стали МСт3 (см. рис. V.6); в зарубежных и более старых отечественных конструкциях — литыми, иногда состоящими из нескольких ярусов (рис. V.3). Сварные обтекатели, имеющие поверхность двойной кривизны (см. рис. V.1, *а*), сваривают из штампованных заготовок, что требует применения штампов, или из нескольких сопряженных усеченных конусов, что требует только вальцовки заготовок и стоит дешевле. Небольшая огранка поверхности на гидродинамических качествах обтекателя практически не сказывается. На ХТЗ им. С. М. Кирова разработан короткий обтекатель ($L = 0{,}4D_1$) конической формы с прямолинейной образующей, примененный в турбине Серебрянской ГЭС (см. рис. II.6). Такой обтекатель хорошо сопрягается со сферой при малом втулочном отношении, его применение перспективно в высоконапорных поворотнолопастных турбинах.

Форма и длина обтекателя оказывают существенное влияние на к. п. д. турбины и уровень действующих на обтекатель сил [29]. Исследования показали, что лучшими по к. п. д. и кавитационным свойствам являются обтекатели средней длины ($L_{обт} = 0{,}55D_1$). Более короткие обтекатели ($L_{обт} = 0{,}5D_1$) имеют к. п. д. ниже на 1% и худшие кавитационные качества. Длинные обтекатели ($L_{обт} = 0{,}8D_1$) имели к. п. д. ниже, чем средние, примерно на 2% и вызывали значительные пульсации в потоке. Результаты этих исследований подтверждаются практикой — наибольшее применение в гидротурбинах нашли обтекатели средней длины. Вершину обтекателя обычно срезают, что способствует уменьшению действующих на него динамических нагрузок. Испытания коротких конических обтекателей, проведенные ХТЗ, дали хорошие результаты: к. п. д. оказался выше, чем у обычных обтекателей средней длины примерно на 1%, но при несколько меньшем втулочном отношении.

В диагональных гидротурбинах образующие обтекателей очерчены вогнутой кривой (см. рис. V.12), которая в этом случае хорошо сочетается с корпусом рабочего колеса.

Крепление обтекателей (см. рис. V.6) является весьма нагруженным и осуществляется посредством шпилек *10* и радиальных шпонок *11*. В большинстве конструкций обтекатель отделяется от полости корпуса, заполненной маслом, днищем *4*, в котором предусматривается вентиль или клапан *6* для выпуска масла при демонтаже рабочего колеса. Днище выполняется либо литым из чугуна СЧ 28-48, либо сварным и крепится к корпусу болтами *7*.

§ V.2. Механизмы поворота лопастей рабочих колес

Механизмы поворота классифицируют по различным признакам. По кинематической схеме привода их разделяют на две группы: кривошипно-шатунные механизмы, имеющие очень широкое распространение и многочисленные конструктивные варианты исполнения; кулисные механизмы, имеющие ограниченное применение. Все рассмотренные выше конструкции рабочих колес относятся к кривошипно-шатунным.

Скелетная схема механизма кривошипно-шатунного типа представлена на рис. V.8, *а*. Здесь рычаг *а*, жестко связанный с цапфой лопасти *в*, при поступательном перемещении крестовины *г*, с которой он соединен серьгой *б*, поворачивается на некоторый угол и поворачивает лопасть. Так как крестовина связана со всеми лопастями, то, перемещаясь под действием силы сервомотора $P_{сер}$, она поворачивает все лопасти одновременно на одинаковый угол φ.

На передачу сил в этом механизме существенно влияют такие углы: α, определяющий наклон серьги по отношению к оси, вдоль которой перемещается крестовина; γ — между осями серьги и рычага; φ, определяющий склонение рычага в меридианной плоскости, а также длина рычага $l_р$, длина серьги $l_с$, смещение L шарнира крестовины по отношению к оси турбины.

Движущий момент на лопасти, последовательно выраженный аналогично тому, как это было сделано в направляющем аппарате (см. § IV.4), через силы рычага $P_р$, серьги $P_с$, крестовины $P_{кр}$ и сервомотора $P_{сер}$, имеет вид

$$M_{дв} = P_р l_р = P_с l_р \cos\beta = P_{кр} l_р \cos\beta/\cos\alpha, \qquad (V.2)$$

где

$$P_с = P_р/\cos\beta; \quad P_{кр} = P_с \cos\alpha = P_р \cos\alpha/\cos\beta. \qquad (V.3)$$

Требуемое усилие сервомотора, необходимое для обеспечения движения, без учета потерь на трение в шарнирах механизма выражается из (V.2) и (V.3)

$$P'_{сер} = K_{дв} P_{кр} z = K_{дв} M_{дв} z \cos\alpha/(l_р \cos\beta) \geqslant P_р z \xi_i. \qquad (V.4)$$

Здесь $K_{дв}$ — коэффициент, обеспечивающий движение механизма; ξ — кинематический коэффициент передачи,

$$\xi_i = \cos\alpha/\cos\beta = \cos\alpha/\cos(\gamma - 90°) = \cos\alpha/\cos(\pm\varphi \mp \alpha), \qquad (V.5)$$

где угол $\beta = \pm\gamma \mp 90° = \pm\varphi \mp \alpha$, так как угол между направлением $P_р$ и осью z равен φ, а угол между направлением $P_с$ и осью Z равен α.

Выражение (V.4) позволяет провести кинематический анализ механизма [41]. Изменяя углы φ и α и соотношение размеров при заданном $M_{дв}$, можно либо уменьшить усилие и размеры сервомотора и увеличить его ход S, либо наоборот.

Меньшие силы сервомотора стремятся получить, когда трудно или нельзя увеличить его диаметр. При заданной силе рычага это достигается при возможно большей длине рычага $l_р$ и малом коэффициенте передачи ξ_i, что соответствует большим углам α и малому расстоянию L. Это используется в механизме, представленном на рис. V.8, *б*, который называют механизмом с наклонной серьгой.

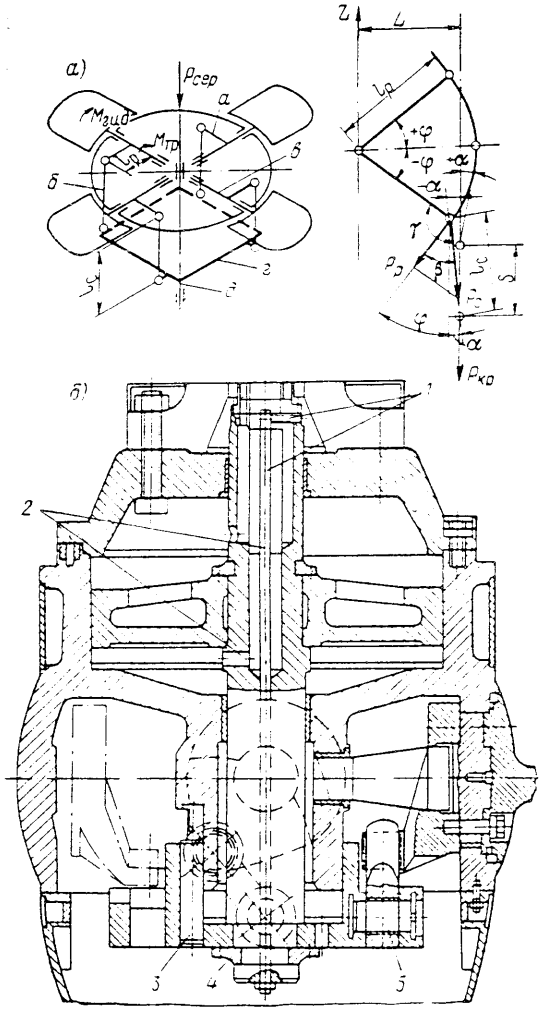

Рис. V.8. Скелетная схема кривошипно-шатунного механизма (*а*) и конструкция восмилопастного рабочего колеса с наклонной серьгой (*б*)

При φ, близком к нулю, L — к $l_р$, угле γ — к 90°, кинематический коэффициент получается близким к единице, усилие сервомотора — бо́льшим, а ход сервомотора меньшим, чем в механизме с наклонной серьгой. Такой механизм (см. рис. V.3) называют механизмом с прямой серьгой. Длина рычага в нем ограничена длиной корпуса и получается малой.

В высоконапорных рабочих колесах зарубежных стран, там, где не удается достичь требуемого коэффициента передачи ξ_i в механизмах с одним рычагом и серьгой, применяют механизм с двойной рычажной передачей, схема которого показана на рис. V.9. Здесь за счет соотношения плеч $l_{р1}/l_{р2}$ основного рычага *1* и двуплечего рычага *2* удается получить общий достаточно малый коэффициент передачи ξ'_i. Двойная передача увеличивает длину корпуса и массу рабочего колеса, но позволяет значительно уменьшить силу сервомотора, сохранив работоспособность ($P_{сер}S$) за счет увеличения его хода.

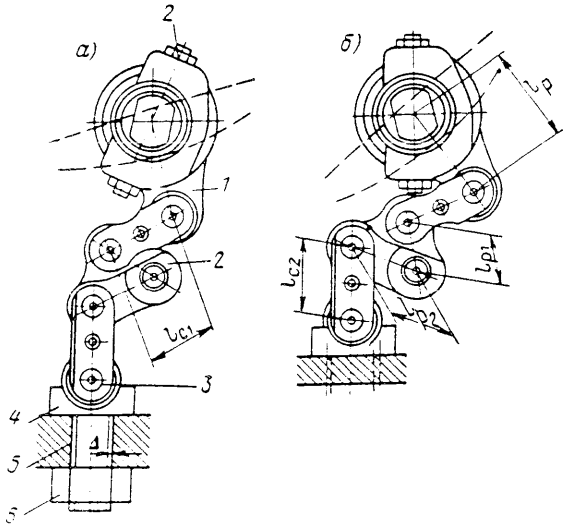

Рис. V.9. Механизм с двойной передачей и двуплечим промежуточным рычагом: *а* — положение наименьшего открытия; *б* — положение наибольшего открытия

Одним из основных наиболее эффективных средств достижения требуемой силы сервомотора является повышение давления масла в сервомоторе.

Ниже рассматриваются наиболее распространенные конструкции рабочих колес с механизмами шатунно-кривошипного типа.

Механизм с сервомотором, расположенным перед лопастями на корпусе с днищем, отделяющим сервомотор от полости, в которой помещается крестовина, имеет большое распространение (см. рис. V.3, V.6, V.8, I.4). Шток сервомотора, на который насажены поршень, обычно отлитый из чугуна, и крестовина, отлитая из стали 30Л или сваренная (см. рис. V.6) из проката МСт3, направляется втулками из бронзы БрОФ10-1, запрессованными в крышку колеса (в корпус), а при длинных штоках — в нижнее днище (рис. V.3). Крепят поршень и крестовину на штоке закладными кольцами *4* (см. рис. V.8, *б*), половинки которых притягивают болтами или охватывают обоймой (см. рис. V.5). Реже применяется крепление гайкой, навинченной на шток (см. рис. V.11, *а*). Шток используется также для подвода масла в полости сервомотора и отвода его из полости корпуса. Для этого в его центральном отверстии устанавливают трубы *1* и делают поперечные отверстия *2* (см. рис. V.8, *б*).

Для того чтобы поршень не касался стенок цилиндра, зазор между ними задают больше, чем зазор посадки ($A_з/X$) штока в направляющих втулках. В некоторых сервомоторах для уплотнения зазора между поршнем и цилиндром применяют поршневые кольца *9* (см. рис. V.6). От поворота в диаметральной плоскости крестовина удерживается призматическими шпонками *8* (см. рис. V.6), входящими в ее пазы и закрепленными друг против друга на внутренних стенках корпуса, или цилиндрическими шпонками *3* (см. рис. V.8, *б*), установленными на центральном приливе корпуса.

Соединение серьги с крестовиной имеет большое значение с точки зрения возможностей сборки рабочего колеса и задания допустимых угловых отклонений во взаимосвязанных деталях (корпусе, серьгах, рычагах, крестовине). Применяют несколько вариантов таких соединений:

а) посредством застопоренных штифтами или упорами пальцев, установленных по неподвижной посадке в крестовине и по ходовой посадке в серьге (см.рис. V.6, поз. *3*, V.8, *б*, поз. *5*);

б) посредством пальцев шарнира серьга—крестовина, выполненных в виде шипов *8*, отлитых непосредственно на крестовине (см. рис. V.3), что значительно усложняет обработку крестовины;

в) посредством проушин, установленных на крестовине, как это схематически показано на рис. V.9. В этом случае палец *3* закрепляют в серьге; проушина *4* своим нарезным концом, установленным с зазором в отверстии *5* крестовины, крепится гайкой *6*.

Первые два варианта называют соединениями с жесткими связями. Они требуют точного соблюдения положения осей отверстий и шипов в корпусе, крестовине и серьгах. Сборка в этом случае возможна, когда перекосы не превышают зазоров в отверстиях шарниров. Кроме того, перекосы приводят к неравномерному распределению давлений во втулках. Для обеспечения нормальной сборки и работы механизма задается угловой допуск, равный 1′, что требует высокой точности механической обработки. Достоинствами механизмов с жесткими связями являются малая общая длина корпуса, достаточно высокие жесткость и прочность конструкции, возможность сборки с неперевернутым корпусом.

В варианте механизма поворота, выполненного с проушинами, смещения и в определенной мере перекосы осей могут быть компенсированы за счет зазоров Δ в отверстиях крестовины, позволяющих при сборке сместить проушину в требуемое положение. Недостатками этого механизма являются большая длина корпуса и, как следствие, большая масса, а также наличие таких дополнительных деталей, как проушины. Сборка этого механизма обычно производится в перевернутом корпусе, что в крупных турбинах представляет трудности. Конструкция с проушинами широко применяется за рубежом в сочетании с вынесенными за пределы корпуса сервомоторами.

Бескрестовинный механизм поворота лопастей с передним расположением сервомотора был впервые предложен Г. С. Щеголевым и разработан на ЛМЗ в 1950-х годах. Одна из таких конструкций представлена на рис. V.10. В этом механизме поршень соединяется с серьгой посредством стаканов *1*. Хвостовиками с нарезными концами стаканы устанавливают и затягивают гайками *14* в отверстиях поршня *8*. Стаканы проходят через днище корпуса *9*, в котором они направляются втулками *7*, выполненными из бронзы БрОФ10-1. В стаканах установлены пальцы *6* шарниров, соединяющие их с серьгами *2*. Шток *13*, закрепленный на поршне, служит для подвода и отвода масла по установленным в его центре трубам *11*. Крышка рабочего колеса *10* выполнена отдельно от вала *12*. Лопасть *3* и ее крепление к цапфе *4* и рычагу *5* такие же, как на рис. V.2, но они могут быть иной конструкции. Для возможности центрирования поршня в цилиндре в отверстиях для хвостовиков оставляют зазоры так же, как для проушин в механизме с крестовиной. От перемещений в пределах зазоров стаканы удерживаются силами трения, поэтому затяг гаек задается таким, чтобы напряжения в хвостовиках достигали не менее 150 МПа. Стаканы отливают из стали 20ГСЛ или 30Л.

Механизм без крестовины освобождает полость в корпусе, расположенную ниже лопастей, и в сочетании с усиленными перемычками *15* позволяет предельно уменьшить $K_{вт}$ и массу рабочего колеса. Рабочие площади по обе стороны поршня сервомотора со стаканами, как и силы сервомотора, неодинаковы

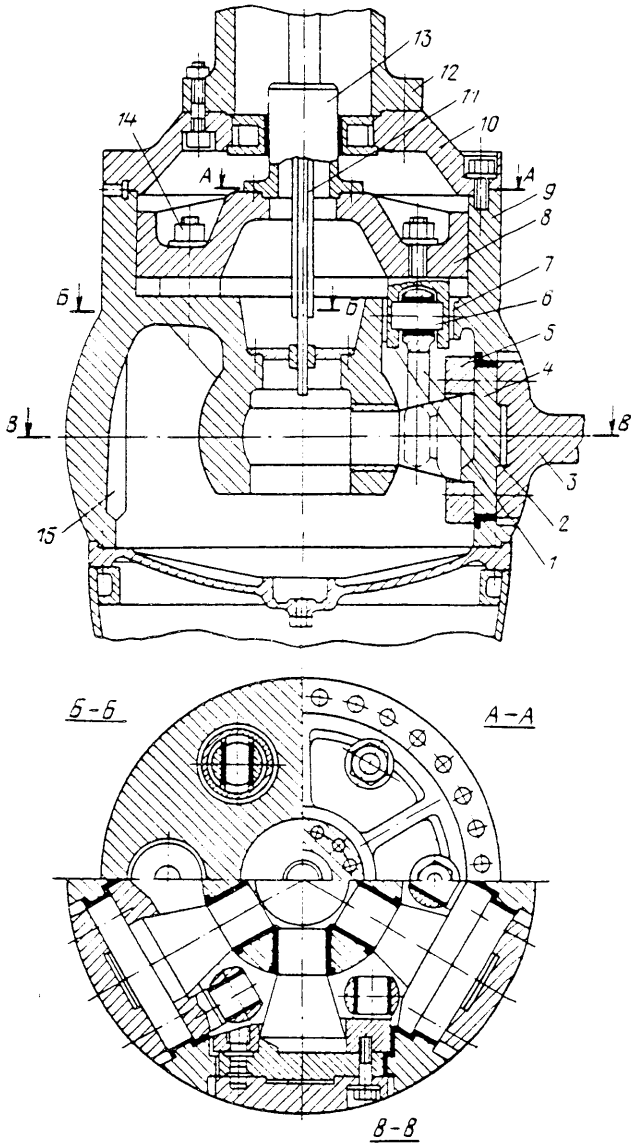

Рис. V.10. Шестилопастное рабочее колесо бескрестовинного типа ГЭС Джердап

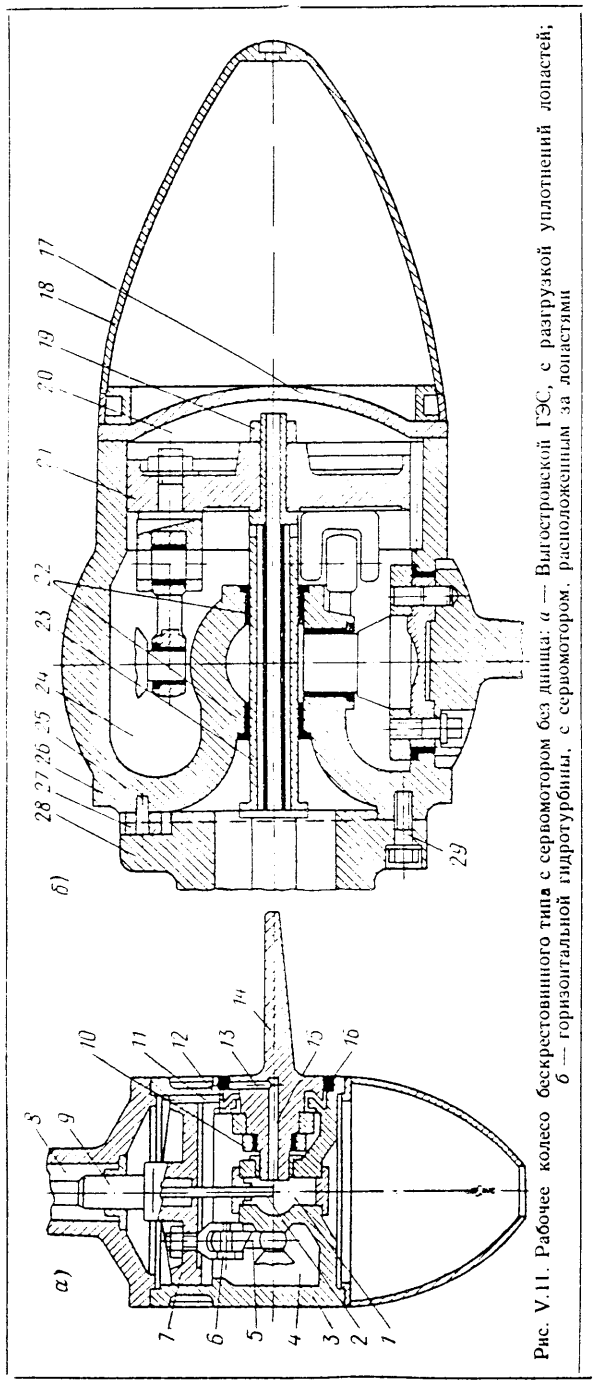

Рис. V.11. Рабочее колесо бескрестовинного типа с сервомотором без днища: *а* — Выгостровской ГЭС, с разгрузкой уплотнений лопастей; *б* — горизонтальной гидротурбины, с сервомотором, расположенным за лопастями

(меньше со стороны днища). Большее усилие используют при повороте лопасти в ту сторону, где необходимо преодолеть больший гидравлический момент.

Механизм бескрестовинного типа с передним сервомотором без днища (рис. V.11, *а*) является разновидностью описанного выше механизма. Впервые он был предложен Л. Н. Петровым и Л. Д. Есиным и разработан на ЛМЗ. Здесь стаканы заменены проушинами *6*, закрепленными непосредственно на поршне *7* сервомотора и соединенными с серьгами *5* и рычагами *12*. Лопасти *14* отлиты заодно с цапфами. Корпус *3* выполнен с нижним днищем, а его полость *4*, в которой расположен механизм поворота, одновременно является нижней полостью сервомотора и нагружается полным рабочим давлением масла. При этом также нагружаются уплотнения *16* лопастей. Для того чтобы их разгрузить, в цапфе лопасти просверлены радиальные *13* и осевые *15* отверстия, по которым масло, проникающее через зазор между лопастью и втулкой, отводится в полость корпуса *1* и по трубке *2* через шток *9* — в полость вала *8* и далее на слив. При такой разгрузке неизбежны утечки масла, которые, как показали испытания при температуре 20° С и давлении масла 1,5 МПа, составляют 0,035 м³/с, что можно считать допустимым.

Для предотвращения поворота поршня под действием окружной составляющей силы серег, установлены цилиндрические шпонки *11*, выполненные из стали 45. Рычаг прикреплен к цапфе лопасти посредством гайки *10* и призматических шпонок.

Механизм рабочего колеса с сервомотором без днища и поршнем, расположенным за лопастями рабочего колеса (рис. V.11, *б*), применяют в горизонтальных гидротурбинах с целью приблизить центр тяжести рабочего колеса к подшипнику турбины. В нем корпус *26* своим днищем присоединен непосредственно к фланцу вала *28* посредством глухих болтов (глухарей) *29* и радиальных шпонок *27*, фиксированных коническими штифтами *25*. Полость корпуса *24* совмещена с полостью сервомотора, в которой размещен механизм. Шток *23* направляется в корпусе втулками *22*, выполненными из бронзы БрОФ10-1, и укреплен в поршне *21* гайкой *19*. Полость *20* сервомотора отделена от обтекателя *18* глухим днищем *17*. В остальном механизм подобен рассмотренному на рис. V.11, *а*, но разгрузки уплотнений лопастей в нем нет.

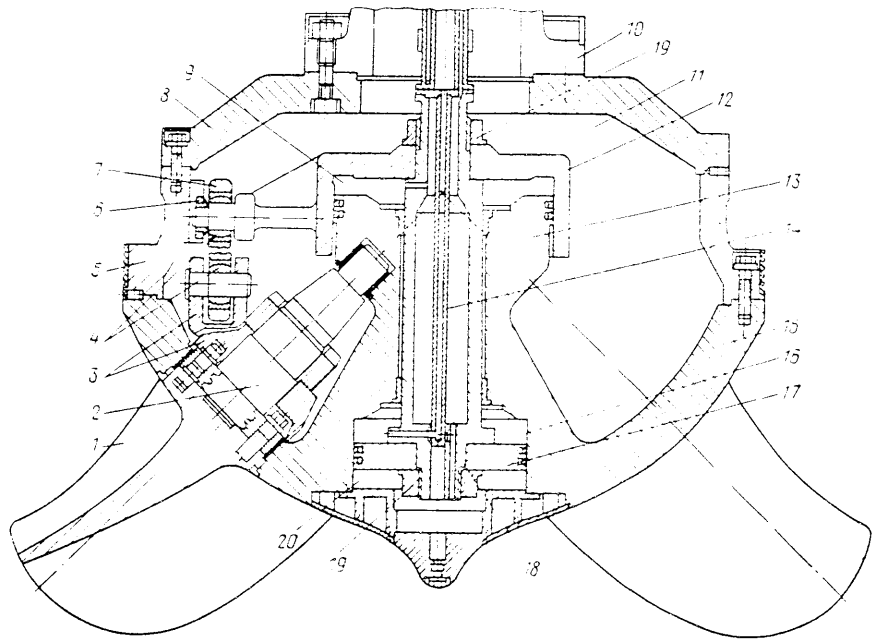

Рис. V.12. Рабочее колесо с дифференциальным сервомотором диагональной гидротурбины

Механизм поворота рабочего колеса с дифференциальным поршнем впервые был разработан ХТЗ и применен на ряде ГЭС. Рабочее колесо с таким же механизмом (рис. V.12) изготовлено ЛМЗ для диагональных гидротурбин Зейской ГЭС. Цилиндр верхнего сервомотора *12* одновременно является крестовиной и перемещается по неподвижному поршню *13*, образованному выступом корпуса *15*. Масло под давлением подается в полость *9* под поршнем и во внутреннюю полость *20* через установленный на подвижном поршне *17* и крестовине шток *18*, закрепленный гайками *19*. Отводится масло из полости *16* над нижним поршнем по трубе *14*, а из полости *11* корпуса — через вал *10*. Направляется крестовина воспринимающими окружные усилия шпонками *6*, установленными на промежуточном поясе корпуса *5*. С рычагами *3*, закрепленными на цапфах *2* лопастей *1*, крестовина шарнирно связана серьгами *7*.

В этом механизме поворота рычаги перемещаются в плоскостях, нормальных к осям лопастей (установленных под углом 45° к оси турбины), а крестовина перемещается в направлении оси турбины. Это так же, как в коническом направляющем аппарате, требует применения в связывающих их серьгах сферических шарниров *4*. Для определения усилий в этом механизме используют формулы (V.2)—(V.4), но углы α'' и β'', аналогичные углам α и β, здесь являются пространственными и в любых положениях соответственно определяются как углы между направлениями оси серьги и осью турбины и между направлениями оси серьги и вектора силы рычага, а коэффициент передачи определяется из выражения $\xi_i'' = \cos\alpha''/\cos\beta''$. Находят эти углы из построения в трех проекциях.

Корпус рабочего колеса состоит из трех частей: собственно корпуса *15*, промежуточного пояса *5* и крышки колеса *8*, отлитых из стали 20ГСЛ и скрепленных между собой и с валом болтами и радиальными шпонками.

Обычно усилие в дифференциальном сервомоторе при ходе на открытие лопастей значительно превосходит усилие при обратном ходе, так как рабочая площадь подвижного цилиндра значительно превосходит площадь внутреннего цилиндра. Поэтому такой сервомотор применим в тех случаях, когда преодолеваемый положительный гидравлический момент, стремящийся закрыть лопасти, значительно больше отрицательного, действующего на открытие.

Кулисный механизм схематично представлен на рис. V.13. Его действие основано на том, что при движении кулисы *а* под действием силы сервомотора $P_{сер}$ камень *б* перемещается вдоль пазов кулисы и одновременно, будучи шарнирно связанным с рычагом *в* посредством пальца *г*, по дуге окружности, радиус которой равен $l_р$. При этом рычаги поворачивают цапфы *д* и лопасти вокруг их оси. Таким образом, достигается одновременный поворот всех лопастей на одинаковый угол. Схема действия сил в механизме показана на рис. V.13, *б*.

Движущий момент на лопасти без учета сил трения здесь выражается аналогично кривошипно-шатунному механизму через усилие рычага $P_р$, силу давления стенки паза на камень $P_н$ и силу на крестовине $P_{кр}$:

$$M_{дв} = P_р l_р = P_н l_р \cos\gamma = P_{кр} l_р \cos\gamma/\sin\alpha'. \qquad (V.6)$$

В этих выражениях, как это видно из рис. V.13, *б*:

$$P_н = P_р/\cos\gamma; \quad P_{кр} = P_н \sin\alpha'. \qquad (V.7)$$

Требуемое усилие сервомотора из (V.6) и (V.7)

$$P'_{сер} = K_{дв} z P_{кр} = K_{дв} M_{дв} z \sin\alpha' (\cos\gamma l_р) = K_{дв} P_р z \xi_i', \qquad (V.8)$$

где $K_{дв}$ — коэффициент движения; ξ_i' — кинематический коэффициент кулисной передачи,

$$\xi_i = \sin\alpha'/\cos\gamma = \sin\alpha' \sin(\pm\varphi + \alpha'); \qquad (V.9)$$

γ — угол между направлением сил $P_р$ и $P_н$, $\gamma = 90 + (\pm\varphi + \alpha'')$; это равенство следует (рис. V.13, *б*) из равенств углов с взаимно перпендикулярными сторонами $\psi = 90 - \alpha'$ и $\theta = \varphi$, откуда $\gamma = \theta + \psi = 90 + (\pm\varphi + \alpha')$.

Анализ выражений (V.6) и (V.8) показывает, что при угле наклона паза $\alpha' = 90°$ и угле $\varphi = 0$ в среднем положении рычага $\xi_i' = 1$ и ход сервомотора S получается минимальным, причем длина рычага $l_р$ ограничивается длиной корпуса. Таким образом, этот механизм подобен механизму с прямой серьгой. Он применен на ряде отечественных ГЭС, главным образом в гидротурбинах шведского производства.

Механизм с наклонным пазом показан на рис. V.13, *в*. В нем при вертикальном расположении рычага в среднем положении имеется возможность увеличить длину рычага и уменьшить требуемую силу сервомотора. При малых углах α'

и φ, близких к 90°, увеличивается ход сервомотора, а коэффициент передачи ξ_i' становится меньше единицы. Здесь кулиса *1* установлена на внутреннем выступе *2* корпуса и направляется цилиндрическими шпонками *8*. Рычаги *5*

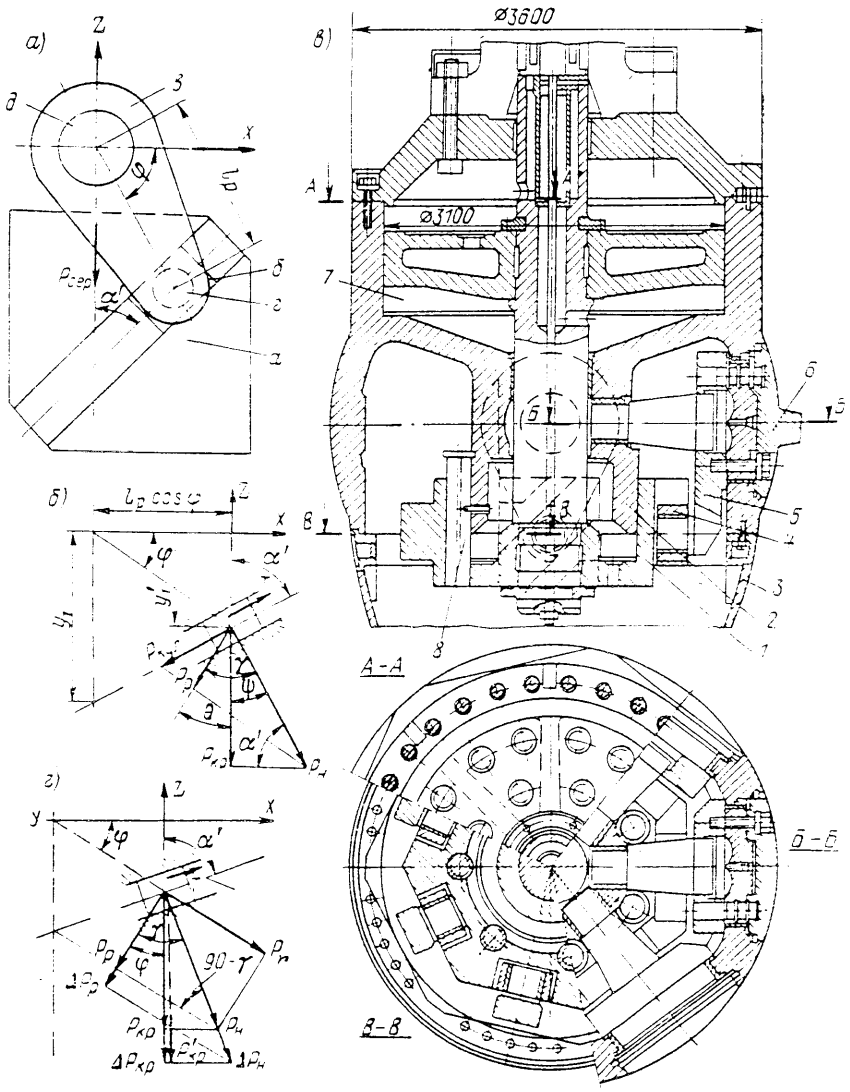

Рис. V.13. Схема и конструкция рабочего колеса с кулисным механизмом: *а* — схема кулисной передачи; *б* — схема действия сил в передаче без учета потерь на трение; *в* — восьмилопастное рабочее колесо с наклонным пазом; *г* — схема действия сил с учетом потерь на трение

соединены камнями *4* с кулисой и в среднем положении направлены вдоль оси турбины. Сервомотор *7* установлен, как обычно, перед лопастями *6*. Увеличение хода сервомотора S и длины рычага $l_р$ здесь легко достигается, но это увели-

чивает длину нижней части корпуса и обтекателя *3*. Кроме того, увеличение $l_р$ требует при значительных отклонениях рычага от среднего положения расширения корпуса в зоне расположения кулисы. Это увеличивает втулочное отношение $K_{вт}$ и массу колеса и наряду с трудоемкостью, вызванной ручной пригонкой камней в пазах кулисы, является основным недостатком конструкции.

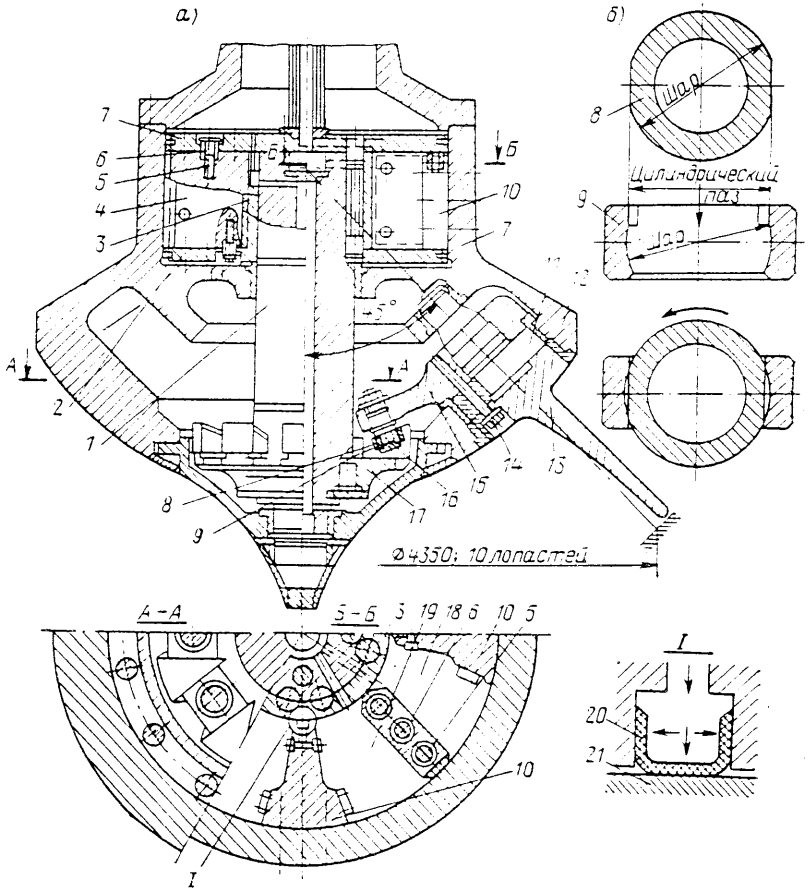

Рис. V.14. Рабочее колесо диагональной гидротурбины Бухтарминской ГЭС: *а* — разрез и план рабочего колеса; *б* — камень со сферической втулкой

Кулисные механизмы в сочетании с крыльчатым сервомотором часто применяют в диагональных гидротурбинах (рис. V.14). В корпусе *12* рабочего колеса, объединенном с цилиндром сервомотора, установлены под углом 45° десять лопастей *13*, соединенных с цапфами *11* и рычагами *15* шпонками и болтами *14*. На пальцы *16* рычагов надеты стальные каленые втулки *8* (рис. V.14, *б*), наружная сферическая поверхность которых сопрягается с отверстием в камне *9*, отлитом из бронзы БрОФ10-1. Заводят такую втулку в камень развернутой на 90° через цилиндрический паз, затем поворачивают в рабочее положение. При подаче масла под давлением в полости крыльчатого сервомотора *18* или *19*, образующиеся четырьмя подвижными крыльями *4*, установленными между дисками *2* и четырьмя неподвижными крыльями *10*, ротор *3* поворачивается и поворачивает крестовину *17*, с которой он связан валом *1*. При этом камни, перемещаясь вместе с крестовиной, поворачивают рычаги. Подвижные крылья ротора перекрыты сверху и снизу дисками *7*, к которым они прикреплены болтами *5* и кольцевыми шпонками *6*. Неподвижные крылья располагаются между дисками *7*. На перемещающихся кромках дисков и крыльев установлены уплотнения, выполненные в виде П-образных манжет *20* из маслостойкой резины (рис. V.14), внутрь которых подается масло под давлением, прижимающее их к контактным поверхностям *21*. В крайних положениях ротор упирается в неподвижные крылья.

Для роторных кулисных механизмов также верны формулы (V.6)—(V.9). При угле паза $\alpha' = 90°$ и среднем положении рычага в меридианной плоскости $\gamma = 90°$ $P_{кр} = P_н$, а $\xi_i' = 1$. В других положениях рычага угол γ определяется как пространственный между силой на рычаге и направлением $P_н$ из построения в трех проекциях.

Механизмы поворота лопастей с сервомоторами, вынесенными из корпуса рабочего колеса, применяют за рубежом. Сервомотор располагают либо между фланцами валов турбины и генератора, либо в роторе генератора (см. рис. II.5). При этом шток сервомотора получается длинным и суммарная масса деталей механизма поворота увеличивается, а конструкция в общем усложняется. Кроме того, длинный шток требует установки опор внутри вала. При размещении сервомотора между фланцами вала последние получаются сильно развитыми. Размещение сервомотора в роторе генератора еще более удлиняет шток. В СССР эта конструкция не применялась.

§ V.3. Определение усилия сервомотора рабочего колеса

Сервомотор в поворотнолопастном рабочем колесе на плече рычага должен создать силу $P_р$, необходимую для поворота лопасти, которая может быть найдена из уравнения моментов

$$P_р l_р = K_{дв} (\pm M + M_{тр}) = \pm M_{спр}. \qquad (V.10)$$

Здесь $K_{дв} = 1{,}1$; $M_{тр}$ — момент трения в опорах цапфы лопасти; $M_{спр}$ — момент сопротивления, который должна преодолеть сила на плече рычага; M — сумма моментов, действующих на лопасть,

$$M = M_{гид} + M_G + M_c, \qquad (V.11)$$

где $M_{гид}$ — гидравлический момент; M_G — момент от силы веса лопасти; M_c — момент от центробежных сил; знаки моментов M и $M_{спр}$ считаются положительными (так же как $M_{гид}$), когда они направлены на закрытие лопасти.

Гидравлический момент обычно определяется из универсальной моментной характеристики данного типа турбины по формуле

$$M_{гид} = M_1' D_1^3 H, \qquad (V.12)$$

где M_1' — приведенный гидравлический момент; D_1 — диаметр турбины; H — расчетный напор.

Сила веса определяется как для системы лопасти, так и для составляющих элементов. Вес системы лопасти

$$G_{сл} = G_{пл} + G_{фл} + G_{цл} + G_р, \qquad (V.13)$$

где $G_{пл}$ — вес пера лопасти; $G_{фл}$ — вес фланца лопасти; $G_{цл}$ — вес цапфы лопасти; $G_р$ — вес рычага.

Вес элементов, если известны силы веса G или объемы V аналогов, можно определить по формулам подобия

$$G_i = G_{\text{м}\,i}\lambda^3\rho_{\text{л}}/\rho_{\text{м}} \approx \rho_{\text{д}}V_{\text{м}}\lambda^3, \qquad (V.14)$$

где индексы м относятся к модели, л — к лопасти; $\lambda = D_1/D_{1\text{м}}$ — масштабный коэффициент.

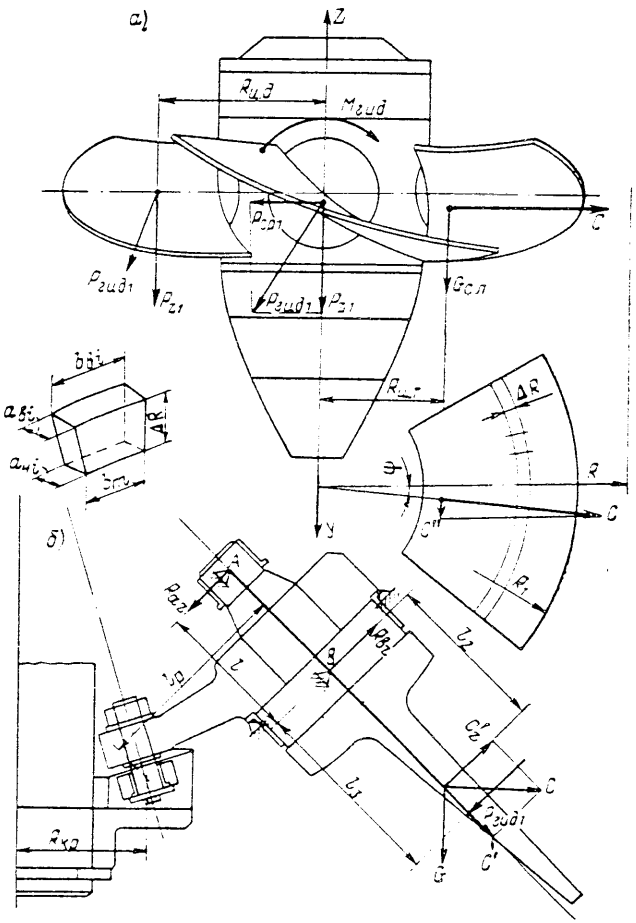

Рис. V.15. Распределение сил и моментов на осевом (*а*) и диагональном (*б*) рабочих колесах

При проектировании новых типов и конструкций рабочего колеса объем элементов определяют расчетом, причем сложные детали разбивают на ряд геометрически простых фигур, объемы которых суммируют. Объем пера лопасти находят как сумму объемов V_i, которые представляют собой усеченные пирамиды в разделенном цилиндрическими и меридианными поверхностями пера лопасти (рис. V.15, *а*). Отсюда

$$V_{\text{п}} = \sum_1^n V_i = \sum_1^n \Delta R\,(a_{\text{н}i} + a_{\text{в}i})(b_{\text{н}i} + b_{\text{в}i})/4, \qquad (V.15)$$

где $a_{\text{н}i}$, $a_{\text{в}i}$, $b_{\text{н}i}$, $b_{\text{в}i}$ — соответственно ширина и длина верхнего и нижнего сечений пирамиды.

Радиус и координаты по осям OY и OZ центра тяжести пера и других сложных фигур определяются из отношения статического момента объема к объему этих фигур:

$$R_{\text{ц.т}} = \sum_1^n V_iR_i \Big/ \sum_1^n V_i; \quad y_{\text{ц.т}} = \sum_1^n V_iy_i \Big/ \sum_1^n V_i; \quad z_{\text{ц.т}} = \sum_1^n V_iz_i \Big/ \sum_1^n V_i, \qquad (V.16)$$

где R_i, y_i, z_i — соответствующие координаты центров тяжести элементарных объемов V_i.

Центробежная сила определяется по формуле, которая в общем виде выражается так:

$$C_i = m_iR_{\text{ц.т}\,i}\omega^2 = m_iR_{\text{ц.т}\,i}\pi^2n^2/30^2, \qquad (V.17)$$

где m_i — соответствующая элементарная масса; $R_{\text{ц.т}\,i}$ — радиус центра тяжести этой массы; n — частота вращения.

Момент от силы веса системы лопасти

$$M_G = G_{\text{сл}}y_{\text{ц.с}}, \qquad (V.18)$$

где $y_{\text{ц.с}}$ — плечо силы тяжести.

Момент от центробежной силы M_C возникает, когда вектор центробежной силы системы лопасти C, направленной нормально к оси турбины OZ, расположен вне диаметральной и меридиональной плоскостей, в которых находятся оси поворота лопастей OR. Отсюда, если считать, что точка приложения центробежной силы совпадает с центром тяжести системы, этот момент равен

$$M_C = C''z_{\text{ц.с}} = C\sin\psi z_{\text{ц.с}}, \qquad (V.19)$$

где C'' — составляющая силы C, нормальная к оси поворота лопасти OR (см. рис. V.15, *а*); $z_{\text{ц.с}}$ — находится аналогично (V.16).

Момент трения в цапфах лопасти определяется в соответствии со схемой на рис. V.16

$$M_{\text{тр}} = (R_Ad_A + R_Bd_B + R_Cd_{\text{ср}})\,f/2, \qquad (V.20)$$

где R_A и R_B — реакции опор; R_C — реакция в упоре лопасти; d_A и d_B — соответственно наружный и внутренний диаметры опор цапфы; $d_{\text{ср}} = \sqrt{(d_{\text{нр}}^2 + d_{\text{вн}}^2)/2}$ — средний диаметр упорной поверхности; $d_{\text{нр}}$ и $d_{\text{вн}}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры упорной поверхности; f — коэффициент трения, $f = 0{,}12 \div 0{,}15$.

Для определения реакций опор необходимо знать силу гидравлического давления на лопасть, которую можно представить как геометрическую сумму,

$$P_{\text{гид}\,1} = \sqrt{P_{\text{вр}\,1}^2 + P_{z1}^2}, \qquad (V.21)$$

где P_{z1} — осевая составляющая силы гидравлического давления;

$$P_{\text{вр}\,1} = M_{\text{вр}}/(R_{\text{ц.д}}z) = 9550N/(nR_{\text{ц.д}}z) — \qquad (V.22)$$

составляющая силы гидравлического давления, создающая полезный вращающий момент на валу турбины;

$$R_{\text{ц.д}} = 38{,}2\,(R_1^3 - R_{\text{вт}}^3)\sin\psi/\psi^\circ — \qquad (V.23)$$

радиус центра давления, определяется в предположении равномерного распределения давления в проекции на диаметральную плоскость; z — число лопастей; $M_{\text{вр}} = 9550N/n$ — вращающий момент на валу турбины в Нм; N — мощность турбины в кВт; n — частота вращения в об/мин; $R_1 = D_1/2$ — радиус

рабочего колеса; $R_{вт}$ — радиус втулки рабочего колеса; ψ — центральный угол проекции лопасти в диаметральной плоскости.

Обычно составляющая P_{z1} определяется по силовой универсальной характеристике,

$$P_{z1} = P_1' D_1^2 H, \qquad (V.24)$$

где P_1' — приведенное значение осевой составляющей гидравлической силы.

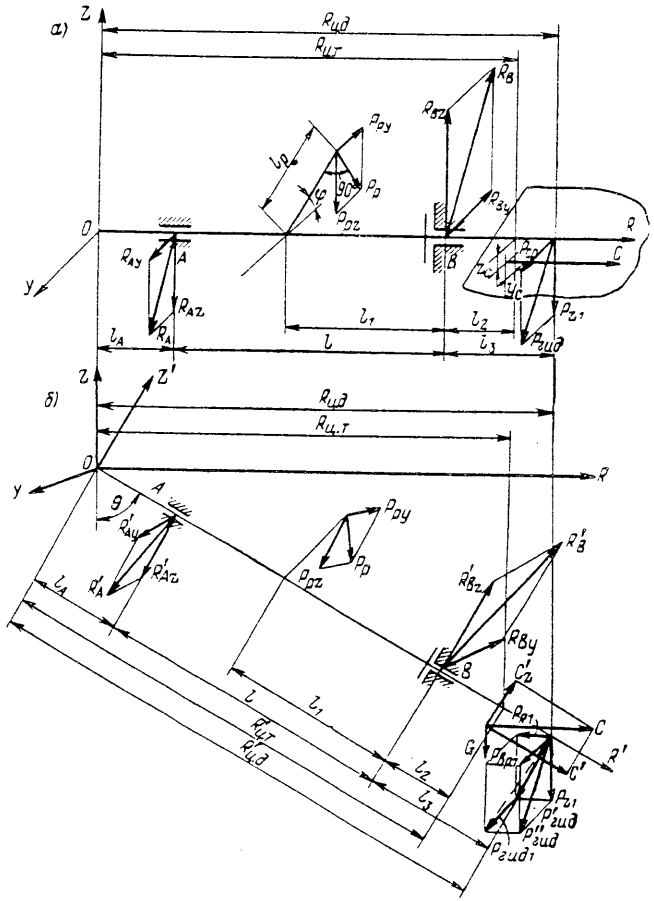

Рис. V.16. К определению реакции и силы рычага в осевом (*а*) и диагональном (*б*) поворотнолопастных рабочих колесах

В приближенных расчетах P_{z1} определяется как $P_{z1} = P_{z\,гид}/z$, где $P_{z\,гид}$ принимается по (III.61).

Реакции опор R_A, R_B и R_C определяются из уравнений статики, в осевых турбинах в соответствии со схемой на рис. V.16, *а*, а в диагональных — по схеме на рис. V.16, *б*. Реакция в направлении оси R определяется из статического равновесия сил. В осевых рабочих колесах из уравнения

$$-R_C = C, \qquad (V.25)$$

а в диагональных рабочих колесах (см. также рис. V.15, *б*) из уравнения

$$-R_C = C \sin\theta + G_{сл} \cos\theta, \qquad (V.26)$$

где центробежная сила определяется по (V.17), а $G_{сл}$ — по (V.13), но на соответствующем радиусе $R_{ц.т} = R'_{ц.т} \sin\theta$. Так как ось лопасти OR' в диагональной турбине наклонена, то на упор лопасти в некоторых конструкциях (рис. V.12) может действовать составляющая от направленной по оси OZ силы крестовины, но для упрощения задачи в первом приближении этой силой можно пренебречь.

Реакции опор в осевых турбинах (см. рис. V.16, *а*) располагаются в плоскостях, параллельных плоскости ZOY, и составляют:

$$R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2};\ R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2}, \qquad (V.27)$$

где R_{Az} и R_{Ay}; R_{Bz} и R_{By} — составляющие, соответственно направленные по осям OZ и OY; их можно выразить из уравнений статических моментов в плоскостях ZOR и YOR, принимая за положительные значения моментов, направленных по часовой стрелке.

Относительно опоры A:

$$\left.\begin{aligned} R_{Bz} &= [\pm P_р \cos\varphi (l - l_1) + G_{сл}(l + l_2) + P_{z1}(l + l_3) - Cz_{ц.с}]/l; \\ R_{By} &= [\mp P_р \sin\varphi (l - l_1) + P_{вр\,1}(l - l_3) - Cy'_{ц.с}]/l; \end{aligned}\right\} \qquad (V.28)$$

относительно опоры B:

$$\left.\begin{aligned} R_{Az} &= (\pm P_р \cos\varphi l_1 + G_{сл} l_2 + P_{z1} l_3 - Cz_{ц.с})/l; \\ R_{Ay} &= (\pm P_р \sin\varphi l_1 + P_{вр\,1} l_3 - Cy_{ц.с})/l. \end{aligned}\right\} \qquad (V.29)$$

Для диагональных турбин, где реакции опор расположены в плоскостях, параллельных плоскости $ZO'Y$, они находятся аналогично (V.27)

$$R'_A = \sqrt{(R'_{Az})^2 + (R_{Ay})^2};\quad R'_B = \sqrt{(R'_{Bz})^2 + (R'_{By})^2}. \qquad (V.30)$$

Составляющие их реакции опор определяются также из уравнений моментов, $C' = C\cos\theta$ и $R'_C = C' + G_{сл}\sin\theta$; $P'_{z1} = P_{z1}\sin\theta$.

Относительно опоры А:

$$\left.\begin{aligned} R'_{Bz} &= [\pm P_р \cos\varphi (l - l_1) + G_{сл}\sin\theta (l - l_2) + P'_{z1}(l + l_3) - \\ &\quad - C'(l + l_2) + C'z'_{ц.с}]/l; \\ R'_{By} &= [\pm P_р \sin\varphi (l - l_1) + P_{вр\,1}(l + l_3) - \\ &\quad - C'(l + l_2) - C'y_{ц.с}]/l; \end{aligned}\right\} \qquad (V.31)$$

относительно опоры B:

$$\left.\begin{aligned} R'_{Az} &= (\mp P_р \cos\varphi l_1 + G_{сл}\sin\theta l_2 + P'_{z1} l_3 + C' l_2 + C' z_{ц.с})/l; \\ R'_{Ay} &= (\pm P_р \sin\varphi l_1 + P_{вр\,1} l_3 - C' l_2 - C' y_{ц.с})/l. \end{aligned}\right\} \qquad (V.32)$$

Положительный знак у силы $P_р$ в соответствии с (V.5) принят при ходе сервомотора вниз, на закрытие. При ходе сервомотора на открытие рычаг преодолевает разность моментов $(-M_{гид} + M_{тр})$, поэтому появляется возможность применения дифференциального поршня. Знаки сил приняты условно в соответствии со схемой на рис. V.16. Радиус центра давления в диагональных турбинах в соответствии с рис. V.16, *б* равен $R'_{ц.д} = R_{ц.д}\sin\theta$. Решение систем уравнений (V.28)—(V.32) выполняется одинаково. Для упрощения записи абсолютные значения плеч моментов заменяют относительными

$$\alpha_1 = l_1/l;\ \alpha_2 = l_2/l;\ \alpha_3 = l_3/l;\ \alpha_4 = z_{ц.с}/l;\ \alpha_5 = y_{ц.с}/l, \qquad (V.33)$$

а члены, содержащие известные, определенные выше величины, обозначают, например, в осевой турбине через

$$\left.\begin{aligned} B &= P_{z1}(1+\alpha_3) + G_{сл}(1+\alpha_2) - C\alpha_4; \quad D = P_{вр1}(1+\alpha_3) - C\alpha_5; \\ E &= P_{z1}\alpha_2 + G_{сл}\alpha_3 - C\alpha_4; \quad F = P_{вр1}\alpha_3 - C\alpha_5. \end{aligned}\right\} \qquad (V.34)$$

Подставив (V.34) в (V.28) и (V.29), а затем в (V.27) и (V.20) и выразив таким образом $P_р$ из (V.10), получим

$$P_р = K_{дв}(\pm M + M_{тр})/l_р =$$

$$= K_{дв}[\pm M + (f/2)(\sqrt{(\mp \alpha_1 P_р \cos\varphi + E)^2 + (\pm \alpha_1 P_р \sin\varphi + F)^2}\, d_A +$$

$$+ \sqrt{[\pm(1-\alpha_1)P_р\cos\varphi + B]^2 + [\mp(1-\alpha_1)P_р\sin\varphi + D]^2}\, d_B) + Cd_C]/l_р. \qquad (V.35)$$

Решение этого уравнения может быть найдено методом последовательных приближений. Принимая вначале $M_{тр} = 0$, получаем $P'_р = K_{дв}M/l_р$. Подставив это $P'_р$ в выражение под радикалами, найдем из (V.35) $P''_р$ и т. д. Практически достаточно выполнить три-четыре приближения.

Момент трения можно определить приближенными методами численной алгебры, используя зависимость, согласно которой при $a > b$ значения $\sqrt{a^2+b^2} \approx 0{,}96a + 0{,}4b$ с точностью до 4—5%. Так как всегда $R_z > R_y$, можно принять:

$$R_A = 0{,}96R_{Az} + 0{,}4R_{Ay} \text{ и } R_B = 0{,}96R_{Bz} + 0{,}4R_{By}. \qquad (V.36)$$

Подставляя в (V.36) значения соответствующих реакций из (V.28) и (V.29) и используя (V.34), из (V.20) находим выражение для момента трения

$$M_{тр} = f/2\,[\mp 0{,}96\alpha_1 P_р \cos\varphi d_A + 0{,}96Ed_A + 0{,}4\alpha_1 P_р \sin\varphi d_A +$$

$$+ 0{,}4Fd_A \pm 0{,}96(1-\alpha_1)P_р\cos\varphi d_B + 0{,}96Bd_B \pm$$

$$+ 0{,}4(1-\alpha_1)P_р\sin\varphi d_B + 0{,}4Dd_B + Cd_C]. \qquad (V.37)$$

Произведя преобразования и приведя подобные члены, получим выражение для коэффициента при силе $P_р$

$$A_1 = (f/2)(\mp 0{,}96\cos\varphi \pm 0{,}4\sin\varphi)[(1-\alpha_1)d_B + \alpha_1 d_A] \qquad (V.38)$$

и постоянной для данного режима работы турбины (при $\varphi = \text{const}$)

$$N_\varphi = (f/2)(0{,}96Ed_A + 0{,}4Fd_A + 0{,}96Bd_B + P_c d_C). \qquad (V.39)$$

Заменив в (V.37) соответствующие выражения коэффициентами A_1 и N_φ, найдем $M_{тр} = A_1 P_р + N_\varphi$. Из (V.10) получим силу на рычаге

$$P_р = (\pm M + N_\varphi)K_{дв}/(l_р A_1 K_{дв}). \qquad (V.40)$$

Сила на рычаге, как это следует из (V.35) и (V.40), зависит от угла поворота лопасти φ, поэтому ее определяют при нескольких, обычно пяти значениях φ, в том числе обязательно крайних. При известной $P_р$ усилие сервомотора без учета потерь на трение в шарнирах механизма поворота определяется по (V.4) или (V.8). В механизмах с наклонной серьгой и наклонным пазом эти потери весьма значительны, и ими нельзя пренебрегать.

Потери в кривошипно-шатунном механизме можно определить, учитывая трение в узлах и рассматривая последовательно действующие силы. При $\varphi + \alpha = \beta$ (рис. V.17, *а*) сила, приложенная к серьге, будет

$$P_а = P_р/\cos\beta + \Delta P_с, \qquad (V.41)$$

где $\Delta P_с$ — потери на трение в шарнире рычаг—серьга, определяются из уравнения моментов (рис. V.17, *б*)

$$fP_с d_п/2 = \Delta P_р l_р = \Delta P_с \cos\beta l_р;$$

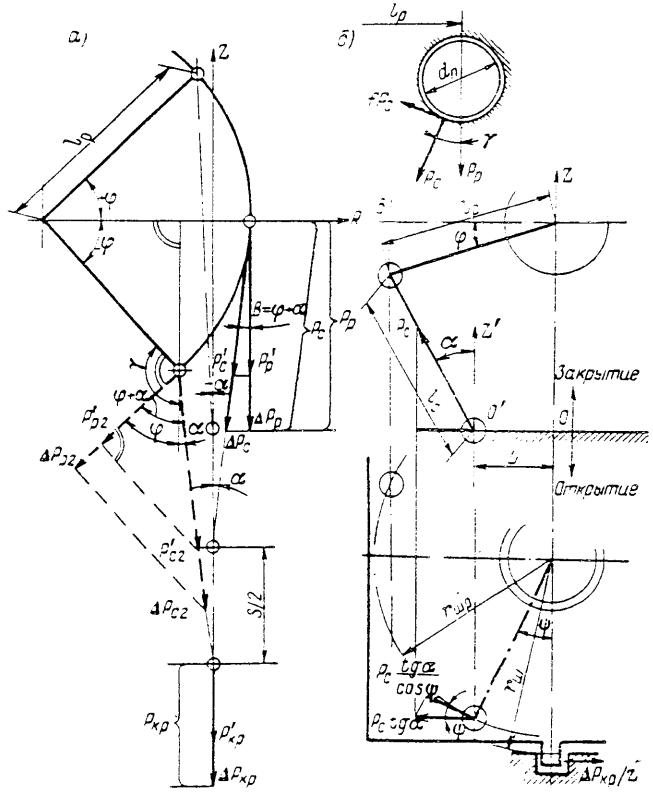

Рис. V.17. К определению потерь в кривошипно-шатунном механизме рабочего колеса: *а* — схема распределения сил с учетом потерь на трение; *б* — схема действия сил в шарнире рычаг—серьга; *в* — то же в направляющих крестовины

$\Delta P_р = \Delta P_с \cos\beta$ — сила, затраченная на преодоление момента трения и приложенная на плече рычага; $d_п$ — диаметр оси шарнира.

Отсюда

$$\Delta P_с = fP_с d_п/(2l_р\cos\beta). \qquad (V.42)$$

Сила, действующая в шарнирах крестовины, равна

$$P_{кр} = P_с\cos\alpha + \Delta P_{кр} = P_р\cos\alpha/\cos\beta + \Delta P_с\cos\alpha + \Delta P_{кр}, \qquad (V.43)$$

где $\Delta P_{кр}$ — потери в шарнире серьга—крестовина (равные $\Delta P_с$ при одинаковых $d_п$, $P_с$ и условиях работы шарниров).

Сила сервомотора с учетом потерь на трение составляет

$$P_{сер} = zP_{кр} + \Delta P_{сер} = zP_р \cos\alpha/\cos\beta + z(\Delta P_с \cos\alpha + \Delta P_с) + \\ + \Delta P_{сер} = zP_р\xi_i + \sum\Delta P = P'_{сер} + \sum\Delta P, \qquad (V.44)$$

где $P'_{сер}$ — сила сервомотора по (V.4) без учета потерь в механизме; $\sum\Delta P$ — сумма потерь на трение в звеньях механизма поворота; $\Delta P_{сер}$ — потери на трение в сервомоторе

$$\Delta P_{сер} = \Delta P_ш + \Delta P_{шт} + \Delta P_{кц}. \qquad (V.45)$$

Потери в направляющих шпонках крестовины определяются из уравнения моментов (рис. V.17, *в*)

$$\Delta P_ш = fzP_{кр} \operatorname{tg}\alpha \cos\psi r_{шр}/r_ш, \qquad (V.46)$$

где $r_ш$ и $r_{шр}$ — соответственно радиусы расположения шпонок и шарниров крестовины; ψ — угол между осью шарнира и осью шпонки в плане; $\sin\psi = L/r_{шр}$.

Потери в направляющих штока сервомотора в горизонтальных турбинах составляют

$$\Delta P_{шт} = fG_{шт}, \qquad (V.47)$$

где $G_{шт}$ — вес штока и поршня сервомотора.

В вертикальных турбинах силу, затрачиваемую на подъем поршня со штоком, $\Delta P_{шт} = G_{шт}$, обычно не учитывают. Потери в поршневых кольцах определяют так же, как в сервомоторе направляющего аппарата, по (IV.22).

Общая относительная величина потерь равна $n = \sum\Delta P/P_{сер}$. Подставив ее в (V.44), получим

$$P_{сер} = zP_р\xi + nP_{сер} = zP_р\xi_i(1 - n) = zP_р\xi_i\theta_n, \qquad (V.48)$$

где $\theta_n = 1/(1 - n)$ — коэффициент потерь на трение в сервомоторе.

Потери на трение, как это следует из (V.44) и (V.48), зависят от углов α и φ, которые в механизме связаны зависимостью (рис. V.17, *в*)

$$\cos\varphi = (l_с \sin\alpha + L)/l_р = \lambda \sin\alpha + \varepsilon_{шр}. \qquad (V.49)$$

Здесь $\lambda = l_с/l_р$ — относительная длина серьги; $\varepsilon_{шр} = L/l_р$ — относительное смещение шарнира крестовины.

Для уменьшения потерь выгодно иметь в среднем положении $\gamma \approx 90°$, а $\alpha = 0$, что при $\lambda = 1$ в механизме с прямой серьгой соответствует $\varepsilon_{шр} = 1$.

В механизме с наклонной серьгой потери всегда больше вследствие увеличения α. Для сохранения $\gamma \approx 90°$ принимают $\varepsilon_{шр} \approx 0$ и по конструктивным условиям $\lambda = 0{,}8 \div 1{,}0$. Увеличение λ приводит к увеличению длины корпуса, а уменьшение — к более резкому изменению ξ_i и коэффициента потерь θ_n. Значения относительных потерь можно найти в работе [29].

Преобразование сил в кулисном механизме с учетом потерь на трение (см. рис. V.13, *г*) позволяет, так же как в шатунно-кривошипном, последовательно определить силу в шарнире камень—серьга,

$$P'_р = P_р + \Delta P_р; \qquad (V.50)$$

нормальную силу в пазу крестовины

$$P_н = P'_р/\cos\gamma + \Delta P_р/\cos\gamma; \qquad (V.51)$$

силу кулисы (в одном пазу)

$$P_{кул} = P_н \sin\alpha' + \Delta P_н = P_р \sin\alpha'/\cos\gamma + \Delta P_р \sin\alpha'/\cos\gamma + \Delta P_н; \qquad (V.52)$$

силу сервомотора

$$P_{сер} = zP_{кул} + \Delta P_{сер} = zP_р \sin\alpha'/\cos\gamma + z(\Delta P_р \sin\alpha'/\cos\gamma + \Delta P_н) + \Delta P_{сер}, \qquad (V.53)$$

или, обозначив, как в (V.48),

$$P_{сер} = zP_р\xi'_i + n'P_{сер} = zP_р\xi'_i\theta'_n. \qquad (V.54)$$

В полученном выражении $\theta'_n = 1/(1 - n')$ — коэффициент потерь на трение; $n' = \sum\Delta P'/P_{сер}$ — относительная величина потерь, где $\sum\Delta P' = z(\Delta P_р \sin\alpha'/\cos\gamma + \Delta P_н) + \Delta P_{сер}$ — сумма потерь в кулисном механизме; $\Delta P_р$ — определяется по (V.42), так же как $\Delta P_с$, но при $\gamma = 0°$ и $\cos\gamma = 1$; $\Delta P_{сер}$ вычисляется по (V.45); $\Delta P_н = fP_н \operatorname{tg}\gamma$ — потери в пазу крестовины, находятся как сила трения в направлении паза.

Диаметр сервомотора $d_{сер}$ определяется при максимальном потребном усилии рычага, найденном по (V.35) или (V.40). Из уравнения $p(\pi d^2_{сер}/4 - F_{шт}) = P_{сер}$ диаметр сервомотора равен

$$d_{сер} = \sqrt{4P_{сер}/\pi p_{расч} - 4F_{шт}/\pi}, \qquad (V.55)$$

где $F_{шт}$ — площадь, занимаемая штоком или стаканами; $p_{расч}$ — расчетное давление масла, принимается $p_{расч} = (0{,}6 \div 0{,}8)\,p$.

Силу сервомотора вычисляют отдельно для каждой стороны его хода. В дифференциальном сервомоторе при этом учитывают разные диаметры. Увеличение расчетного давления может вызвать задержку в закрытии лопастей при сбросе нагрузки, но, как показал в своих работах Ю. Е. Гаркави [14], это благоприятно сказывается на процессе регулирования, поэтому в данном случае добиваться быстродействия не следует. В конце хода поршень должен упираться в корпус или крышку цилиндра.

Последовательность расчета силы и диаметра сервомотора следующая.

1. Определяют силы и моменты, действующие при заданных режимах в рабочем колесе. Для этого необходимо из универсальной характеристики при заданном n'_1 определить Q'_1 для пяти режимов от N_{max} до N_{min} и соответствующие им углы φ. По (V.12) и (V.24) и соответствующим характеристикам находят $M_{гид}$ и P_{z1}. По (V.14) или (V.15) и (V.13) вычисляют вес пера лопасти и вес системы лопасти, по (V.16) — радиусы их центров тяжести, по (V.17) — центробежную силу системы лопасти, по (V.22) — составляющую гидравлической силы $P_{гр\,1}$, по (V.23) — радиус центра давления.

2. Строят подобно рис. V.16 расчетную схему, по которой определяют расстояния и направления сил и моментов.

3. Определяют по (V.33) относительные размеры и по (V.34) — значения постоянных при всех заданных режимах. Из уравнения (V.35) методом последовательного приближения находят силу на рычаге или по (V.38) и (V.39) определяют A_1 и N и затем по (V.40) вычисляют $P_р$. Строят график $P_р = f(\varphi)$ и находят значение $P_{р\,max}$. В приближенных расчетах по (V.4) или (V.8) определяют $P'_{сер}$.

4. Определяют (в уточненных расчетах) при $P_{р\,max}$ по (V.41) силу серьги, по (V.43) — силу крестовины, по (V.45) и (V.46) — потери в шарнирах серьги и в направляющих крестовины, в необходимых случаях определяют также потери по (V.47).

5. По (V.44) или (V.48) находят силу сервомотора с учетом потерь и при $P_{р\,max}$, по (V.55) — его диаметр, который обычно округляют до ближайших 50 или 100 мм.

Силы и диаметр сервомотора в кулисном механизме вычисляют аналогично, по формулам (V.50)—(V.55).

§ V.4. Расчет деталей поворотнолопастных рабочих колес на прочность

Расчет на прочность лопасти осевого и диагонального рабочих колес приближенными методами. Рассчитывают лопасть как консольную балку,

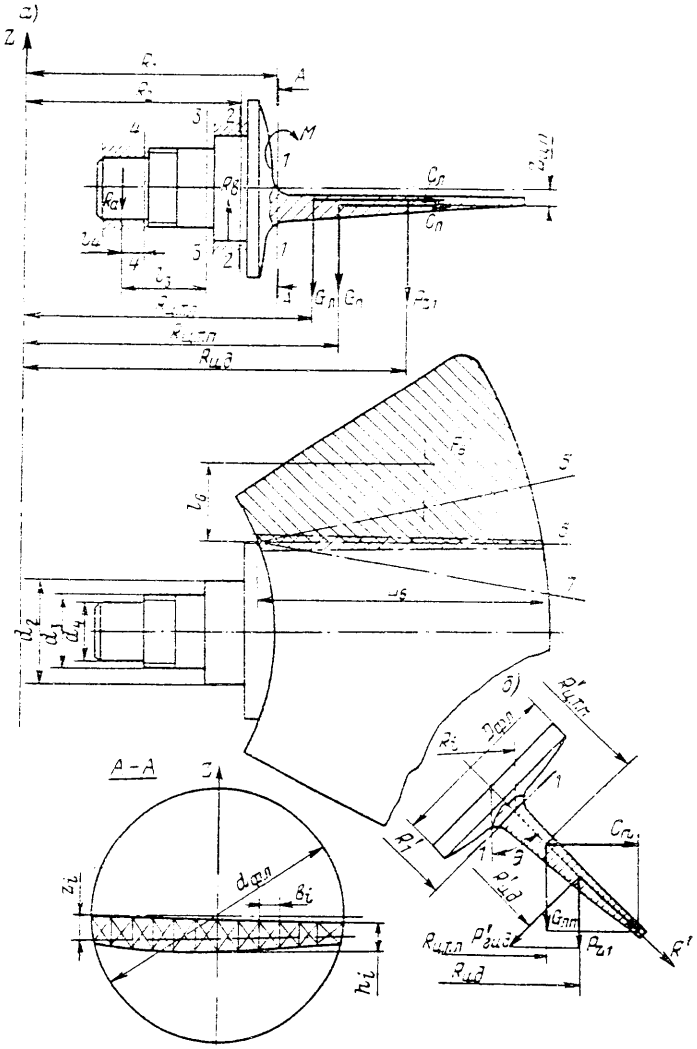

Рис. V.18. Схема нагружения лопасти поворотнолопастного рабочего колеса: *а* — осевой турбины; *б* — диагональной турбины

заделанную во фланце и нагруженную внешними силами и скручивающим моментом (рис. V.18). Расчет ведется в предположении независимого действия сил и моментов.

Изгибающий момент в корневом сечении пера лопасти *1—1* будет

$$M_{из\,1} = P_{z1}(R_{ц.\,д} - R_1) + G_п(R_{ц.\,т.\,п} - R_1) - C_п z_{ц.\,п}, \qquad (V.56)$$

где P_{z1} определяется по (V.24) при наибольшем значении P_1', в приближенных расчетах — по (III.61); $G_п$ — вес пера лопасти, определяется по (V.14) или (V.15); $R_{ц.\,т.\,п}$ — радиус центра тяжести пера лопасти, определяется по (V.16); $R_{ц.\,д}$ — радиус центра давления, определяется по (V.23); $z_{ц.\,п}$ — вертикальная координата центра тяжести пера, определяется по (V.16) при $\sum V_i = V_п$; $C_п$ — центробежная сила пера лопасти, определяется по (V.17), но при массе пера $m_п$ и $R_{ц.\,т.\,п}$; R_1 — определяется конструктивно.

Напряжение изгиба в сечении *1—1* в меридианной плоскости равно

$$\sigma_{из\,1} = M_{из\,1}/W_{p1}, \qquad (V.57)$$

где W_{p1} — момент сопротивления сечения *1—1* для растянутых волокон.

Напряжения растяжения в сечении *1—1* определяются из выражения

$$\sigma_{p1} = C_п/F_1, \qquad (V.58)$$

где F_1 — площадь сечения *1—1*.

Напряжения сжатия в меридианной и напряжения изгиба в диаметральной плоскостях не учитывают

Напряжения кручения в сечении *1—1*

$$\tau = M_{гид}/W_{кр\,1}, \qquad (V.59)$$

где $W_{кр\,1}$ — определяется в соответствии с (IV.38) и по данным, приведенным на стр. 114.

Приведенные напряжения в сечении *1—1*

$$\sigma_{пр\,1} = K_{поп}\sqrt{(\sigma_{из\,1} + \sigma_{p1})^2 - 4\tau^2}, \qquad (V.60)$$

где $K_{поп} = 1{,}4$ — поправочный коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений в сечении *1—1*, где они, как показали исследования на ГЭС, достигают наибольшего значения в середине сечения и превышают расчетные на 30—50%; введение коэффициента, примерно соответствующего среднему значению поправки, позволяет сблизить результаты.

Изгибающий момент в корневом сечении цапфы лопасти *2—2* в меридианной плоскости

$$M_{из\,2} = P_{z1}(R_{ц.\,д} - R_2) + G_л(R_{ц.\,т.\,л} - R_2) - C_л z_{ц.\,л}, \qquad (V.61)$$

где R_2 — радиус сечения *2—2*; $G_л = G_п + G_{фл}$ — вес лопасти, равный весу пера и фланца лопасти; $C_л$ — центробежная сила лопасти, определяется по (V.17) при $m_л = m_п + m_{фл}$.

Напряжения в сечении *2—2* лопасти с неотъемной цапфой определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{из\,2} &= M_{из\,2}/W_2 = M_{из\,2}/(0{,}1d_2^3); \\ \sigma_{p2} &= C_л/F_2 = C_л/(0{,}785d_2^2); \\ \tau_2 &= M_{кр}/W_1 = M_{гид}/(0{,}2d_2^3); \\ \sigma_{пр\,2} &= \sqrt{(\sigma_{из\,2} + \sigma_{p2})^2 + 4\tau_2^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (V.62)$$

При низком расположении пера лопасти по отношению к фланцу (увеличенном $z_{ц.\,л}$) и отрицательном моменте $C_л z_{ц.\,л}$ напряжения в сечении *2—2* уменьшаются, при этом уменьшается площадь корневого сечения пера F_1 и возрастают

напряжения в сечении *1—1*. Поэтому в лопасти с неотъемной цапфой смещение центра тяжести пера $z_{ц.п}$ надо выбирать так, чтобы достигнуть состояния, близкого к равнопрочности ($\sigma_{из\,1} \approx \sigma_{из\,2}$).

Напряжения в сечении цапфы *3—3*:

$$\sigma_{из\,3} = M_{из\,3}/W_3 = (R_a l_3)/(0{,}1 d_3^3); \qquad (V.63)$$

$$\tau_3 = P_р l_р / W_{кр\,3} = P_р l_р/(0{,}2 d_3^3); \qquad (V.64)$$

$$\sigma_{пр\,3} = \sqrt{\sigma_{из\,3}^2 + 4\tau_3^2}. \qquad (V.65)$$

Напряжение τ_3 учитывается только при установке шпонки на шейке цапфы диаметром d_3.

Напряжения в сечении *4—4*

$$\sigma_{из\,4} = R_{az} l_4 / W_4 = R_{az} l_4/(0{,}1 d_4^3). \qquad (V.66)$$

При отъемных цапфах напряжения в сечении *2—2* обычно не проверяют, так как это сечение совпадает с плоскостью разъема. В конструкциях, где рычаг связан шпонками с фланцем цапфы (см. рис. V.2, *а*) напряжения кручения в сечении *3—3* отсутствуют.

В косых сечениях лопасти, расположенных в тонкой части пера (рис. V.18), ориентировочно определяют изгибные напряжения. Например, в сечении *6—6*

$$\sigma_{из\,6} = K_{поп} M_{из\,6}/W_6, \qquad (V.67)$$

где $M_{из\,6} = p_{гид} F_6 l_6$ — изгибающий момент в сечении *6—6*, определяется в предположении равномерного распределения гидравлического давления $p_{гид}$ на отсеченной площади F_6 лопасти; l_6 — плечо момента, равное длине нормали от центра тяжести отсеченной площади до сечения *6—6*; $K_{поп} \approx 1{,}6$ — поправочный коэффициент, полученный по данным испытаний для косых сечений; $W_6 = L_6 h_6^2/6$ — момент сопротивления сечения; L_6 — длина сечения; h_6 — средняя толщина сечения, определяется как ширина равновеликого по длине и площади прямоугольника.

Так же определяется напряжение $\sigma_{из\,5}$ или $\sigma_{из\,7}$ и т. д.

Расчет лопасти диагональной турбины ведется в соответствии с направлением действующих сил (рис. V.18, *б*). Изгибающий момент в сечении *1—1* определяется из выражения

$$M_{из\,1} = P_{гид\,1}(R'_{ц.\,д} - R'_1) + G_п \sin\theta (R'_{ц.\,т.\,л} - R'_1) - C_п \cos\theta (R'_{ц.\,т} - R'_1), \qquad (V.68)$$

где $P_{гид\,1} = P'_{гид\,1} D_1^2 H$ — сила гидравлического давления на лопасть; $P'_{гид\,1} = P'_{z1}/\sin\theta$; P'_{z1} находят по силовой универсальной характеристике; $R'_{ц.\,т.\,л} = R_{ц.\,т.\,л}/\sin\theta$; $R'_{ц.\,д} = R_{ц.\,д}/\sin\theta$; $R'_л = R_1/\sin\theta$ — соответственно радиусы центра тяжести пера, центра давления и сечения *1—1* в направлении оси OR'. Радиусы $R_{ц.\,т.\,л}$, $R_{ц.\,д}$ и R_1 определяются так же, как в (V.56).

Напряжения изгиба в сечении *1—1* при $M_{из\,1}$, полученном из (V.68), определяют по (V.57). Момент от центробежной силы в диагональных турбинах разгружает корневое сечение, что имеет большое значение при разгонной частоте вращения и практически не сказывается при пуске, когда момент от гидравлической силы достаточно велик. Поэтому после определения напряжений по (V.57) надо также определить пусковые напряжения при $C = 0$, которые, учитывая их кратковременность, можно допустить большими примерно на 20%.

Напряжения растяжения в сечении *1—1* определяются из выражения

$$\sigma_{р1} = (C \sin\theta + G_л \cos\theta)/F_1. \qquad (V.69)$$

Напряжения кручения и приведенные напряжения для растянутых волокон определяются по (V.59) и (V.60). Значение коэффициента $K_{поп}$ для диагональных турбин не изучено, ориентировочно можно также принять $K_{поп} = 1{,}4$ (в косых сечениях $K_{поп} = 1{,}6$).

Момент в сечении *2—2* определяется аналогично (V.61)

$$M_{из\,2} = P_{гид\,1}(R'_{ц.\,д} - R'_2) + G_л \sin\theta (R'_{ц.\,т.\,л} - R'_2) - C \cos\theta (R'_{ц.\,т.\,л} - R'_2), \qquad (V.70)$$

где $R'_{ц.\,т.\,л} = R_{ц.\,т.\,л}/\sin\theta$ и $R'_2 = R_2/\sin\theta$ — соответственно радиусы центра тяжести лопасти и сечения *2—2* в направлении оси OR'; $G_л = G_п + G_{фл}$ — вес лопасти; $C_л$ — центробежная сила лопасти определяется так же, как в обычной осевой турбине.

Напряжения в сечении *2—2* определяются также по (V.62), а в сечениях *3—3*, *4—4* и косых сечениях — аналогично (V.63)—(V.66), но с учетом указан-

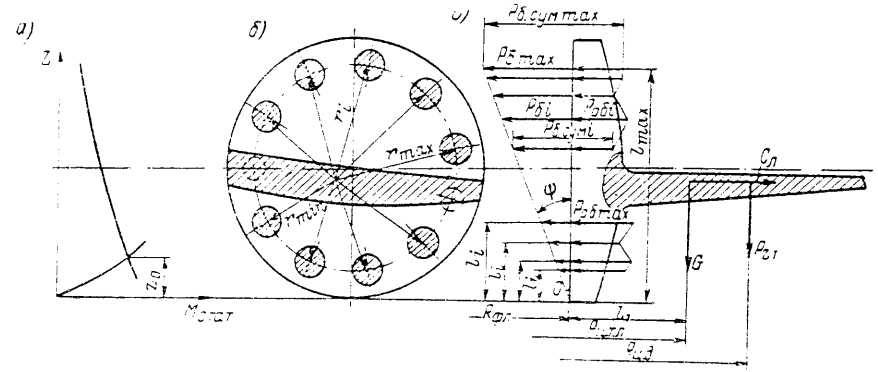

Рис. V.19. К расчету болтов лопасти на прочность: *а* — к определению линии перегиба фланца; *б* — распределение центробежной силы между болтами; *в* — схема нагружения болтов

ных выше отличий. Расчет лопасти как осевой, так и диагональной турбины выполняется для условий рабочего режима, соответствующего наибольшей мощности и напору при нормальной частоте вращения, и проверяется при разгонной частоте вращения. Последовательность расчета лопасти следует из изложенной выше методики.

Для стали 0Х12НДЛ и 20Х13НЛ допустимые напряжения в лопастях $\sigma_{доп} = 150$ МПа, для стали 25ГСЛ эти напряжения равны 120 МПа.

Расчет болтов, крепящих лопасть к цапфе (рис. V.19) при определении их конструктивных размеров, обычно производят в предположении, что фланец лопасти и цапфа по сравнению с болтами являются достаточно жесткими и деформациями первых можно пренебречь. Тогда под влиянием момента, действующего на фланце, и массовых сил лопасть отрывается от цапфы и в болтах возникают растягивающие силы. При сделанных предположениях величина этих сил, вызванных моментом, пропорциональна расстояниям от кромки цапфы до точки приложения силы. Это следует из закона Гука.

Деформации и напряжения в болтах в соответствии со схемой на рис. 19, *а* равны:

$$\delta_i = z_i \operatorname{tg}\psi; \quad \sigma_i = \delta_i E/l_б,$$

где z_i — расстояния до линии перегиба; ψ — угол раскрытия; $l_б$ — деформируемая длина болта.

Отсюда

$$P_{бi} = z_i \operatorname{tg} \psi F_б E / l_б = K_б z_i, \qquad (V.71)$$

где $F_б$ — площадь сечения болта; $K_б = \operatorname{tg} \psi F_б E / l_б$.

При одинаковых болтах коэффициент $K_б$ является постоянным, поэтому

$$P_{бi} / P_{б\,max} = z_i / z_{max}. \qquad (V.72)$$

Отрывающий момент, уравновешиваемый моментами болтов в меридианной плоскости, будет

$$M_{отр} = \sum_1^n P_{бi} z_i, \qquad (V.73)$$

где $M_{отр} = M_{из\,2}$ определяется по (V.61) или (V.70) при $R_{фл}$ (вместо R_2 и R_2').

Подставив (V.72) в (V.73), получим

$$M_{отр} = P_{б\,max} \sum_1^n z_i^2 / z_{max}. \qquad (V.74)$$

Отсюда можно определить растягивающую силу в любом, а следовательно и в наиболее нагруженных болтах:

$$P_{бi} = M_{отр} z_i \Big/ \sum_1^n z_i^2 \quad \text{и} \quad P_{б\,max} = M_{отр} z_{max} \Big/ \sum_1^n z_i^2. \qquad (V.75)$$

При определении расстояний z_i в (V.75) большую роль играет начало отсчета (точка $z = 0$). В предположении абсолютно жестких контактных поверхностей $z = 0$ соответствует кромке цапфы, при этом фланцы должны раскрываться. При упругих фланцах и незатянутых предварительно болтах границей раскрытия является нейтральная линия, по одну сторону которой расположена сжатая часть фланца, а по другую — растянутые болты. Координату этой линии z_0 (рис. V.19, *в*) можно найти из условия равенства статических моментов сжатой площади фланцев $M_{стат.\,фл} = f_{сж}(z)$ и растянутой площади скрепляющих фланцы болтов $M_{стат.\,б} = f_р(z)$ графическим методом [62] на пересечении кривых этих моментов. В действительности раскрытие фланцев не допускается; чтобы его устранить, болты предварительно затягивают. Линия перегиба при этом становится неопределенной; она находится в пределах цапфы, и расстояния z_i могут быть больше или меньше определенных по рис. V.19 и всегда меньше расстояний, определенных из предположения о перегибе через кромку цапфы, при которых отрывающий момент и напряжения в болтах получаются наибольшими.

Силой, растягивающей болты в осевых турбинах, является также центробежная сила, а в диагональных — сумма сил, вычисляемая по (V.69), откуда соответственно $P_r = C_л$ или $P_r = C_л \cos\theta + G_л \sin\theta$. Эта сила уравновешивается суммой растягивающих сил в болтах

$$P_r = \sum_1^z P_{рбi}. \qquad (V.76)$$

Приближенно, пользуясь тем, что точка приложения силы P_r располагается близко к центру фланца (рис. V.19, *б*), силы $P_{рбi}$ можно считать либо одинаковыми ($P_{рбi} = P_r / z_б$, где $z_б$ — число болтов), либо, более точно, обратно пропорциональными расстояниям r_i до этой точки ($P_{рбi} / r_i = P_{рб\,max} / r_{min}$). Отсюда:

$$P_{рбi} = P_r \Big/ \left[r_i \sum_1^n (1/r_i) \right]; \quad P_{рб\,max} = P_r \Big/ \left[r_{min} \sum_1^n (1/r_i) \right];$$

напряжения в болтах (в любом и наиболее нагруженном) соответственно определяются из формул:

$$\sigma_{рбi} = (P_{бi} + P_{рбi}) / F_{бi}; \quad \sigma_{рб\,max} = (P_{бi} + P_{рбi})_{max} / F_{бi}, \qquad (V.77)$$

где $F_{бi} = \pi (d_б')^2 / 4$ — площадь болта в ослабленном резьбой сечении; $d_б'$ — внутренний диаметр резьбы.

Наиболее нагруженный болт определяют подбором $P_{б.\,сум\,max} = P_{бi} + P_{рбi}$. Напряжение затяга задают $\sigma_{зат} = 150 \div 250$ МПа и проверяют при сборке. Напряжения в наиболее нагруженных болтах определяют с учетом затяга из формулы

$$\sigma_{рб} = \sigma_{зат} - \chi \sigma_{рб\,max}, \qquad (V.78)$$

где χ — коэффициент основной нагрузки, определяется по (III.40). Коэффициенты податливости $\lambda_б$ и $\lambda_{фл}$ вычисляют по (III.41) и (III.42).

Изложенный метод расчета является приближенным. Более точно болты можно рассчитать, пользуясь методами, изложенными в работе [8].

Болты обычно выковывают из стали 45 и термически обрабатывают. При недостатке места для размещения болтов из углеродистой стали применяют болты из более прочных сталей, например из табл. III.2. Допустимые напряжения на растяжение в болтах не должны превышать $0{,}6\sigma_т = 0{,}6\sigma_{0\,2}$.

Цилиндрические шпонки, соединяющие цапфы с рычагами лопастей, передающие поворачивающий лопасть момент M, рассчитывают на срез по поперечному сечению

$$\tau_{ср} = M / F_ш r_ш z_ш = P_р l_р / (0{,}785 d_ш^2 z_ш r_ш K_{дв}). \qquad (V.79)$$

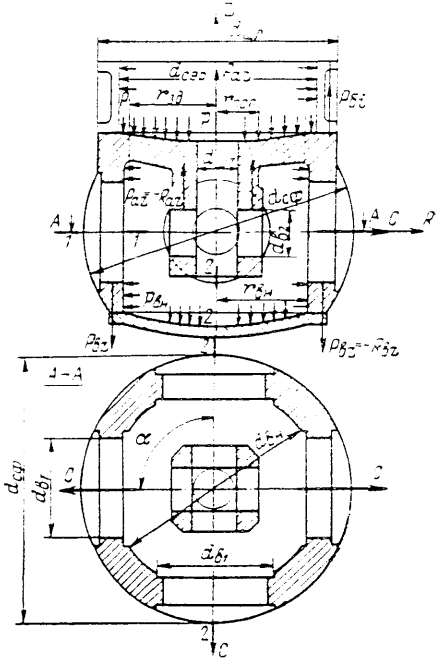

Рис. V.20. К расчету корпуса рабочего колеса на прочность

и на смятие на меньшей длине $l_{см}$, заделанной в детали,

$$\sigma_{см} = P_р l_р / (F_{см} r_ш z_ш K_{дв}) = P_р l_р / (d_ш l_{см} z_ш r_ш K_{дв}). \qquad (V.80)$$

Выполняют шпонки из кованой стали 45. Допустимое напряжение на срез 60—70 МПа.

Расчет корпуса на прочность. Вследствие сложного взаимодействия сил и сложной конфигурации детали уточненный расчет корпуса весьма сложен [29]. При предварительных расчетах можно ограничиться проверкой напряжений в опасных сечениях приближенным методом, изложенным на примере корпуса с передним днищем (рис. V.20).

В сечениях перемычек между окнами для цапф в направлении оси турбины действуют растягивающие силы и моменты, вызванные составляющими реакций опор $P_{Bz} = -R_{Bz}$ и силой давления масла на днище и стенки корпуса.

Растягивающая сила в перемычках выражается как

$$P_{\text{перм}} = P_{Bz} + p_{\text{изб}}\pi r_{\text{вн}}^2/z, \qquad (V.81)$$

где z — число лопастей; $r_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр корпуса; $p_{\text{изб}} = p_{\text{вн}} + p_{\text{вак}}$ — избыточное давление масла внутри корпуса; $p_{\text{вн}}$ — давление масла внутри корпуса, в обычных конструкциях оно определяется по (V.1), а в конструкциях с сервомотором без днища $p_{\text{вн}} = p$, т. е. равно давлению масла в сервомоторе; $p_{\text{вак}}$ — вакуум, образующийся за рабочим колесом, его можно принять ориентировочно, по наблюдениям на ГЭС, равным 0,06 МПа.

Изгибающий момент в меридианной плоскости, действующий в сечении *1—1*, возникает под влиянием равномерно распределенных по упорному фланцу центробежной силы C системы лопасти и от вызванной внутренним давлением масла силы $P_{\text{вч}\,1} = 2\pi r_{\text{вн}} h_{\text{вн}} p_{\text{вн}}/z$, где $h_{\text{вн}} \approx d_{\text{вн}}$ — высота внутренней полости корпуса. Нагрузки от силы C и $P_{\text{вн}\,1}$ приближенно можно считать равномерно распределенными по длине перемычки и имеющими интенсивность $q_C = C/l_1$ и $q_{\text{вн}} = P_{\text{вн}\,1}/l_1$, где l_1 — условная длина перемычки, которую рассматриваем как балку с заделанными концами. Изгибающий меридианный момент в сечении *1—1* определяется из выражения

$$M_{\text{из}\,r1} = (q_C + q_{\text{вн}})\, l_1^2/24. \qquad (V.82)$$

Кроме того, в плоскости, нормальной к направлению оси лопасти, действует момент, возникающий под влиянием приложенной к лопасти силы $P_{\text{вр}\,1}$, которую также можно считать равномерно распределенной по проекции опорной втулки на диаметре $d_{\text{вт}} \approx l_1$, интенсивность которой $q_t = P_{\text{вр}\,1}/l_1$, где $P_{\text{вр}\,1}$ определяется по (V.22), а изгибающий касательный момент — из формулы

$$M_{\text{из}\,t1} = q_t l_1^2/24. \qquad (V.83)$$

В углах сечений перемычек, т. е. в наиболее напряженных точках, растягивающие напряжения от силы $P_{\text{перм}}$ и моментов будут складываться, а суммарное напряжение в сечении *1—1* определяется выражением

$$\sigma_{p1} = P_{\text{перм}}/F_1 + M_{\text{из}\,r1}/W_{r1} + M_{\text{из}\,t1}/W_{y1}. \qquad (V.84)$$

Здесь F_1 — площадь перемычки в сечении *1—1*;

$$W_{r1} = J_{r1}/l_r \text{ и } W_{y1} = J_{y1}/l_y, \qquad (V.85)$$

где J_{r1} и J_{y1} — моменты сопротивления и инерции в направлениях R и Y; l_r и l_y — расстояния от нейтральных осей сечения до крайних волокон.

Меридианное ослабленное сечение *2—2* в перемычке отверстия приближенно рассчитывается аналогично ослаблению в сечении *1—1*. В сечении *2—2* под влиянием центробежных сил систем лопастей возникает растягивающая сила, которую условно можно принять равной половине суммарной центробежной силы и записать в общем виде

$$P_{rc} = (1/2) \sum_{1}^{z/2-1} C \sin\alpha_i, \qquad (V.86)$$

где α_i — угол между осью лопасти и сечением *2—2*.

Кроме того, сила C нагружает перемычку и так же, как в сечении *1—1*, создает распределенную силу, интенсивность которой при длине $l_2 = l_1 = d_{\text{вт}}$ равна q_c. Внутреннее давление масла действует с интенсивностью $q_{\text{вн}\,2} = q_{\text{вн}}/2$, так как половину силы $p_{\text{вн}}$ воспринимает корпус. Изгибающий меридианный момент выражается так:

$$M_{\text{из}\,r2} = (q_c + q_{\text{вн}\,2})\, l_2^2/24. \qquad (V.87)$$

Изгибающий момент в плоскости, нормальной к оси лопасти, возникает под влиянием силы, вызванной реакцией опоры $P_{Bz} = -R_{Bz}$, интенсивность которой $q_{t2} = P_{Bz}/l_2$, а момент выражается формулой

$$M_{\text{из}\,t2} = q_{t2} l_2^2/24. \qquad (V.88)$$

Наибольшее растягивающее напряжение в сечении *2—2*

$$\sigma_{\text{из}\,2} = P_{rc}/F_2 + M_{\text{из}\,r2}/W_{r2} + M_{\text{из}\,t2}/W_{t2}, \qquad (V.89)$$

где W_{r2} и W_{t2} — моменты сопротивления; F_2 — площадь сечения *2—2*, определяемые для растянутых волокон так же, как в (V.84).

Напряжения в глухом днище (без отверстий для стаканов), подверженном действию силы давления масла p, определяются как в пластине, заделанной по контуру и нагруженной давлением масла и силой в центре,

$$\sigma_{p\,\max} = k_\sigma p r_{\text{зд}}^2/h^2 + k'_\sigma P_{az}/h^2, \qquad (V.90)$$

где $P_{az} = -zR_{Az}$ определяется по (V.29); h — толщина днища; k_σ и k'_σ — коэффициенты, зависящие от отношения $r_{\text{вн}}/r_{\text{прл}}$, их значения даны в табл. V.1 ($r_{\text{прл}} = r_{\text{вн}}$ — радиус прилива); $r_{\text{зд}} = r_{\text{нр}}$ — радиус заделки; z — число лопастей.

Таблица V.1

Коэффициенты для определения напряжений

$r_{\text{вн}}/r_{\text{нр}}$	k'_σ		k_σ	
	$r_{\text{вн}} = r_{\text{прл}}$	$r_{\text{вн}} = r_{\text{зд}}$	$r_{\text{вн}} = r_{\text{прл}}$	$r_{\text{вн}} = r_{\text{зд}}$
0	$-\infty$	0,478	$-\infty$	0,750
0,2	−1,123	0,414	−2,81	0,579
0,4	−0,565	0,311	−1,122	0,346
0,6	−0,299	0,203	−0,416	0,158
0,8	−0,115	0,098	−0,089	0,040
1,0	0	0	0	0

Напряжения в других сечениях обычно не определяют конструкцию. Днище корпуса с отверстиями для стаканов рассчитывают как систему радиальных балок [29]. Другие конструкции корпусов рассчитываются аналогично. Допустимые напряжения в корпусе из стали 30Л или 20ГСЛ при этом методе расчета не должны превышать 100 МПа.

Расчет корпуса выполняется в следующей последовательности.

1. Определяют размерные характеристики корпуса, площади F_1 и F_2, геометрические характеристики W_{1z}, W_{1y}, W_{2r}, W_{2z}.

2. Определяют по (V.13) при нормальной и разгонной частотах вращения центробежную силу системы лопасти; интенсивность нагрузок q_c, $q_{\text{вн}}$, q_t и q_{t2}; по (V.22) вращающую силу $P_{\text{вр}}$ и $P_{\text{перм}}$ — по (V.81); изгибающие моменты — по (V.82), (V.83); напряжения в сечении *1—1* — по (V.84).

3. Находят по схеме углы α_i и $C\sin\alpha_i$; по (V.86) — силу P_{rc}, по (V.87) — изгибающий момент $M_{\text{из}\,r2}$ в меридианной плоскости и по (V.88) $M_{\text{из}\,t2}$ — в плоскости, нормальной оси лопасти, по (V.89) — напряжение в сечении *2—2*.

4. Определяют по табл. V.1 k_σ и k'_σ; по (V.29) — R_{Az} и P_{Az} и по (V.90) — напряжения в заделках днища при $r_{\text{зд}} = r_{\text{нр}}$ и $r_{\text{прл}} = r_{\text{вн}}$.

Расчет выполняют для режима полной мощности, а также при наибольшей разгонной частоте вращения.

Расчет цилиндра сервомотора. В соответствии с действующими силами цилиндр *1* (рис. V.21, *а*) рассчитывают на растяжение в меридиональной и диаметральной плоскостях. В меридианном сечении цилиндра от внутреннего давления масла, которое считают равным номинальному, возникают растягивающие напряжения

$$\sigma_{p1} = p d_{\text{сер}}/(2\delta), \qquad (V.91)$$

где δ — толщина стенки цилиндра.

В осевом направлении в сечении *1—1* действуют растягивающие напряжения

$$\sigma_{pz1} = (P_{oc} + P_{cep})/F_3 = (P_{oc} + P_{cep})/(2\pi\delta r_{cp}). \qquad (V.92)$$

где $P_{oc} = zP_{z1} + G_{р.к}$ — осевая сила, куда входит zP_{z1} — осевая гидравлическая сила, действующая на рабочее колесо; P_{z1} — осевая составляющая гидравлической силы на лопасти, определяется по (V.24); z — число лопастей; $P_{cep} = p\pi\,(d^2_{cep} - d^2_{шт})/4$ — сила, создаваемая давлением масла на днище корпуса и равная силе сервомотора; $F_3 = 2\pi\delta r_{cp}$ — площадь сечения *1—1* цилиндра.

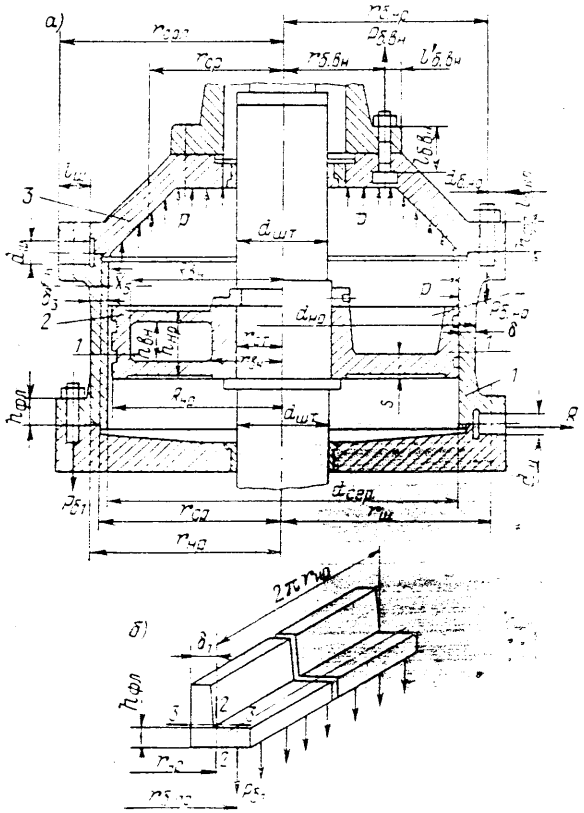

Рис. V.21. К расчету цилиндра, поршня и крышки сервомотора рабочего колеса на прочность

Напряжения кручения, возникающие в цилиндре от передачи вращающего момента, равны

$$\tau_1 = M_{вр}/W_{кр\,1} = 9550N \cdot 16d_{нр}/[\pi\,(d^4_{нр} - d^4_{cep})\,n], \qquad (V.93)$$

где N — мощность, кВт; n — частота вращения, об/мин; $d_{нр}$ — наружный диаметр цилиндра.

Приведенные напряжения в сечении *1—1*

$$\sigma_{пр\,1} = \sqrt{\sigma^2_{p1} + 4\tau^2_1}, \qquad (V.94)$$

где σ_{p1} — наибольшее растягивающее напряжение в сечении *1—1*.

Напряжения в корневом сечении фланца *2—2* определяются без учета влияния кольцевой жесткости, как в консольной балке, развернутой по сечению заделки (рис. V.21, *б*).

Для увеличения прочности сечения *3—3* предусматривают галтель и конический переход, позволяющий увеличить толщину стенки δ_3. При δ_3, равной высоте фланца $h_{фл}$, напряжения изгиба в сечениях *2—2* и *3—3* становятся близкими и определяются для *2—2* по формуле

$$\sigma_{из\,2} = M_{из\,2}/W_2 = 6\,(P_{oc} + P_{cep})\,(r_{б\,нр} - r_{нр})/(2\pi r_{нр} h^2_{фл}). \qquad (V.95)$$

Напряжения в болтах (шпильках) крепления к корпусу и крышке рабочего колеса определяют с учетом предварительного затяга

$$\sigma_{б.\,сум} = \sigma_{зат} + \chi\sigma_{рб} = \sigma_{зат} + \chi\,(P_{oc} + P_{cep})/(z_б F'_б), \qquad (V.96)$$

где $\sigma_{рб} = (P_{oc} + P_{cep})/[z_б 0{,}785\,(d'_б)^2$ — напряжение в ослабленном сечении болта; $\sigma_{зат} = 150 \div 180$ МПа — напряжение затяга; $F'_б$ — площадь сечения болта по ослабленному резьбой сечению; $z_б$ — число болтов.

Радиальные шпонки, воспринимающие окружное усилие, создаваемое вращающим моментом, проверяют на срез и смятие:

$$\sigma_{срз} = (M_{вр}/r_ш z_ш)/(l_ш d_ш); \quad \sigma_{см} = 2\sigma_{срз}, \qquad (V.97)$$

где $r_ш$, $d_ш$, $l_ш$ и $z_ш$ — соответственно радиус окружности расположения, диаметр, длина и число шпонок.

Последовательность расчета соответствует приведенным формулам.

Расчет на прочность крышки рабочего колеса (рис. V.21) производится так же, как крышки турбины и других кольцевых деталей (см. § IV.7). Значения интегралов n, m и l или n' и m' определяют по формуле (IV.110).

Тангенциальный момент M_t вычисляют с учетом сил внутреннего давления масла p, осевых сил, приложенных к болтам на наружном ($r_{б.\,нр}$) и внутреннем ($r_{б.\,вн}$) фланцах, и сил затяга. В общем виде этот момент выражается формулой

$$M_t = M_r/2\pi = \left[\sum_1^k M_{ri} - (M_{б.\,нр} + M_{б.\,вн})\right]\Big/(2\pi), \qquad (V.98)$$

где k — число слагаемых радиального момента, в данном случае $\sum M_{ri}$ — сумма радиальных моментов без учета заделки фланцев и сил затяга

$$\sum M_{ri} = P_{oc} r_{б.\,нр} - P_{oc} r_{б.\,вн} - p\pi\,(r^2_{cep} - r^2_{шт})\,r_{cp}, \qquad (V.99)$$

где P_{oc} — осевая сила, определяется так же, как в (V.92); $r_{cp} = \sqrt{(r^2_{cep} + r^2_{шт})/2}$ — средний радиус окружности расположения центров давления в проекции крышки на диаметральную плоскость; $M_{б.\,нр}$ — моменты от затяга болтов, препятствующие повороту фланцев крышки,

$$M_{б.\,нр} = z_{б.\,нр} P'_б l'_{нр}; \quad M_{б.\,вн} = z_{б.\,вн} P'_{б.\,вн} l'_{вн}, \qquad (V.100)$$

где $z_{б.\,нр}$ и $z_{б.\,вн}$ — соответственно число наружных и внутренних болтов; $l'_{нр}$ и $l'_{вн}$ — расстояния от оси болта до кромки фланца; $P'_{б.\,нр} = \sigma_{зат} F_{б.\,нр}$ и $P'_{б.\,вн} = \sigma_{зат} F_{б.\,вн}$ — соответственно силы затяга наружных и внутренних болтов, препятствующие повороту фланцев; $F_б = \pi d^2_б/4$ — площадь сечения болта.

Впервые метод расчета с учетом заделки фланцев, но без учета начального затяга, был предложен Л. М. Качановым. При этом силы $P'_б$, препятствующие повороту фланцев, определялись в предположении, что при повороте жесткого недеформированного фланца на угол θ, определяемый по (IV.115), болт длиной $l_б$ удлиняется на $\Delta l_б = l'\,\mathrm{tg}\,\theta \approx l\theta$ и в соответствии с законом Гука возникают силы $P_б = (\Delta l_б/l_б)\,EF_б$. Противодействующие моменты выражаются формулами:

$$M_{б.\,нр} = z_{б.\,нр}\theta E F_{б.\,нр}\,(l'_{нр})^2/l_{б.\,нр};$$

$$M_{б.\,вн} = z_{б.\,вн}\theta E F_{б.\,вн}\,(l'_{вн})^2/l_{б.\,вн}, \qquad (V.101)$$

где величины $z_б$, $F_б$, $l_б$ и l' соответствуют наружному и внутреннему креплениям. Исследования тензометрическими методами модельных и натуральных крышек рабочих колес [43] показали, что фактические моменты и соответствующие напряжения получаются меньше определенных расчетом по (V.101), где силы затяга не учитываются. Поэтому лучше пользоваться формулами (V.98) и (V.100). Расчет ведут в последовательности, рекомендованной при расчете крышки турбины (см. § IV.7) принимая для стали 20ГСЛ, из которой обычно отливают крышки, $\sigma_{доп} \leqslant 120$ МПа.

Расчет рычага на прочность. Ведется расчет по аналогии с расчетом толстостенного кольца (рис. V.22), нагруженного внешней силой $P_р$, приложенной на плече рычага $l_р$, центробежной силой системы лопасти C, распределенной

равномерно по упорному буртику, и силами затяга болтов, которыми рычаг крепится к цапфе и лопасти. Под действием этих сил возникают тангенциальный M_t и изгибающий $M_{из} = P_р l_р$ моменты, вызывающие в рычаге растягивающие и сжимающие усилия. Перерезывающая сила между рычагом и цапфой, создаваемая моментом $P_р l_р$, воспринимается цилиндрическими шпонками.

Тангенциальные напряжения определяются на основании решения известной в теории упругости задачи об изгибе плоского кольца тангенциальным моментом [23]. Наибольшие значения напряжений на контуре радиуса $r = r_{вн}2$ при $z = h/2$ определяют из формулы

$$\sigma_t = 6M_t r_{ср}/[h^2 r_{вн} \ln (r_{нр}/r_{вн})], \qquad (V.102)$$

где $r_{нр}$ и $r_{вн}$ — соответственно наружный и внутренний радиусы кольца; $r_{ср} = (r_{нр} + r_{вн})/2$ — средний радиус кольца; h — толщина кольца.

Тангенциальный момент определяется из выражения

$$M_t = M_r 2\pi = (R_{упр} r_{упр} - P_б r_б)/(2\pi) = C (r_{упр} - r_б)/(2\pi), \qquad (V.103)$$

где M_r — радиальный момент; $R_{упр} = -C$ и $P_б = C$ — реакция упора и суммарная сила затяга болтов, по величине равные центробежной силе системы лопасти; $r_{упр} = \sqrt{(r_{нр}^2 + r_б^2)/2}$ — средний радиус упорной площадки буртика; $r_б$ — радиус окружности расположения болтов.

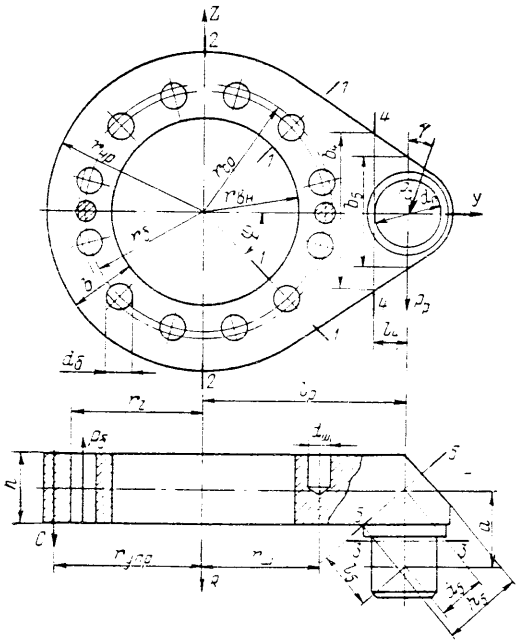

Рис. V.22. Рычаг цапфы лопасти и схема действующих сил

В формуле (V.102) можно учесть ослабление кольца отверстиями для болтов, заменив натуральный логарифм первым членом его разложения в ряд, обозначенным через

$$K_1 = r_{нр}/r_{вн}/\{1 + [{}^1/_{12}(b - d_б)/r_{нр}]^2\}, \qquad (V.104)$$

где $(b - d_б)$ — ширина кольца. Подставив (V.104) в (V.102) и заменив в последнем $r_{ср}$ через $r_{нр}$ и $r_{вн}$, получим

$$\sigma_{t\,max} = 6M_t (r_{нр} + r_{вн}) \Big/ \left\{2h^2 r_{нр}\left[1 + \left(\frac{1}{12}\,\frac{b - d_б}{r_{нр}}\right)^2\right]\right\}. \qquad (V.105)$$

Сила рычага вызывает в сечениях кольца *1—1* растягивающую с одной стороны и сжимающую с другой силы, которые приближенно определяются из уравнения моментов $P_{кц} = P_р l_р/(2r_{ср})$, откуда напряжение растяжения — сжатия в сечении *1—1*, имеющем площадь с учетом отверстий $F_{осл}$,

$$\sigma_{р.\,сж\,1} = P_{кц}/F_{осл} = P_р l_р/[2r_{ср}(b - d_0)h]. \qquad (V.106)$$

Кроме того в сечении *1—1* действует составляющая растягивающей или сжимающей силы серьги $P_с \sin\gamma$, откуда напряжение растяжения—сжатия от этой силы

$$\sigma'_{(р\,сж)\,1} = P_с \sin\gamma \sin\psi/[(b - d_б)h], \qquad (V.107)$$

где $P_с$ — определяется по (V.41); ψ и γ — соответственно углы между осью рычага и сечением *1—1* и между осями рычага и серьги.

Существенное значение $\sigma'_{р.\,сж}$ имеет при большом наклоне серьги.

Касательные напряжения в сечениях *1—1* возникают по обе стороны от продольной оси рычага под действием момента, создаваемого силой $P_р$ на плече a (рис. V.22), и выражаются формулой

$$\sigma_{кст\,1} = P_р a/[2r_{ср}(b - d_б)h]. \qquad (V.108)$$

Суммарные приведенные напряжения в сечениях *1—1* кольца

$$\sigma_{сум\,1} = \sqrt{(\sigma_{t\,max} \pm \sigma_{р.\,сж\,1} \pm \sigma'_{р.\,сж})^2 + 4\sigma_{кст}^2}. \qquad (V.109)$$

Палец рычага рассчитывают на изгиб в сечении *3—3*

$$\sigma_{из\,3} = P_р l_3/W_3 = P_р l_3/(0{,}1 d_п^3), \qquad (V.110)$$

где l_3 — плечо момента, равное расстоянию от основания пальца до точки приложения силы $P_р$.

Напряжение изгиба и кручения в сечении *4—4* — условном месте заделки плеча рычага в кольцевую часть — определяют по формулам:

$$\sigma_{из\,4} = P_р l_4/W_4 = 6P_р l_4/(hb_4^2); \qquad (V.111)$$

$$\tau_4 = P_р a/W_{кр\,4} = P_р a/(\alpha_4 b_4 h^2), \qquad (V.112)$$

где l_4 и b_4 — соответственно плечо момента и ширина сечения; α_4 — коэффициент, зависящий от $b_4/h = B/b$ (см. стр. 114). Опасной может оказаться также заделка в сечении *5—5*, которое проверяется по формулам сложного напряженного состояния на изгиб и кручение под действием силы $P_р$:

$$\sigma_{из\,5} = P_р l_5/W_5 = 6P_р l_5/(h_5 b_5^2); \qquad (V.113)$$

$$\tau_5 = P_р a_5/W_{кр\,5} = P_р a_5/(\alpha_5 b_5 h_5^2), \qquad (V.114)$$

где l_5 и a_5 — соответственно плечи изгибающего и крутящего моментов; b_5 и h_5 — ширина и толщина сечения; α_5 — коэффициент, аналогичный α_4.

Приведенные напряжения в сечениях *4—4* и *5—5* соответственно определяются по формулам:

$$\sigma_{пр\,4} = \sqrt{\sigma_{из\,4}^2 + 4\tau_4^2}; \quad \sigma_{пр\,5} = \sqrt{\sigma_{из\,5}^2 + 4\tau_5^2}. \qquad (V.115)$$

Последовательность расчета рычага соответствует последовательности вывода формул.

Рычаг изготавливают из стали 45 и подвергают нормализации. Допускаемые напряжения $\sigma_{доп} = (0{,}5 \div 0{,}6)\,\sigma_т \approx 200$ МПа. При бо́льших напряжениях рычаг выполняют из более прочных легированных сталей (см. табл. III.2).

Расчет поршня *2* сервомотора коробчатого сечения (см. рис. V.31, *а*) выполняют по формулам, приведенным в курсах деталей машин:

$$\sigma = ph_{нр}(R_{нр} - r_{от})^2(2R_{нр} + r_{от})/[r_{от}(h_{нр}^3 - h_{вн}^3)], \qquad (V.116)$$

где $p = p_{ном}$ — давление масла в сервомоторе; размеры, входящие в формулу (V.116), показаны на рис. V.21 (деталь *2*).

Поршни *4*, представляющие собой круглые пластины (см. рис. V.21), рассчитываются аналогично днищу корпуса по формуле

$$\sigma_{max} = k_\sigma p R_{нр}^2/s^2, \qquad (V.117)$$

где p — давление масла в сервомоторе; k_σ — коэффициент, зависящий от отношения $r_{ст}/R_{нр} = r_{вн}/r_{нр}$, определяется по табл. V.1; размеры — по рис. V.21.

Выполняют поршни из прочного чугуна СЧ 28-48 или ВПЧ 28-10. Допустимые напряжения $\sigma_{доп} = 40$ МПа. Литые стальные поршни в сочетании со стальными цилиндрами можно применять лишь в том случае, когда между ними гарантируется постоянный уплотненный поршневыми кольцами зазор $\Delta \geqslant 1$ мм, который обеспечивается при достаточно малых зазорах во втулках штока или стаканов $\Delta' \approx 0{,}3\Delta$. При наличии контактного трения возможны задиры.

Крестовины рассчитывают также на изгиб по меридианному наиболее ослабленному сечению. Шток проверяют при полном усилии сервомотора на растяжение—сжатие и, если требуется, на продольный изгиб. Штоки куют из стали 30 или 35. Расчетные напряжения обычно принимают меньше допустимых (150 МПа) в целях обеспечения достаточной жесткости и из конструктивных соображений.

Закладные кольца, крепящие крестовину и поршень к штоку, рассчитывают при полной силе сервомотора на срез и смятие, выполняют их коваными из стали 40 или 35. Допустимые напряжения на срезе $\tau_{срз.\,доп} \leqslant 60$ МПа на смятие $\sigma_{см.\,доп} \leqslant 180$ МПа.

Серьгу проверяют на растяжение—сжатие; проушины рассчитывают по Ляме аналогично (IV.45). Переход от тела серьги к ее проушине должен быть плавным, очерченным достаточно большими радиусами, что позволяет избежать черезмерно больших концентраций напряжений (значительно превышающих расчетные) и возможных поломок. Выполняется серьга из литой стали 25ГСЛ. Ввиду неизвестных динамических составляющих нагружающей силы принимают $\sigma_{доп} \leqslant 100$ МПа. При бо́льших σ применяют кованые серьги.

Втулки цапфы и серьги выполняют литыми из бронзы БрОФ10-1 и проверяют на удельные давления по формуле (IV.89). Удельные давления в упорном фланце определяют по формуле

$$p_{уд.\,уп} = C/F_{оп} = 4C/[\pi\,(r_{нр}^2 - r_2^2)], \qquad (V.118)$$

где обозначения соответствуют принятым выше (см. рис. V.22).

Глава VI

РАБОЧИЕ КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

§ VI.1. Конструкции и изготовление рабочих колес

Конструктивные формы радиально-осевых рабочих колес имеют значительные отличия (см. § II.2). По мере увеличения быстроходности увеличивается длина лопастей, увеличивается их наклон в меридианной плоскости, расширяется обод и проходное сечение рабочего колеса. Иногда лопастям придают наклон по винтовым линиям.

Уменьшение высоты лопастей и сужение обода на выходе приводят к уменьшению быстроходности и достижению требуемой при высоких напорах жесткости и прочности рабочего колеса. Гидродинамические качества, жесткость и прочность радиально-осевого рабочего колеса в большой мере зависят от конфигурации его основных элементов: ступицы, лопастей и обода показанных на рис. VI.1.

Ступица *5* (рис. VI.1, *а*) является несущей конструкцией рабочего колеса, она жестко связана посредством болтов *7* с валом *9* и служит основанием для лопастей *3*. Толщину ее обычно принимают $\delta_{ступ} \approx 0{,}03D_1$. Находят применение как ступицы конической формы, обладающие большой жесткостью, так и более пологие, позволяющие расширить проточное сечение колеса и увеличить его быстроходность, что необходимо при относительно малых напорах и допустимо по условиям прочности.

Лопасти *3* рабочего колеса имеют определяющее значение для его прочности. Увеличение числа лопастей, толщины профиля, его кривизны, а также расположение корневых сечений под большим углом к радиальному направлению способствуют достижению наибольшей жесткости и прочности. Однако увеличение толщины лопастей приводит к стеснению потока, уменьшению пропускной способности и быстроходности и к повышению σ.

Обод рабочего колеса *1* связывает концы лопастей и увеличивает их жесткость. Толщину обода принимают $\delta_{об} \approx 0{,}015D_1$. При наличии обода собственная частота колебаний лопастей значительно повышается. Опыты и расчеты показывают, что при отсутствии обода эта частота может стать близкой к частотам вынужденных колебаний (основной $f = 2\pi n/60$ или лопастной $f_л = 2\pi nz/60$, где n — частота вращения; z — число лопастей), что грозит возникновением недопустимых вибраций во всей турбине и резонансных колебаний. Формы ступицы, обода и лопастей в радиально-осевых колесах различной быстроходности рассмотрены при описании проточного тракта (см. рис. II.7).

В ступице рабочего колеса выполняют разгрузочные отверстия *6*, расположенные за выходными кромками лопастей. Они соединяют полость над рабочим колесом с зоной отсасывающей трубы и понижают давление на верхней поверхности ступицы и, как следствие, осевую силу, действующую на колесо. В обратимых гидромашинах всех систем, где разгрузочные отверстия недопустимы по условиям работы в насосном и переходных режимах, а также в диагональных турбинах вместо них используют разгрузочные трубы (см.

рис. II.15), соединяющие полость над ступицей с нижним бьефом. В высоконапорных радиально-осевых турбинах, где разгрузка через отверстия бывает недостаточна, иногда применяют отверстия в сочетании с разгрузочными трубами.

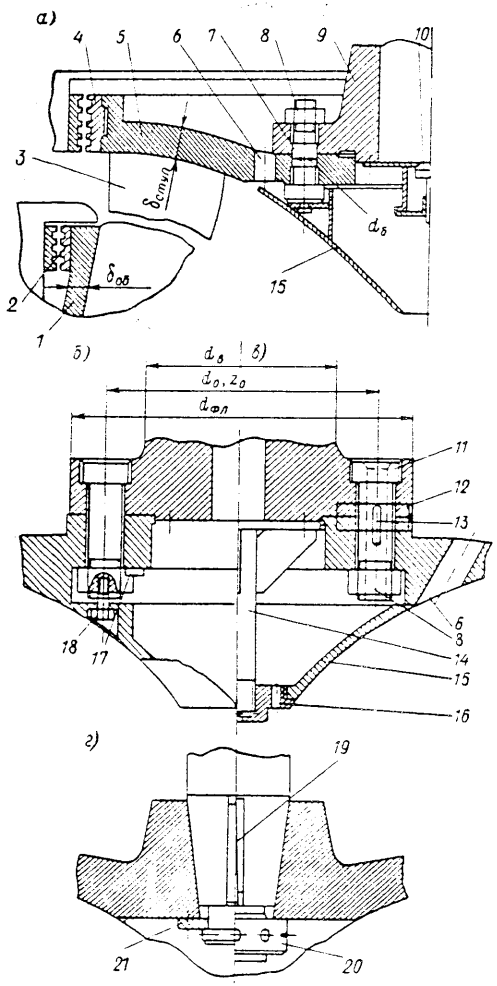

Рис. VI.1. Элементы радиально-осевого рабочего колеса

К нижней поверхности крепится обтекатель *15*, обеспечивающий плавный выход потока за лопастями. Обычно его выполняют сварным с вогнутыми образующими, иногда — из двух усеченных конусов по аналогии с осевыми турбинами. Обтекатели, как показывает практика, при нерасчетных режимах испытывают большие нагрузки, поэтому и их крепление (рис. VI.1, *б*) посредством болтов *18*, надежно защищенных против самоотвинчивания, должно быть достаточно прочным. Эти нагрузки, возникающие при колебаниях вихревого жгута в потоке за рабочим колесом, трудно определить, поэтому диаметр болтов принимают достаточно большим, ориентировочно равным $d_б = (0{,}005 \div 0{,}01)\ D_1$. Соответственно выбирают и толщину фланцев. Иногда обтекатель крепят (рис. VI.1, *в*) к штырю *14* гайкой *16*.

Обратный клапан *10* (рис. VI.1, *а*), закрывающий центральное отверстие вала, устанавливают в тех случаях, когда вода при высоких уровнях нижнего бьефа или обратном гидравлическом ударе может проникнуть через вал и выплеснуться на генератор.

При характерных для радиально-осевых турбин неспокойных режимах, соответствующих частичной нагрузке или пониженным напорам, воздух через отверстие вала подводится под рабочее колесо. Обычно воздух подается непосредственно из машинного зала под атмосферным давлением. Подача воздуха регулируется специальным автоматическим клапаном, установленным на конце вала над генератором. В тех случаях, когда подача при атмосферном давлении недостаточна, ее производят под повышенным давлением и дозируют. Часто воздух подают по специальным трубам под рабочее колесо и в полость между ступицей и крышкой турбины, например в обратимых гидромашинах (см. рис. II.15).

Соединение вала с рабочим колесом посредством припасованных болтов *7*, установленных во фланцах (рис. VI.1, *а*), является наиболее распространенным. Затягивают болты гайками *8*. Припасованный поясок болта располагается

на стыке фланцев, благодаря чему болт наряду с осевой силой воспринимает создаваемую вращающим моментом перерезывающую силу. Посадка болта *А/Д* обеспечивает легкую сборку и равномерное распределение перерезывающей силы между болтами. К ступице и ободу крепят кольца *4* и *2* щелевых уплотнений. Центрируется рабочее колесо с валом с помощью выточки и буртика с посадкой *А/С*. В зарубежных конструкциях применяются соединения рабочего колеса с валом конической посадкой (рис. VI.1, *г*), в которой вращающий момент передается тангенциальными шпонками *19*; осевая сила передается закладным кольцом *21*, а в более мелких турбинах — гайкой *20*.

Рабочие колеса высоконапорных гидротурбин отличаются большой жесткостью и прочностью, благодаря развитым ободу и ступице и малой высоте лопастей (см. рис. II.13). Крепление колеса к валу (см. рис. VI.1, *б* и *в*) осуществляется болтами *11*, установленными с зазором, что позволяет заменить колесо без последующей совместной обработки припасованных отверстий. Вращающий момент воспринимается установленными по посадке *А/С* радиальными цилиндрическими шпонками *12*. Сверление и развертку отверстий под эти шпонки выполняют при спаренном с валом рабочем колесе. От выпадения под действием центробежной силы шпонка удерживается штифтом *13*. Гайки *8* болтов установлены снизу и после съема обтекателя могут быть отвинчены, а колесо опущено на специальных укрепленных в нем винтовых тягах в отсасывающую трубу. Гайки болтов, крепящих колесо во всех вариантах, предохраняются от самоотвинчивания сухариками *17*, установленными вплотную к грани и приваренными к поверхности детали.

Болты устанавливают с предварительным натягом, при этом в расчете на нераскрытие стыков задается напряжение 150—180 МПа. Следует иметь в виду, что в радиально-осевых турбинах под влиянием осевой силы фланцы могут разгружаться на 40—50 МПа, однако при работе соединений остается значительная сила трения, которую при расчете фланцевого соединения на прочность не учитывают (она идет в запас).

Способ формирования радиально-осевых рабочих колес, лопасти которых имеют весьма сложные очертания, имеет большое значение для производства и конструирования. Существует несколько таких способов.

Наиболее широкое и длительное применение имели литые колеса радиально-осевых турбин. Они обычно отливались из углеродистой стали 30Л или малолегированной стали 20ГСЛ. Однако их использование было возможно при значительных запасах по кавитации ($K_\sigma = 1{,}8 \div 2{,}0$) и больших заглублениях. Это, а также требование повышенной усталостной коррозионной прочности в турбинах повышенной быстроходности заставляет переходить к применению нержавеющих сталей 25Х14НЛ, 0Х12НДЛ или 10Х18Н3Г3Д2Л (обладающей повышенной износостойкостью), допускающих $K_\sigma = 1{,}1$ или $K_\sigma = 1{,}3 \div 1{,}4$ при повышенных напорах. Но получение качественного литья из этих сталей представляет значительные трудности из-за меньшей жидкотекучести, сложной термической обработки и связанных с ней деформаций.

Отливку крупных колес производят в кессонах. Форму выполняют шаблоном и затем набирают из стержней, образующих межлопастные каналы и внутреннее пространство. Стержни формуют отдельно, в ящиках, и устанавливают на распорках и жеребейках. Собирают ящики из подмодельных досок, повторяющих наружные контуры лопасти. Кривые этих контуров скалывают с плаза, на котором их вычерчивают в усадочном масштабе (для стали 1 : 1,01) с чертежа лопасти (рис. VI.2), где на заданных уровнях даны сечения профиля и меридианная проекция лопасти. На чертеже задают на нескольких уровнях основные диаметры и расстояния в свету a_0, представляющие наименьшие диаметры вписанных окружностей, между выходной кромкой и тыльной поверхностью соседней лопасти.

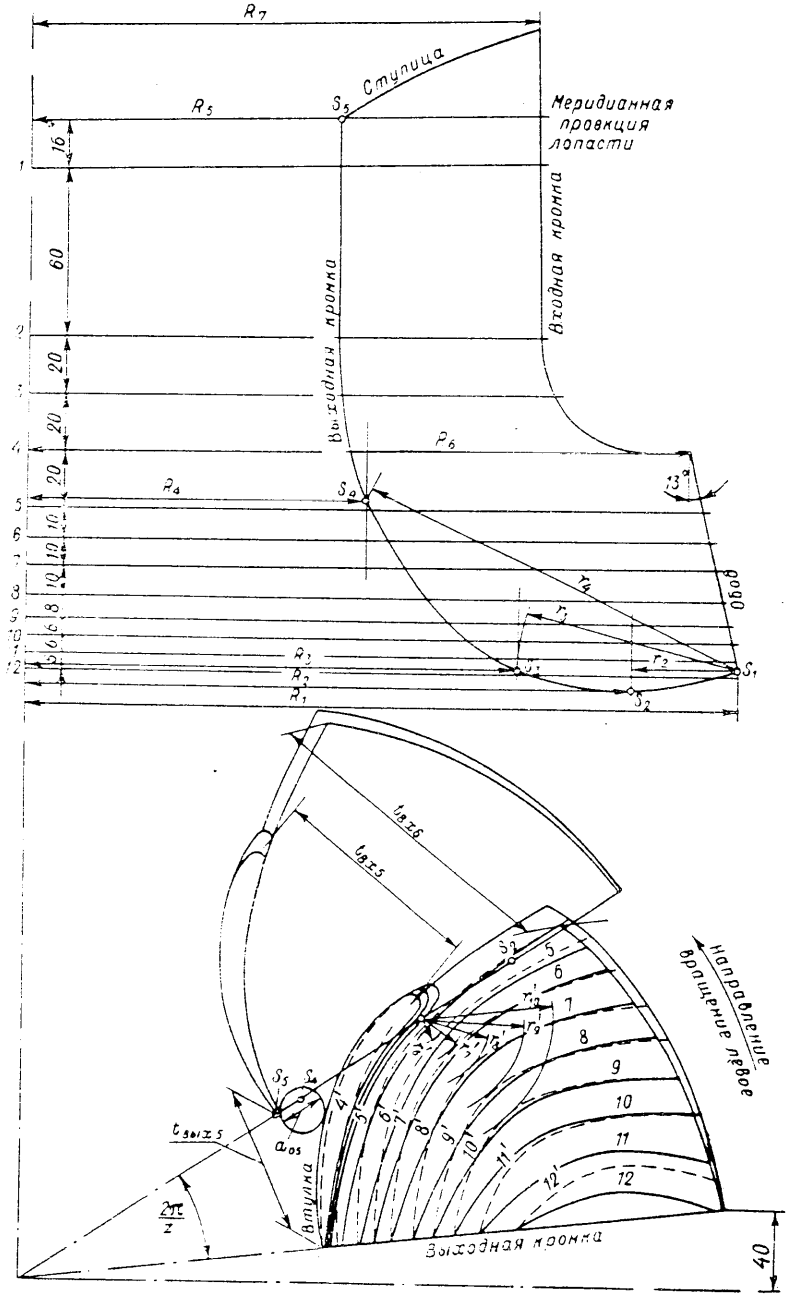

Рис. VI.2. Чертеж лопасти радиально-осевого рабочего колеса

Механическая обработка колеса выполняется по его рабочему чертежу, содержащему все размеры, допуски, классы шероховатости и необходимые указания. Отливка больших колес требует большого мастерства. Форма должна быть точной, сохранять размеры при отливке, противостоять высокой температуре и хорошо отводить газы. Однако степень точности и шероховатость поверхности, с которой выполняются литые колеса, не удовлетворяют современным требованиям.

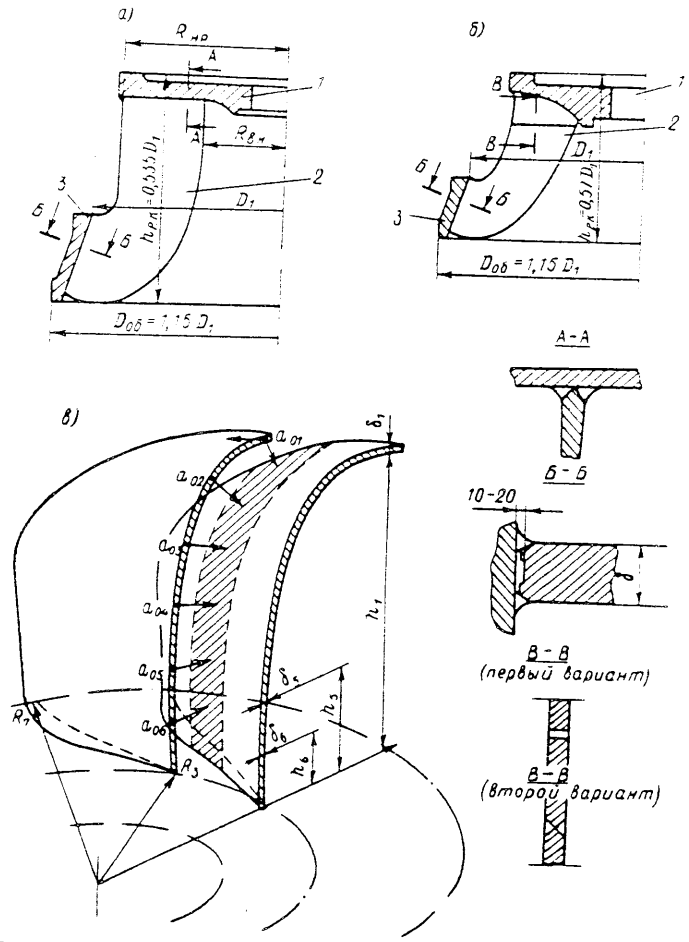

Рис. VI.3. Схема приварки лопастей к ступице и ободу: *а* — впритык; *б* — к пенькам; *в* — схема контроля установки лопастей на ступице; a_{0i} — расстояние в свету; δ_i — толщины выходной кромки; $R_{пр}$ и $R_{вн}$ — радиусы установочных окружностей

В большей мере отвечают этим требованиям сварно-литые радиально-осевые рабочие колеса (рис. VI.3, *а*). В них лопасти отливают отдельно (что повышает точность их формы и чистоту поверхности) из кавитационностойких нержавеющих сталей 0Х12НДЛ, 00Х12Н3ДЛ, 10Х18Н3Г3Д2Л, отдельно отливают также ступицу и обод и механически обрабатывают перед сваркой.

Часто обод выполняют сварным из толстого проката и также обрабатывают. После шлифовки поверхностей и обработки стыков лопасти *2* собирают на ступице *1* по заданным $a_{0i}h_i$ и другим заданным размерам (рис. VI.3, *в*), приваривают к ней, а затем к ободу *3*. Ступицу и обод выполняют из нержавеющей стали, иногда ступицу отливают из углеродистой стали. В последнем случае имеет место так называемая гетерогенная сварка разнородных сталей.

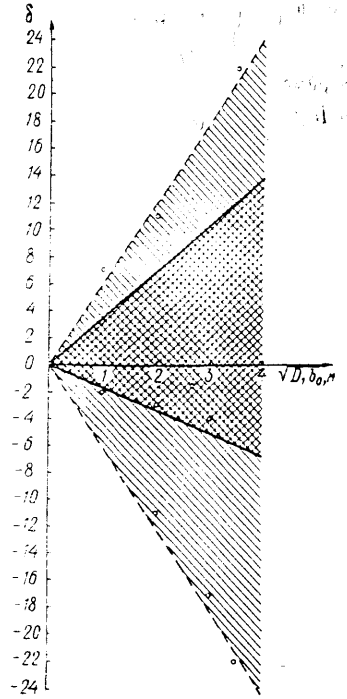

Рис. VI.4. К определению полей допусков в радиально-осевых рабочих колесах

Приварку лопастей обычно производят непосредственно к ступице и ободу (рис. VI.3, *а*), при этом установка лопастей может быть произведена с большой точностью (рис. VI.3, *б*), что является основным преимуществом этого способа, но шов при этом оказывается в месте больших напряжений. Для уменьшения напряжения утолщают сечения лопасти у корня, особенно у выходной кромки, выполняя поверхность с уклоном (сечение *А—А*), а шов варят с галтелями радиусом $r_{гал} \approx 0.01D_1$. В этом случае применяют ручную электросварку или полуавтоматическую сварку в среде углекислого газа.

В некоторых случаях при изготовлении сварных рабочих колес с целью получения высокопрочного соединения применяется электрошлаковая приварка лопасти не непосредственно к ступице, а к пенькам, отлитым на ее поверхности, при этом шов оказывается в зоне, достаточно удаленной от места наибольших напряжений. Но при совмещении лопастей с пеньками их профили часто не совпадают и пеньки приходится подрубать или наплавлять. Кроме того, омываемую поверхность ступицы не удается обработать на станке.

Шероховатость поверхности отлитых отдельно лопастей может достигать класса 5; недостатком таких поверхностей является все же малая точность формы, главным образом из-за деформаций, происходящих в процессе остывания и термообработки. По этим причинам и из экономических соображений переходят к штампованным лопастям.

Сварно-штампованные рабочие колеса в настоящее время являются наиболее перспективными. Для них выполняют плоскую заготовку лопасти из толстого проката нержавеющей стали 0Х12НД или 00Х12Н3Д, которую механически обрабатывают по профилю. В штампе, в горячем состоянии заготовке придают нужный изгиб, после чего производят очистку поверхности и проверку полученной формы, сборку и сварку со ступицей и ободом так же, как в сварнолитом варианте. Новым является разработанный на ЛМЗ метод двойной штамповки [1], при котором вначале плоской заготовке придается горячей штамповкой под прессом нужный изгиб, после чего для получения соответствующих профилю толщин производится механическая обработка и затем — вторичная горячая штамповка для достижения окончательной формы. Применяют лопасти, штампованные из стали 20ГС, которые покрывают листовой нержавеющей сталью марок 1Х18Н9Т или 00Х12Н3Д, приваренной энергией взрыва.

[1] Авт. свид. № 349463.

Применение лопастей из углеродистых сталей позволяет получить значительную экономию нержавеющей стали, но здесь следует учитывать пониженную усталостную прочность углеродистых сталей.

От точности формы лопастей, шероховатости обтекаемых поверхностей и точности выполнения всех размеров рабочего колеса зависят его гидродинами-

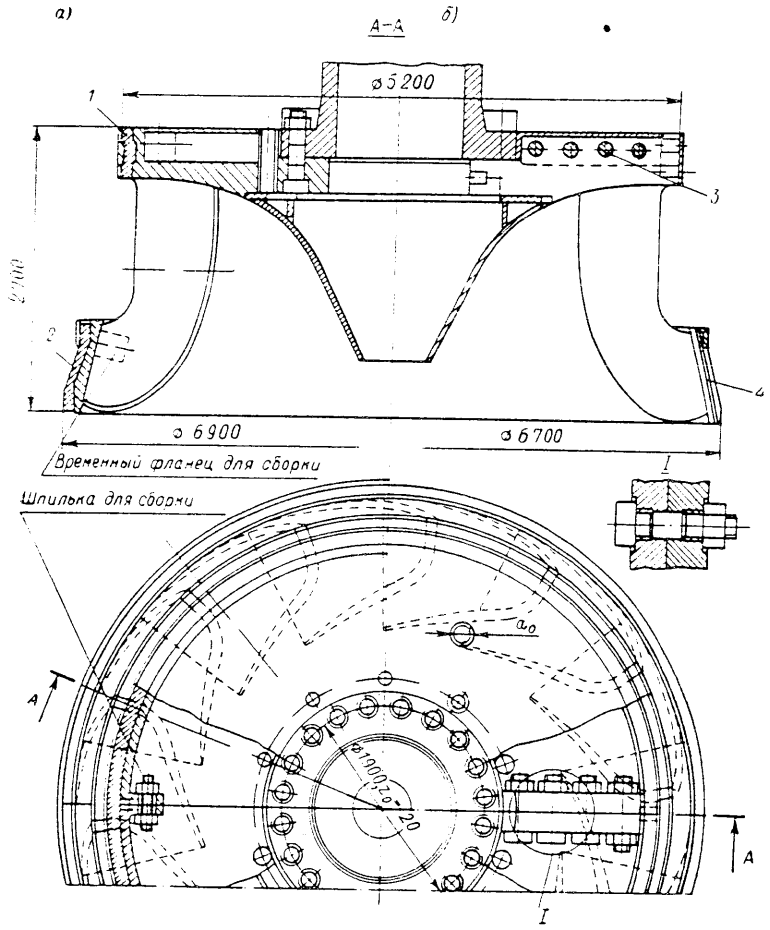

Рис. VI.5. Разъемные радиально-осевые рабочие колеса: *а* — соединение посредством бандажей; *б* — соединение ступицы с помощью болтов и обода — электросварки

ческие качества. Поэтому по ведомственной нормали задаются допуски на расстояния в свету a_0 и шаги $t_{вх}$, $t_{вых}$ по входным и выходным кромкам; на диаметры обода и ступицы $2R_1$, $2R_6$, $2R_7$ и на диаметры по выходным кромкам $2R_2$, $2R_3$, $2R_1$, $2R_7$. Отклонения от этих размеров оказывают существенное влияние на качество рабочего колеса. Как показали результаты анализа статистических данных (в зависимости от $\sqrt{D_1 b_0}$), отклонения располагаются в пределах площади, ограниченной на рис. VI.4 штриховыми линиями. Однако требуемые отклонения, допустимые по данным исследований на моделях и условиям

прочности, следует задавать в пределах площади, ограниченной сплошными линиями (заштрихованной накрест). Требуемая шероховатость поверхности задается по классу *4*. Колеса, имеющие меньший класс шероховатости, легче разрушаются при кавитации и имеют пониженные к. п. д.

Разъемные рабочие колеса (рис. VI.5) применяются в исключительных случаях, для крупных гидротурбин, когда доставка цельного колеса на место монтажа невозможна. Наибольшие трудности при их конструировании представляет обеспечение прочного и надежного соединения частей колес. Осуществляют разъем на две, реже на три части. Обычно для упрощения обработки стыки располагают в меридианных плоскостях. Плоскость разъема нередко пересекает лопасть, которую в этих случаях не режут, а оставляют выступающей в соседнюю часть колеса (рис. VI.5). Наиболее широкое применение нашли две конструкции соединений.

Соединение посредством бандажных колец является наиболее старой конструкцией (рис. VI.5, *а*). Прочность и жесткость соединения достигается в этом случае насадкой кольца *1* на ступицу и кольца *2* на обод в горячем состоянии с достаточным натягом, обеспечивающим нераскрытие стыков при всех режимах работы турбины. Недостатком конструкции является негабаритность самих бандажных колец, а также необходимость применять высокопрочные стали из-за наличия больших натягов и, следовательно, больших напряжений в бандажах.

В современных колесах наибольшее применение нашло соединение ступицы посредством болтов *3*, установленных в ее фланцах, и соединение частей обода посредством сварного шва *4* (рис. VI.5, *б*). Для снятия сварочных напряжений производится отпуск с помощью переносных индукторных нагревателей.

Рабочие колеса ГЭС «Гренд-Кули» (см. табл. I.3) диаметром $D_1 = 9{,}5$ м сваривали и обрабатывали на месте монтажа. Сварные швы в них расположены как в меридианной, так и в горизонтальных плоскостях (штрих-пунктир на рис. VI.5, *а*) и проходят через лопасти.

§ VI.2. Уплотнения рабочих колес

Для уменьшения объемных потерь в турбине потечки через зазоры между ступицей и крышкой турбины и между ободом и нижним кольцом направляющего аппарата должны быть возможно малыми. С этой целью в этих местах предусматриваются уплотнения, величина зазоров в которых должна находиться в пределах $(0{,}0003 \div 0{,}0004)\,D_1$, что представляет определенные трудности.

Отклонения в этих зазорах определяются как в замыкающих звеньях суммой отклонений в размерных цепях ступицы и обода, жестко связанных рабочим колесом. Для обеспечения свободного вращения зазор в уплотнениях должен быть больше возможных отклонений, т. е.

$$\Delta_ш > \delta_{ст} + \delta_{об} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_3' + \delta_4 + \delta_4' + \delta_5 + \delta_5' + \\ + \Delta_{min} + \delta_6 + \delta_6' + \delta_7 + \delta_8, \qquad (VI.1)$$

где соответственно δ_1, δ_2 — отклонения диаметра вала и диаметра отверстия в подшипнике; δ_3 и δ_3' — бой ступицы и обода относительно оси вала; δ_4 и δ_4' — отклонения в посадках верхнего и нижнего вращающихся колец; δ_5 и δ_5' — то же в посадках неподвижных колец; δ_6 и δ_6' — то же в посадках неподвижных колец относительно оси турбины; δ_7 — отклонение в посадке вкладыша в корпусе подшипника; δ_8 — отклонение корпуса подшипника относительно оси вала; Δ_{min} — минимальный зазор в подшипнике.

Уменьшить сумму отклонений в формуле (VI.1) можно, если ввести свободное центрирование верхнего и нижнего наружных колец уплотнений и корпуса подшипника в процессе сборки и таким образом практически устранить наиболь-

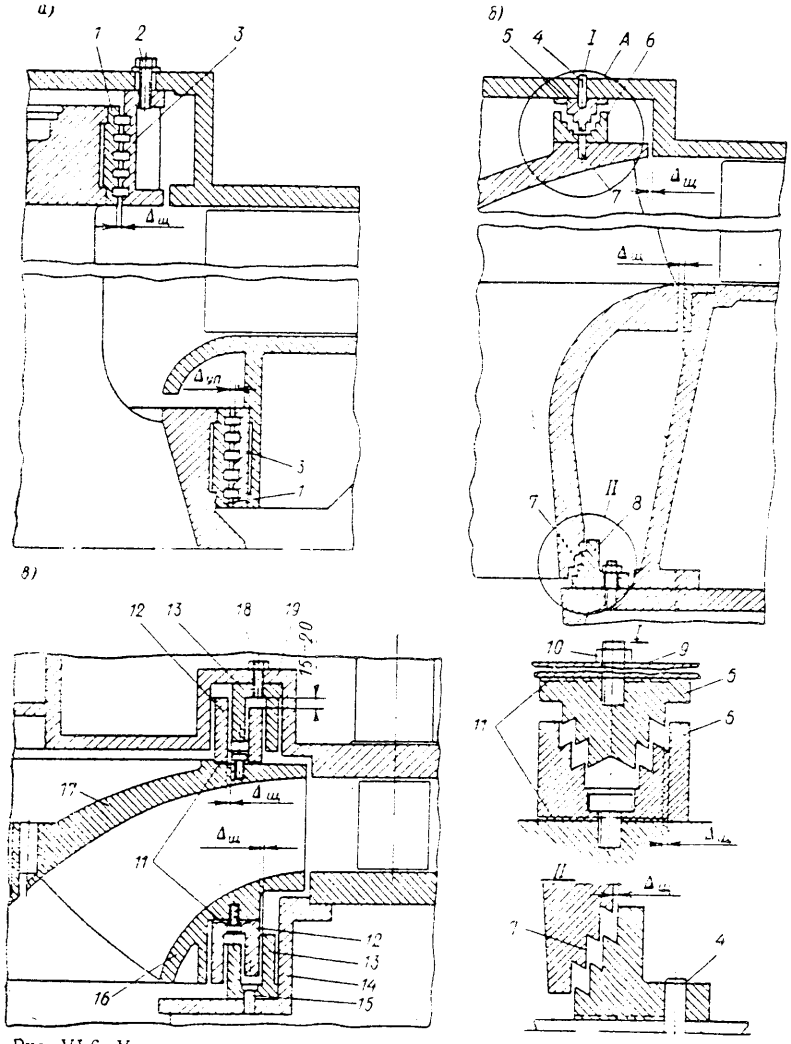

Рис. VI.6. Уплотнения радиально-осевых рабочих колес: *а* — уплотнения обода щелевого типа с канавками; *б* — елочные уплотнения; *в* — П-образные гребенчатые уплотнения

шие отклонения δ_6', δ_6', δ_7 и δ_8, из которых три первых сами представляют суммы отклонений и связаны с деталями, центрирующимися по осям лопаток направляющего аппарата. Отклонения δ_4 и δ_4' можно устранить, обрабатывая рабочее колесо совместно с кольцами или не применяя съемных колец (см. рис. II.11). При центрировании наружных колец уплотнений их устанавливают так, чтобы зазор по окружности был одинаковым, и закрепляют в этом положении болтами и штифтами.

Конструкции уплотнений весьма разнообразны (рис. VI.6). В них кроме малых зазоров, с целью уменьшения протечек предусматривают достаточно большую длину щели или ее многократные расширения, которые увеличивают общее сопротивление уплотнения и снижают объемные потери. С другой стороны, при увеличении поверхности вращающихся колец уплотнений растут дисковые потери на трение о воду.

Щелевые уплотнения (рис. VI.6, *а*) конструктивно просты и являются наиболее распространенными. Состоят они из концентрично расположенных вращающихся колец *1* и неподвижных *3* и выполняются либо с гладкими стенками, либо с расположенными одна против другой внутри щели канавками. В них поток, многократно расширяясь, теряет скорость и кинетическую энергию, а поступая из расширений в щели, теряет энергию на увеличение скорости. В результате этого увеличивается общий коэффициент сопротивления щели. Кольца щелевых уплотнений выполняют цилиндрическими и, если это требуется, с фланцами из стальных листов МСт3. Заготовки колец состоят из секторов, которые сваривают по стыкам и механически обрабатывают. Неподвижные кольца крепят болтами *2* и штифтами *4*, иногда приваривают к основным деталям: вращающиеся кольца также крепят к ступице и ободу или их части устанавливают в выточках и сваривают по стыкам непосредственно на рабочем колесе. Центрирование наружных колец по вращающимся производится путем перемещения их в пределах зазоров, предусмотренных в отверстиях для болтов, после чего кольца фиксируют штифтами.

Елочные уплотнения (рис. VI.6, *б*) в последнее время находят широкое применение. Они подобны уплотнениям с канавками и состоят из неподвижного кольца *5* или *8* и вращающегося *6*, закрепленного или выточенного непосредственно на рабочем колесе *7*. Длина щелей в этих уплотнениях мала. Сопротивление потоку они оказывают вследствие многократных расширений на выходе и сужений на входе в короткую щель, благодаря чему их общий коэффициент сопротивления близок к коэффициенту сопротивления уплотнений с канавками. Они менее опасны в отношении возможного задира при соприкасании и сухом трении, в них зазор задают минимальным, близким к нижнему пределу $\Delta_щ$, так как считают, что при малой площади касания их кромки приработаются. Достоинством их является также компактность. Неподвижное кольцо елочного уплотнения центрируется также за счет зазоров, предусмотренных в отверстиях под шпильки *9*, затянутые гайками *10*. Фиксируют кольца штифтами *4*. Выполняются кольца уплотнений литыми из стали 20ГСЛ или толстого проката из стали МСт3. Недостатком елочных уплотнений является их быстрый износ в воде, содержащей твердые абразивные взвешенные частицы.

Гребенчатые уплотнения более стойки при износе и применяются в высоконапорных радиально-осевых турбинах (см. рис. II.13). В них можно значительно увеличить длину щелей и за счет этого повысить сопротивление протечкам, но вследствие увеличения поверхности дисковые потери здесь оказываются больше, чем в других типах уплотнений. Число гребней назначают от двух до четырех. В последнее время находят применение уплотнения с двумя гребнями (рис. VI.6, *в*). Неподвижные *13* и вращающиеся *12* кольца имеют П-образную форму. Их отливают из стали 20ГСЛ. Там, где турбины работают на воде, содержащей большое количество твердых взвешенных частиц с достаточно крупными фракциями (больше 0,1 мм), кольца выполняют из стали 10Х18Н3Г3Д2Л или 15Г2ВЛ. Мероприятия по борьбе с износом в высоконапорных турбинах описаны в работе [37].

П-образные кольца *12* уплотнений устанавливают на ступице *17* и ободе *16* по возможности ближе к центру на одинаковом диаметре, что позволяет уравновесить давление на наружной части поверхности ступицы противоположно

направленным давлением на ободе и тем самым уменьшить осевую силу. Иногда используют также елочные уплотнения. Неподвижные кольца *13* устанавливают на крышке *19* турбины и камере *14* рабочего колеса. Укрепляют кольца болтами *18*, винтами *15* и штифтами. На установочных поверхностях колец выполняют радиально направленные канавки *11*, разгружающие кольца от давления проникающей под них воды. Гребни уплотнений иногда выполняют с нарезкой на одном из сопряженных колец, что предохраняет их от заедания при случайном касании. Над гребнями уплотнений обязательно оставляют зазор 15—20 мм, необходимый при резком торможении, пуске после длительной остановки и ремонте подшипников и пяты агрегата, когда ротор, а следовательно, и рабочее колесо поднимаются на тормозах генератора примерно на 10 мм.

Уплотнения устанавливают и на рабочем колесе диагональной турбины с целью уменьшения нагрузки на корпус сверху (см. рис. II.17). С этой же целью из пространства над рабочим колесом воду отводят по специальным трубам в нижний бьеф.

§ VI.3. Расчет потерь в уплотнениях рабочего колеса

Потери в уплотнениях можно выразить как потери мощности

$$\Delta N = \Delta N_q + \Delta N_{тр} = 9{,}81\,\Delta QH + M_{тр}\omega, \qquad (VI.2)$$

где ΔQ — объемные потери или протечки через уплотнения; $M_{тр}$ — момент трения поверхностей уплотнений о воду; H — напор; ω — угловая скорость вращения.

В относительных величинах

$$\eta_{уп} = \frac{N - \Delta N}{N} = [9{,}81QH - (9{,}81\,\Delta QH + M_{тр}\omega)]\,(9{,}81QH) = \eta_q - \eta_m'', \qquad (VI.3)$$

где $\eta_q = (Q - \Delta Q)/Q$ — объемный к. п. д. уплотнения; $\eta_m'' = (N - M_{тр}\omega)/N$ — механический к. п. д. уплотнения вследствие трения о воду.

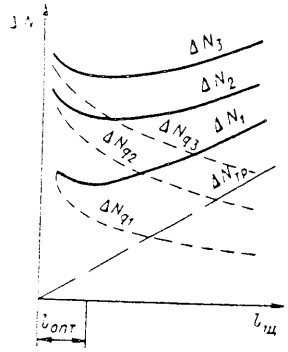

Рис. VI.7. Зависимость потерь мощности и объемных потерь от длины щели и зазоров

С увеличением длины щели в уплотнениях объемные потери уменьшаются, а механические растут, так как пропорционально длине щели увеличивается общая поверхность уплотнения. Таким образом, сумма потерь в уплотнении имеет минимальное значение при определенной оптимальной длине открытого периметра вращающегося кольца $l_{щ.\,опт}$. Эту длину можно определить графически (рис. VI.7), если выразить в зависимости от этой длины объемные потери $\Delta N_q = f_q(l_щ)$ при разных значениях $\Delta_щ$ и потери на трение $\Delta N_{тр} = f_{тр}(l_щ)$ и, отложив их в координатах ΔN и $l_щ$, нанести кривую их суммы, а по ее минимуму определить значение $l_{щ.\,опт}$.

Потери мощности, связанные с протечками через уплотнения и отверстия в ступице $\Delta N_{q\,ст}$ и через уплотнения обода $\Delta N_{q\,об}$, определяют отдельно; общие потери равны сумме

$$\Delta N_q = \Delta N_{q\,ст} + \Delta N_{q\,об}. \qquad (VI.4)$$

Расчет протечек в уплотнениях и отверстиях ступицы выполняется в соответствии с трассой протечек и диаграммой изменения напоров над ней, пред-

ставленных на рис. VI.8. При наличии разгрузочных отверстий уменьшается сила давления на ступицу, которая будет тем меньше, чем больше их диаметр, однако при этом увеличиваются объемные потери.

Напор или энергия, теряемая потоком над ступицей, определяется как разность энергий на входе (точка *1*) и выходе (точка *4*)

$$\Delta H = H_1 - H_4 = [p_1/(\rho g) + v_1^2/(2g) + z_1] - [p_4/(\rho g) + v_4^2/(2g) + z_4], \quad (VI.5)$$

где соответственно на входе (точка *1*) и выходе (точка *4*) проточного тракта H_1 и H_4 — напоры; p_1 и p_4 — давления; v_1 и v_4 — скорости течения; z_1 и z_4 — отметки над условным уровнем.

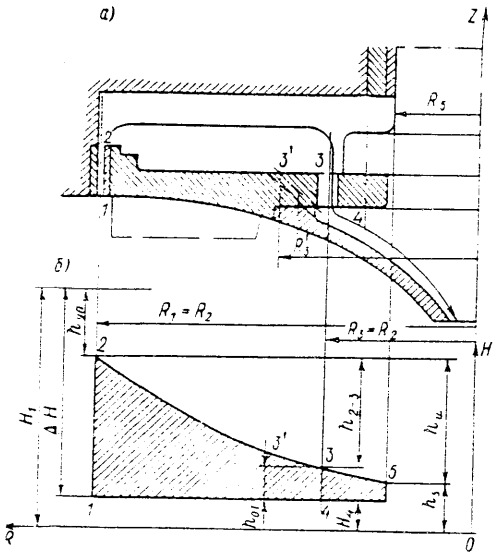

Рис. VI.8. К расчету уплотнений радиально-осевого рабочего колеса: *а* — трасса протечек; *б* — эпюра давлений

Напор на входе в точке *1* определяется из уравнения

$$H_1 = H_{стат\,1} = v_1^2/(2g), \quad (VI.6)$$

где $H_{стат\,1}$ — статический напор; $v_1 = \sqrt{v_{u1}^2 + v_{m1}^2}$ — абсолютная скорость на входе; $v_{u1} = \eta g H_1/u_1$ — окружная составляющая скорости, обычно определяется из основного уравнения турбины при нормальном выходе из рабочего колеса, т. е. при $v_{u\,вых} = 0$; η — к. п. д. турбины; $u_1 = R_1 \pi n/30$ — окружная скорость; R_1 — радиус на входе; $v_{m1} = Q/(\pi D_1 b_0)$ — расходная составляющая скорости в меридиональном направлении (Q — расход через турбину).

Напор на выходе из разгрузочных отверстий в точке *4* при $z_1 = z_4$ равен

$$H_4 = p_{ат}/(\rho g) - v_4^2/(2g) - [H_s - (z_{н.\,а} - z_4)], \quad (VI.7)$$

где $p_{ат}$ — атмосферное давление; $v_4 = 4Q/(\pi D_{вых}^2)$ — абсолютная скорость при нормальном выходе $v_4 = v_{z4}$; H_s — высота отсасывания; $z_{н.\,а}$ — отметка, от которой отсчитывается H_s (в большинстве случаев можно считать $z_{н.\,а} - z_4 \approx 0$).

По трассе протечек напор затрачивается на преодоление сопротивлений в уплотнения $h_{уп}$ и в разгрузочных отверстиях $h_{от}$, на преодоление противодавления, создаваемого центробежными силами, между точками *2* и *3* в пространстве над ступицей h_{2-3}. Суммарные потери напора над ступицей

$$\Delta H = h_{уп} + h_{от} + h_{2-3}. \quad (VI.8)$$

Потери напора в уплотнениях и отверстиях [53] определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{уп} = \zeta_{уп} v_{уп}^2/(2g), \quad (VI.9)$$

$$h_{от} = \zeta_{от} v_{от}^2/(2g). \quad (VI.10)$$

Суммарный коэффициент сопротивления потоку в уплотнениях

$$\zeta_{уп} = \zeta_{вн.\,с} + \zeta_{щ} + \zeta_{кан} + (\zeta'_{вн.\,с} + \zeta'_{вн.\,р}) + \zeta_{вн.\,р}. \quad (VI.11)$$

Здесь $\zeta_{вн.\,с} = 0{,}5\,(1 - n_{вх})$ — коэффициент потерь напора при внезапном сужении потока на входе в уплотнение (формула Идельчика); $n_{вх} = F_{щ}/F_{вх}$ — коэффициент стеснения; $F_{щ} = 2\pi\,\Delta R_1$ — площадь сечения щели уплотнения; $F_{вх}$ — площадь сечения перед входом в щель; $\zeta_{щ} = \lambda l_{щ}/(2\,\Delta_{щ})$ — коэффициент потерь внутри щели; $\lambda = 0{,}315/\mathrm{Re}^{0,25}$ — коэффициент сопротивления по длине (формула Блязиуса); $l_{щ}$ — суммарная длина щели; $2\Delta_{щ} = \rho$ — гидравлический радиус щели; $\mathrm{Re} = v_{уп} R_1/\nu$ — число Рейнольдса; $v_{уп} = \Delta Q_{ст}/F_{щ}$ — средняя скорость течения воды в щели; $\Delta Q_{ст}$ — протечки по трассе ступицы; ν — кинематический коэффициент вязкости, $\nu = 10^{-6}$ м²/с для воды при $t = 20°$ С; $\zeta_{вн.\,р} = (1 - n_{вых})^2$ — коэффициент потерь при внезапном расширении на выходе из уплотнения (формула Борда); $n_{вых} = F_{щ}/F_{вых}$ — коэффициент расширения; $F_{вых}$ — площадь сечения на выходе из щели; $z_{кан}$ — число канавок; $\zeta'_{вн.\,р}$ и $\zeta'_{вн.\,с}$ — коэффициенты внезапного расширения и сужения в полостях, образованных канавками определяются аналогично $\zeta_{вн.\,с}$ и $\zeta_{вн.\,р}$.

При входе в щель из полости перед рабочим колесом и на выходе из щели в полость над ступицей $n_{вх}$ и $n_{вых}$ малы и $\zeta_{вн.\,с} + \zeta_{вн.\,р} = 0{,}45 + 0{,}95 = 1{,}4$; при входе в щель и выходе из щели в полостях канавок $n_{вх}/n_{вых} \approx 10$ и $\zeta'_{вн.\,с} + \zeta'_{вн.\,р} = 0{,}4 + 0{,}8 = 1{,}2$. Подставив эти значения в (VI.11), получим

$$\zeta_{уп} = \lambda l_{щ}/(2\Delta_{щ}) + 1{,}4 + 1{,}2 z_{кан}. \quad (VI.12)$$

Коэффициент сопротивления потоку в разгрузочных отверстиях определяют аналогично $\zeta_{уп}$ по формуле

$$\zeta_{от} = \lambda l_{щ}/d_{от} + 1{,}4, \quad (VI.13)$$

где $\lambda = 0{,}315/\mathrm{Re}_{от}^{0,25}$; $\mathrm{Re}_{от} = v_{от} r_{от}/\nu$; $v_{от} = \Delta Q_{ст}/F_{от}$; $F_{от} = \pi d_{от}^2 z_{от}/4$; $z_{от}$ — число отверстий; $\Delta Q_{ст}$ — расход через ступицу.

Потери напора над ступицей определяются из уравнения, выражающего изменение напора во вращающемся объеме воды по параболическому закону [53]

$$h_{2-3} = (u_2^2 - u_3^2)/(8g) = \omega\,(R_1^2 - R_3^2)/(8g), \quad (VI.14)$$

где $u_2/2 = \pi R_1 \omega = \pi^2 R_1 n/30$ и $u_3/2 = \pi^2 R_3 n/30$ — окружные средние скорости вращения воды в полости над рабочим колесом, принятые равными половине окружной скорости вращения ступицы в предположении, что фактические скорости во вращающемся объеме изменяются по линейному закону от 0 до $u_{ст}$.

Иногда разгрузочные отверстия выполняют наклонными, что позволяет расширить фланец вала, но усложняет обработку. В этом случае сумму потерь напора от вращения объема воды над ступицей и в отверстиях определяют как $h_{2-4} = h_{2-3'} + h_{3'-4}$, где $h_{2-3'}$ определяется по (VI.14), а $h_{3'-4} = \omega\,[(R_3')^2 - R_4^2]/(2g)$, так как окружные скорости воды в отверстиях $u_i = u_{ст\,i} = \omega R_i$ равны окружным скоростям колеса.

Расход или протечки через уплотнения определяется так же, как в сложном трубопроводе с последовательно расположенными местными и пространственными сопротивлениями [53], по формуле

$$\Delta Q_{ст} = \sqrt{2g\,(\Delta H - h_{2-3}) \Big/ \sum_1^n \mu_i^2 F_i^2}, \quad (VI.15)$$

где $\mu_i = 1/\sqrt{\zeta_i}$ — коэффициент расхода; F_i — площадь расчетного сечения в канале, для которого определяется μ_i,

$$\sum_1^n \mu_i^2 F_i^2 = F_{уп}^2/\zeta_{уп} + z_{от} F_{от}^2/\zeta_{от}, \quad (VI.16)$$

где $\zeta_{уп}$ и $\zeta_{от}$ определяют по (VI.12) и (VI.13); задавая в первом приближении $\lambda = 0{,}03$ и затем определяя $\Delta Q_{ст}$, уточняют его значение в двух последова-

тельных приближениях; для уплотнений, где потери по длине относительно малы, уточнений не делают.

При наличии разгрузочных труб, выполняющих роль отверстий и сообщающихся с нижним бьефом, напор, срабатываемый в уплотнениях определяется из (VI.5) как $\Delta H_{р.т} = H_1$, так как $H_4 = 0$; выражение (VI.16) будет иметь вид

$$\sum_{1}^{n} \mu_i F_i^2 = F_{уп}^2/\zeta_{уп} + z_{трб} F_{трб}^2/\zeta_{трб}. \qquad (VI.17)$$

Здесь $F_{трб} = \pi d_{трб}^2/4$ — площадь сечения разгрузочных труб; $z_{трб}$ — число труб; $\zeta_{трб}$ — коэффициент сопротивления трубы, определяется как сумма сопротивлений

$$\zeta_{трб} = \zeta'_{трб} + \sum_{1}^{f} \zeta_{кол} + \sum_{1}^{k} \zeta_{здв} + 1{,}5, \qquad (VI.18)$$

где $\zeta_{трб}$ — коэффициент сопротивления трубы по длине; $\zeta_{кол}$ и $\zeta_{здв}$ — коэффициенты сопротивления колена и задвижки, определяются по справочнику [53]; f — число колен; k — число задвижек; 1,4 — коэффициент сопротивления на входе и выходе трубы. В случаях (встречающихся сравнительно редко), когда применяются и разгрузочные трубы, и отверстия при разных $\Delta H_{р.т}$ и ΔH расчет значительно усложняется и требует применения специальных методов.

Потери на трение о воду, или на так называемое дисковое трение, в уплотнениях гидротурбин при сопоставлении конструкций уплотнений определяют расчетным путем. Методика расчета потерь на плоских поверхностях уплотнений основана на аналогии с потерями на трение вращающегося в воде диска, которые приведены Л. Г. Лойцянским в работе [32]. Момент трения для одной стороны такого диска, неровности на поверхности которого не превышают толщины ламинарного подслоя, определяются выражением

$$M_{тр\,1} = C_f \rho r_2^5 \omega^2, \qquad (VI.19)$$

где r_2 — наружный радиус диска; ρ — плотность жидкости; C_f — коэффициент трения при турбулентном режиме, который приближенно можно считать постоянным, соответствующим $Re = 7 \cdot 10^6$,

$$C_f = 0{,}0465 \sqrt[5]{Re}. \qquad (VI.20)$$

Тогда для воды при $t = 20°$ С, $\nu = 10^{-6}$ м²/с и $C_f = 0{,}0232$ мощность трения (в кВт)

$$\Delta N_{тр\,1} = M_{тр\,1}\omega/102 = 0{,}0098 C_f \rho R_{нр}^5 \omega^3, \qquad (VI.21)$$

где $R_{нр}$ — наружный радиус плоской поверхности уплотнения; $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость.

Для цилиндрических поверхностей А. А. Ломакин [33] в разработанной им методике рекомендует выражение для определения момента трения, вызванного касательными напряжениями, возникающими на поверхности вращающейся стенки,

$$M_{тр\,2} = \tau_0 l_щ 2\pi R_1^2. \qquad (VI.22)$$

Здесь $\tau_0 = \lambda \rho u^2/8$ (где $u = \omega r/2$).

Подставляя это значение в (VI.22), получаем

$$M_{тр\,2} = 0{,}06 \rho l_щ \omega^2 R_1^4/\sqrt[4]{Re}; \quad \Delta N_{тр\,2} = M_{тр\,2}\omega, \qquad (VI.23)$$

где λ — коэффициент сопротивления по длине принят по Блязиусу.

Мощность трения в одном уплотнении и суммарная мощность потерь на трение соответственно определяются из выражений

$$\Delta N_{тр} = \Delta N_{тр\,1} + \Delta N_{тр\,2}; \quad \Delta N_{тр.сум} = \Delta N_{тр.ст} + \Delta N_{тр.об}, \qquad (VI.24)$$

где $\Delta N_{тр.ст} = (\Delta N_{тр\,1} + \Delta N_{тр\,2})_{ст}$; $\Delta N_{тр.об} = (\Delta N_{тр\,1} + \Delta N_{тр\,2})_{об}$ — соответственно потери на трение о воду в уплотнения ступицы и обода; $\Delta N_{тр\,1}$ и $\Delta N_{тр\,2}$ определяются по (VI.21) и (VI.23).

Давление над ступицей изменяется по параболе и на заданном радиусе определяется как

$$p_{ст} = \rho g (\Delta H - h_{уп} - h_{1-i}), \qquad (VI.25)$$

где $h_{1-i} = \omega R_i^2/(8g)$ — напор на окружности радиуса R_i.

Сила гидравлического давления на ступицу определяется интегрированием действующих на ее поверхность элементарных сил давления

$$P_{z\,ст} = \int_{R_5}^{R_1} \rho g h(r)\, 2\pi \cdot r\, dr, \qquad (VI.26)$$

где

$$h(r) = h_5 - h_u(r) = h_5 - \omega(r^2 - R_5^2)/(8g) — \qquad (VI.27)$$

напор над ступицей при $R_1 = R_2$; $h_5 = \Delta H - h_{уп} - h_{2-5}$ — напор у вала на радиусе R_5; $h_{1-5} = h_{2-5} = \omega(R_1^2 - R_5^2)/(8g)$ — напор параболоида над ступицей; r — текущий радиус; $R_5 = r_в$ — наименьший радиус над ступицей; $r_в$ — радиус вала.

Подставив (VI.27) в (VI.26) и проинтегрировав, получим

$$P_{z\,ст} = 2\pi\rho g \left[h_5 \int_{R_5}^{R_1} r\,dr - \omega/(8g) \int_{R_5}^{R_1} r^3\,dr - R_5^2 \omega/(8g) \int_{R_5}^{R_1} r\,dr \right] =$$

$$= 2\pi\rho g \{ h_5 (R_1^2 - R_5^2)/2 - [\omega/(8g)] [(R_1^4 - R_5^4)/4 - R_5^2 (R_1^2 - R_5^2)/2] \} =$$

$$= \rho g F_{ст} \left[h_5 - \frac{\omega}{8g} (R_1^2 - R_5^2)/2 \right] = \rho g F_{ст} (h_1 + h_5)/2, \qquad (VI.28)$$

где $F_{ст} = \pi (R_1^2 - R_5^2)$ — площадь ступицы; $h_1 = \Delta H - h_{уп}$ — напор на радиусе R_1; $h_{уп}$ определяется по (VI.9).

Сила осевого гидравлического давления на ступицу входит как слагаемое в осевую силу, действующую на рабочем колесе,

$$P_{z\,гид} = P_{z\,ст} + P_{z\,об} + zP_{z1},$$

где $P_{z\,об}$ — осевая составляющая гидравлической силы, действующей на обод; R_{z1} — осевая составляющая гидравлической силы, действующей на лопасть; z — число лопастей.

Силы $P_{z\,об}$ и P_{z1} теоретическим путем определяются недостаточно точно, поэтому обычно $P_{z\,гид}$ находят по (III.61) на основании экспериментальных данных. Давление на крышку турбины, необходимое для расчета крышки на прочность, вычисляют по формуле

$$p_{крш} = P_{z\,ст}/[\pi (R_1^2 - r_в^2)], \qquad (VI.29)$$

которое равнозначно среднему давлению, определяемому по (VI.25).

В некоторых гидротурбинах применяется разгрузочное устройство посредством которого можно уменьшить силу $P_{z\,гид}$ на 10—15%. Оно рассмотрено, в работе [29]. Однако, как показал М. М. Орахелашвили, впервые давший его анализ в отечественной печати [38], такому устройству свойственны суще-

ственные недостатки: увеличение протечек через ступицу, дополнительные потери мощности, возможность возникновения разрыва сплошности и, главное, отсутствие разгружающего эффекта в наиболее трудные для пяты агрегата периоды пуска и остановки агрегата. В современных конструкциях это устройство не применяют.

Расчет уплотнений и осевой силы на ступице выполняется в приведенной ниже примерной последовательности.

1. Строят схему уплотнений и предварительно задают геометрические размеры уплотнений, отверстий и определяют площади сечений их щелей.

2. Определяют абсолютные скорости перед и за рабочим колесом и их составляющие; по (VI.6), (VI.7) находят напоры перед входом в уплотнения ступицы и обода и на выходе из них, а по (VI.5) — напор, сработанный над ступицей.

3. Определяют по (VI.12) коэффициент потерь в уплотнениях ступицы и обода, по (VI.13) — коэффициент потерь в отверстиях ступиц по (VI.14) — напор над ступицей, по (VI.9) — напор, сработанный в уплотнениях, и по (VI.10) — сработанный в отверстиях; по (VI.8) проверяют напор, сработанный над ступицей.

4. В соответствии с (VI.16) подсчитывают коэффициенты расхода в уплотнениях и отверстиях, а по (VI.15) — расход и скорости течения через ступицу и обод. Если нужно, по полученным значениям скоростей уточняют величину λ и повторяют расчет.

5. Определяют по (VI.28) осевую гидравлическую силу, действующую на ступицу, по (VI.29) и (VI.25) — давление на крышку турбины и на окружности произвольного радиуса над ступицей.

6. Определяют по (VI.20) $C_{\text{ф}}$ и в соответствии с (VI.22) τ_0; по (VI.21) — $\Delta N_{\text{тр}\,1}$ и по (VI.23) — $\Delta N_{\text{тр}\,2}$, по (VI.24) — мощность, потерянную на трение о воду в уплотнениях обода и ступицы, а по (VI.2) — суммарные потери мощности в уплотнениях.

При проектировании новых конструкций уплотнения для четырех-пяти значений длины щели $l_{\text{щ}}$ и зазоров $\Delta_{\text{щ}}$ определяют расходы и потери мощности, строят график аналогично рис. VI.7 и по минимуму потерь выбирают длину щели.

§ VI.4. Расчет рабочего колеса на прочность

Расчет радиально-осевого рабочего колеса вследствие его сложной конфигурации и сложного характера распределения действующих сил представляет большие трудности. Методы расчета зависят от типов рабочих колес. Быстроходные рабочие колеса рассчитывают как систему заделанных по концам кривых стержней, имитирующих лопасти [46]. Расчет запрограммирован на ЭВМ и в таком виде может быть использован. В нем не учитывается изменение формы сечений в процессе нагружения, и это не позволяет найти наибольшие напряжения в заделке. Задача сводится к определению напряжений в любом сечении лопасти в виде

$$\sigma = M_r(J_r r) - M_y/(J_y y) + P_{\text{раст}}/F_i,$$

где M_r и M_y; J_r и J_y — изгибающие моменты и моменты инерции в сечении лопасти, относительно OX и OY; r и y — координаты расчетной точки; $P_{\text{раст}}$ — нормальная растягивающая сила в сечении; F_i — площадь сечения.

Моменты и силы в лопастях определяют как в стержнях, имеющих геометрические характеристики лопасти, а обод заменяют многогранником из стержней. Применение метода не освобождает от тензометрических испытаний, необходимых для определения максимальных напряжений, которые иногда

в два раза превышают средние. Достаточно достоверными получаются значения деформаций, определяющих собственные частоты колебаний, что позволяет оценить динамическую прочность колеса.

Расчет на прочность тихоходных рабочих колес, обод и ступицу которых можно рассматривать как диски с криволинейными образующими, а короткие лопасти — как оболочки, ведется аналогично расчету, разработанному В. Ф. Рисом для рабочих колес компрессоров и лопастных насосов [29].

Представленными выше методами рассчитывают конструкции новых типов рабочих колес. Кроме того, при проектировании используют аналоги, близкие по форме и условиям эксплуатации к новым типам. Это помогает выбрать размеры проектируемых колес. Вообще при использовании аналогов для близких условий эксплуатации можно быть уверенным в надежности конструкции, но нельзя получить данные о равнопрочности и запасах прочности.

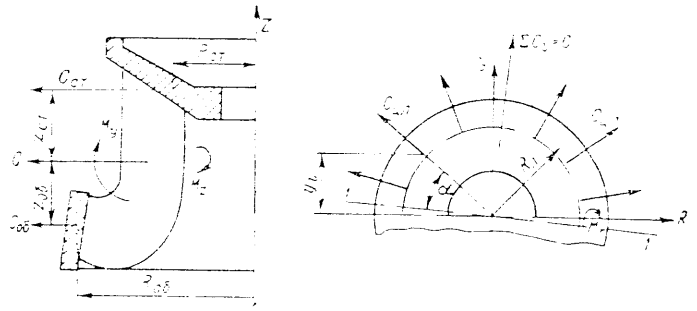

Рис. VI.9. К расчету рабочего колеса на прочность под действием центробежных сил

При увеличении размеров для обеспечения динамической прочности необходимо соблюдать как геометрическое подобие, так и критерии динамического подобия сил. Наиболее достоверные данные можно получить при испытании на прочность рабочих колес на действующих моделях и особенно на натурных гидротурбинах, работающих на ГЭС.

Проверка обода и ступицы на разрыв под действием центробежных сил (рис. VI.9) производят при нормальной и разгонной частотах вращения, полагая движение в каждый момент установившимся, систему уравновешенной и приравнивая массовые силы к внешним силам. Напряжения в сечении $I—I$ определяют по формулам:

$$\sigma_{\text{р.ст}} = C_{\text{ст}}/F_{\text{ст}}; \quad \sigma_{\text{р.об}} = C_{\text{об}}/F_{\text{об}}, \qquad \text{(VI.30)}$$

где $C_{\text{ст}}$ и $C_{\text{об}}$ — центробежные силы, развиваемые массой половины колеса и приложенные соответственно к ступице и ободу.

Центробежная сила, действующая на половину колеса,

$$C_{\text{р.к}} = m_{\text{р.к}} R_{\text{ц.т}2}\omega^2/2 = m_{\text{р.к}} R_{\text{ц.т}2}\pi^2 n^2/1800, \qquad \text{(VI.31)}$$

где $m_{\text{р.к}}$ — масса рабочего колеса; n — частота вращения, об/мин; $R_{\text{ц.т}2}$ — радиус центра тяжести половины рабочего колеса.

Эта сила из условий квазистатического равновесия распределяется между ступицей и ободом обратно пропорционально расстояниям по оси z от центра тяжести колеса до центров тяжести этих элементов. Эти условия можно записать так:

$$C_{\text{р.к}} = C_{\text{об}} + C_{\text{ст}}; \quad C_{\text{об}} z_{\text{об}} = C_{\text{ст}} z_{\text{ст}}.$$

Решив эти уравнения совместно, получим

$$C_{об} = C_{р.к} z_{ст} (z_{ст} - z_{об}); \quad C_{ст} = C_{р.к} z_{об} (z_{ст} - z_{об}), \qquad (VI.32)$$

где центробежные силы определяются при n и $n_{р.т}$ по (V.17), а радиус центра тяжести половины колеса по формуле

$$R_{ц.т} = \left(m_{об} R_{об} + m_{ст} R_{ст} + \sum_{1}^{z} m_л y_{лi} \right) \Big/ m_{р.к}, \qquad (VI.33)$$

где $m_{об}$ и $m_{ст}$ — соответственно массы обода и ступицы; $R_{об}$ и $R_{ст}$ — расстояния от меридианной расчетной плоскости сечения до центров тяжести половин этих элементов; $y_{лi} = R_л \sin\alpha$ — то же до центров тяжести лопастей; $m_л$ — масса лопасти; $R_л$ — радиус центра тяжести лопасти; α — угол между расчетной плоскостью и радиусом, проведенным к центру тяжести данной лопасти; z — число лопастей.

Напряжения определяют из формул, полученных после подстановки (VI.32) в (VI.30) при значениях $C_{р.к}$, соответствующих как нормальной, так и разгонной частоте вращения:

$$\sigma_{р.ст} = C_{р.к} z_{ст} [(z_{ст} + z_{об}) F_{ст}]; \quad \sigma_{р.об} = C_{р.к} z_{об} (z_{ст} - z_{об}), \qquad (VI.34)$$

где $F_{ст}$ и $F_{об}$ — соответственно площади расчетных сечений ступицы и обода.

Напряжения в ободе и ступице разъемного рабочего колеса определяют по (VI.34).

Напряжения в болтах ступицы разъемного колеса находят по формуле

$$\sigma_{р.б} = C_{ст} z_б F'_б = 4C_{ст} [z_б^2 (d'_б)^2 \pi], \qquad (VI.35)$$

где $z_б$ — число болтов; $F'_б = \pi (d'_б)^2 / 4$ — площадь болта в сечении, ослабленном резьбой; $d'_б$ — внутренний диаметр резьбы.

Напряжения в затянутых болтах

$$\sigma_{р.б.сум} = \sigma_{зат} + \chi \sigma_{р.б}, \qquad (VI.36)$$

где χ — определяются по (III.40), (III.41) и (III.42).

Важным условием является условие нераскрытия стыков вплоть до разгонной частоты, при этом напряжение затяга определяется из формулы

$$\sigma_{зат} \geqslant \sigma_{р.б} (1 - \chi) = 4C_{ст} (1 - \chi) (z_б^2 \pi d_б^2), \qquad (VI.37)$$

откуда можно определить предельное значение центробежной силы, действующей на ступице,

$$C_{ст.пред} = \sigma_{зат} z_б \pi d_б^2 \ (1 - \chi). \qquad (VI.38)$$

Глава VII

ВАЛЫ ГИДРОТУРБИН

§ VII.1. Конструкции валов

Вал гидроагрегата передает вращающий момент от рабочего колеса турбины ротору генератора и осевую силу на пяту агрегата. Основные размерные характеристики вала: диаметр вала $d_в$, диаметр фланцев $d_{фл}$, диаметр отверстия вала $d_{от}$, длина вала $l_в$ — определяют условия и возможность его производства. Выбор способа изготовления заготовок (формообразования) вала имеет большое экономическое значение, так как стоимость вала существенно влияет на стоимость агрегата. Конструкция вала зависит от системы турбины, ее установки, конструкции рабочего колеса и подшипника.

Длина вала агрегата определяется высотой установки генератора над турбиной, а его диаметр — мощностью агрегата и отношением диаметра отверстия к диаметру вала $K_{от} = d_{от}/d_в$.

Валы агрегатов большой длины, состоящие из трех частей: валов турбины, промежуточного и вала генератора (к турбине относятся первые два), в настоящее время изготовляют редко. Выполняют их коваными, длина каждой части составляет 4—6 м.

Широкое применение нашли валы агрегатов, состоящие из вала турбины и вала генератора (см. рис. I.4, II.6, II.11 и др.), причем в некоторых установках длина отдельных частей (см. рис. II.4, II.5) достигает 10 м.

Единственный вал агрегата, характерный для установок пониженной высоты, находит все большее применение в отечественном гидротурбостроении (см. рис. II.10, II.14, II.19). В таком вале отсутствуют фланцы для соединения отдельных частей, что исключает излом оси, возможной в составном вале, и уменьшает массу валов.

Длина единого вала, так же как длина отдельных частей составных валов, по условиям монтажа ограничивается высотой подкрановых путей над агрегатами, необходимой для его проноса (см. рис. II.3). Обычно длина единого вала не превышает 8 м, что примерно соответствует и длине, допустимой по условиям производства. Наиболее эффективным является применение единого вала в сочетании опоры пяты, установленной на крышке турбины в агрегатах малой высоты.

Центральное отверстие вала используется в поворотнолопастных турбинах для подвода масла к сервомотору рабочего колеса, а в радиально-осевых — для подвода воздуха в неспокойных режимах, для внутреннего контроля поверхности в процессе производства.

Различают валы тонкостенные, у которых $d_{от} = (0{,}7 \div 0{,}8)\, d_в$, и толстостенные, у которых обычно $d_{от} = (0{,}3 \div 0{,}5)\, d_в$. В тонкостенных валах, как это будет показано ниже, напряжения распределяются более равномерно, его жесткость больше, а масса металла используется лучше. Но слишком уменьшать толщину стенок не следует, так как это требует увеличения

диаметров вала и фланцев, а также размеров подшипника. В СССР в мощных гидротурбинах широко применяют тонкостенные валы.

Заготовки валов различают по способу изготовления: цельнокованые (рис. VII.1, *а*) из сталей 40, 40ГС или 40Н (этот способ является наиболее распространенным и старым); сварно-кованые (рис. VII.1, *б*), состоящие из тела *1*, вала, откованного в виде трубы из стали 25ГС, и приваренных к нему электрошлаковой сваркой фланцев *2* из стали 25ГС (рис. VII.1, *г*); сварно-штампованные (рис. VII.1, *в*), выполненные из двух обечаек *3*, согнутых из прокатаных толстых плит из стали 25К (рис. VII.1, *д*) и соединенных продольным швом электрошлаковой сваркой и фланцев *2* из стали 25ГС (рис. VII.1, *г*), приваренных к торцам образованной сваркой трубы.

Кованые валы по условиям производства трудно выполнить с тонкими стенками; у них диаметр внутреннего отверстия обычно составляет $d_{от} \leq 0{,}4d_в$.

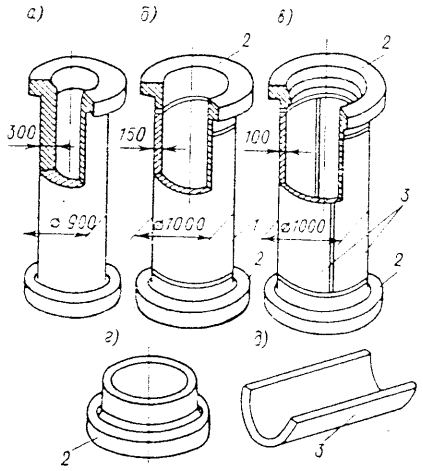

Рис. VII.1. Валы гидротурбин

В производстве кованые валы весьма сложны. Для заготовки требуется слиток, масса которого в два с лишним раза превышает массу обработанного вала. Прошивка отверстия, вытяжка фланцев требуют большого мастерства и много времени. Однако прошивка отверстия способствует удалению сегрегационной зоны слитка. Припуски поковок, выполняемых под мощными прессами, получаются большими, а следовательно, при обдирке заготовки много металла отходит в стружку. В результате трудоемкость и стоимость вала на единицу массы получаются также большими.

Сварно-кованый вал экономически выгоднее. Масса слитка получается значительно меньше, а поковка проще. При отсутствии фланцев отверстие в теле вала можно раскатать до достаточно большого диаметра и выполнить вал тонкостенным. При этом припуски и отход металла уменьшаются. В СССР эти валы нашли широкое применение для мощных турбин.

При использовании сварно-штампованного варианта можно задавать наименьшие припуски и использовать слиток наименьшей массы. Как показала практика, при электрошлаковой сварке продольный шов получается достаточно полным. Но большая общая длина швов, длительность цикла формообразования и возможное расслоение прокатанных плит являются недостатками валов, изготовленных таким методом.

Конструкции валов, характерные для отечественных турбин, показаны на рис. VII.2. Валы *2* турбин, направляемые подшипниками на масляной смазке, выполняют гладкими (рис. VII.2, *а*) или с наружным воротником *8* (рис. VII.2, *б*), если в вертикальных турбинах предусмотрен самосмазывающийся подшипник. В заготовке воротник *8* может быть либо в виде утолщения на теле вала, либо в виде отдельной поковки, привариваемой к валу. Фланец вала выполняется либо обычным (поз. *1* на рис. VII.2, *а*), либо при сопряжении с поворотнолопастным рабочим колесом развитым, заменяющим крышку рабочего колеса (поз. *9* на рис. VII.2, *б*).

Соединяют валы припасованными болтами *3*, установленными во фланцах и затянутыми гайками *6*. При этом валы центрируют друг с другом и с рабочим колесом *10* посредством буртика, сопрягаемого с выточкой посадкой *A/C* (см.

узел *I*). Болты выполняются коваными из стали 45 или из специальных сталей и термически обрабатывают. Припасованный поясок болта располагается в отверстиях на стыке фланцев. Благодаря этому болт наряду с растягивающей силой воспринимает перерезывающую. Болты затягивают гайками до напряжений $\sigma_{зат} = 150 \div 250$ МПа. Затяг контролируется по удлинению болтов или углу поворота ключа. При этом замеряемое в процессе затяга удлинение равно $\Delta l_б = \delta_{зат} l_б / E$, где $l_б$ — длина растянутой части болта; E — модуль упругости. Против самоотвинчивания к граням гайки приваривaются сухарики *4*.

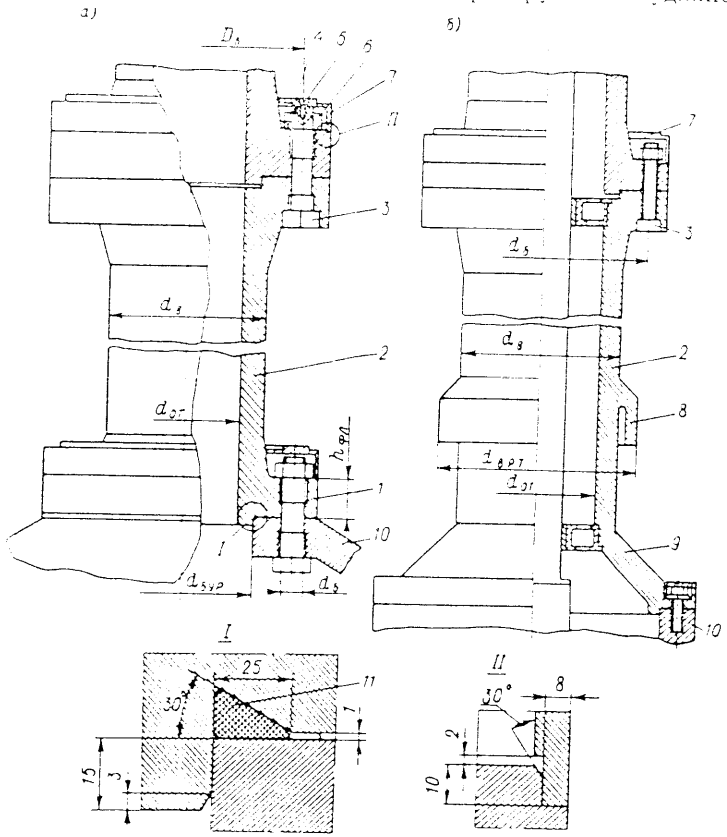

Рис. VII.2. Вертикальные валы гидротурбин: *а* — с плоскими фланцами; *б* — с коническим фланцем-крышкой рабочего колеса поворотнолопастной турбины

Для уплотнения фланцев между ними в специальную выточку (узел *I*) укладывают шнур *11* из маслостойкой резины; это предотвращает вытекание масла из полости вала. Для безопасности головки болтов устанавливают в потайных отверстиях, а на гайки надевают разъемный кожух *7*, состоящий из двух половин, который центрируется по пояску фланца (узел *II*) и крепится к болтам винтами *5*.

Валы турбин, направляемые подшипниками на водяной смазке (см. рис. I.4, II.4, II.11), покрывают в зоне расположения подшипника и уплотнения

(рис. VII.3, *а*) облицовкой *1* из листов нержавеющей стали 1Х18Н9Т. Толщина облицовки в необработанном виде составляет 10 мм, а после обработки 7,5—8 мм, причем диаметр поверхности, сопрягаемой с подшипником, $d_в'$ выполняется на 1 мм больше диаметра поверхности под уплотнение $d_в$. Эти листы вальцуют, устанавливают на вал, плотно к нему притягивают хомутами и приваривают по продольным стыкам и кромкам, как показано на рис. VII.3.

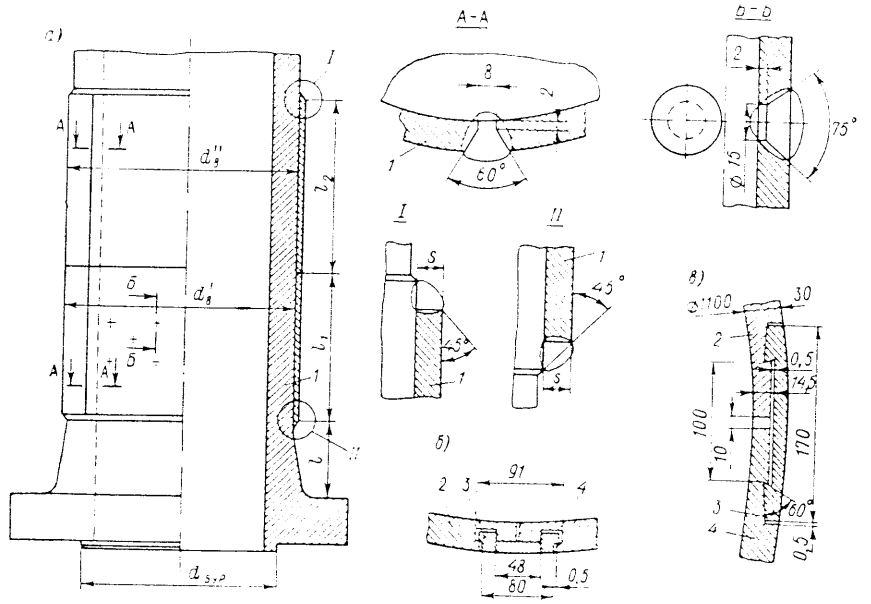

Рис. VII.3. Облицовка вала нержавеющей сталью

Кроме того, применяют облицовку из более толстой нержавеющей стали, свальцованной в две обечайки *2* и *4* (рис. VII.3, *б* и *в*), охватывающие вал. Крепление осуществляется с помощью замков, выполненных в виде планок *3*, захватывающих выступы в пазах обечаек. Надевают планки нагретыми, после остывания они плотно притягивают обечайки к валу. Предварительно обработанная облицовка может быть установлена взамен изношенной при ремонте турбины. Недостатком съемной облицовки является наличие на месте установки планок продольных зазоров, достигающих 0,5 мм и нарушающих слой смазки.

Валы горизонтальных гидроагрегатов могут быть либо едиными, либо состоять из вала генератора и вала турбины (см. рис. II.20). Выполняются они гладкими, вращаются в подшипниках с масляной смазкой и соединяются с валом или ротором генератора и рабочим колесом фланцами так же, как валы вертикальных турбин.

Перед чистовой обработкой и после нее вал подвергают тщательному контролю. После осмотра под лупой наружных и внутренних поверхностей и ультразвуковой дефектоскопии подозрительные места протравливают и с них снимают макрошлифы или подвергают магнитно-порошковой дефектоскопии. Образцы, вырезанные из колец, оставляемых в виде выступов на торцах заготовок вала, проверяют на предел прочности, предел текучести, удлинение, сжатие и ударную вязкость в соответствии с техническими условиями на поставку вала.

Окончательная чистовая обработка вала производится по рабочему чертежу, на котором указаны все необходимые размеры, допуски и параметры шероховатости. Валы вертикальных турбин нормализованы. Ряд диаметров, размеры и допуски, графики для предварительного выбора диаметра даны в работах [29, 52].

При механической обработке вал проверяют на бой по наружной поверхности, торцам фланцев, поверхностям выточки и буртика, при этом значение боя не должно превышать 0,03 мм на 1 м диаметра вала. Соединения валов для достижения большей жесткости всегда выполняют с контактирующими поверхностями фланцев, ширину которых принимают около $2d_б$. Выпуклости на контактных поверхностях не допускаются, а вогнутость допускается не более 0,03 мм на 1 м.

§ VII.2. Расчет вала на прочность

Тело вала рассчитывают на растяжение осевой силой и кручение от вращающего момента, передаваемого генератору. Расчетная схема показана на рис. VII.4. Осевая сила, определяемая в сечении *1—1*, будет

$$P'_{ос} = P_{z\,гид} - G_{р.к} - G_в, \qquad (VII.1)$$

где $P_{z\,гид}$ — осевая гидравлическая сила, определяется аналогично (V.24) или приближенно по (III.61); $G_{р.к}$ — вес рабочего колеса; $G_в$ — вес вала до сечения *1—1*.

Напряжение растяжения определяется по формуле

$$\sigma_р = P'_{ос}/F_1 = 4P'_{ос}/[\pi(d_в^2 - d_{от}^2)], \qquad (VII.2)$$

где F_1 — площадь сечения вала в сечении *1—1*.

Напряжения кручения вычисляют по формуле

$$\tau = \frac{M_{вр}}{W_{кр}} = \frac{152\,800 N d_в}{\pi n (d_в^4 - d_{от}^4)}, \qquad (VII.3)$$

где $W_{кр} = \pi(d_в^4 - d_{от}^4)/16d_в$ — момент сопротивления кручения в сечении *1—1*; $M_{вр} = 9550N/n$ — вращающий момент на валу турбины; N — мощность турбины; n — частота вращения.

Приведенное напряжение равно

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_р^2 + 4\tau^2}. \qquad (VII.4)$$

Допустимые напряжения для сталей 40ГС, 25К, 40Н принимаются следующими: на кручение $\sigma_{доп} \leqslant 45 \div 48$ МПа, приведенные $\sigma_{доп.пр} \leqslant 110$ МПа.

Распределение напряжений во фланцевом соединении вала в большой мере зависит от соотношения толщин стенок вала $\delta_в$ и фланца $h_{фл}$ и отношения $r_{фл}/r_{от}$ (рис. VII.4, *б*). В тонкостенных валах крупных гидротурбин толщину фланца выбирают по условиям равнопрочности. Опасным оказывается сечение *2—2* тела вала в месте примыкания к фланцу, в толстостенных валах опасным может быть сечение *3—3*. Для уменьшения концентрации напряжений в сечении *2—2* в месте перехода к фланцу делается галтель, обычно выполняемая радиусом $\rho \approx d_б$ или двумя сопряженными радиусами, а для уменьшения средних значений напряжений выполняется конический переход, при котором толщина стенки вала $\delta_в$ постепенно увеличивается до $\delta_в'$.

Расчет фланца вала на прочность приближенными методами обычно ведется в предположении, что сечения фланца сохраняют свою форму, а силы, приложенные к болтам, считаются свободными внешними силами и определяются без учета сил затяга. Если толщина фланца превышает толщину стенки вала,

применим метод расчета С. П. Тимошенко [56], по которому напряжения в сечении 2—2 (рис. VII.4, *а* и *б*) определяются как в длинной цилиндрической оболочке, нагруженной по всей длине вращающим моментом и на конце радиальным изгибающим фланец моментом.

Напряжение изгиба в сечении 2—2 определяется по формуле

$$\sigma_{из\,2} = 3P_{пр}(r_{фл} - r_{от})A/(\pi r_{от}\delta_в^2), \qquad (VII.5)$$

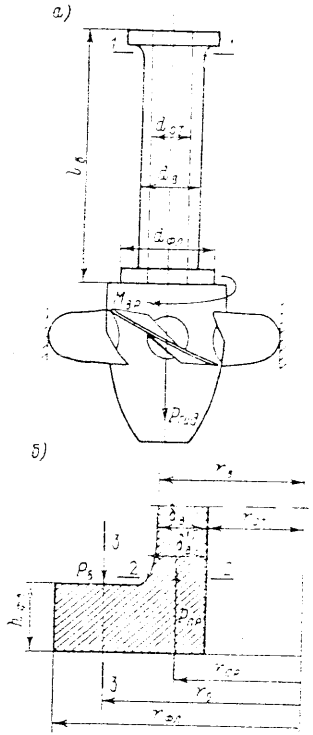

Рис. VII.4. К расчету вала и фланца на прочность: *а* — схема нагружения вала; *б* — фланец вала

где A — постоянная величина

$$A = 1\Big/\left[1 - \frac{m}{2}\beta h_{фл} + \frac{n}{2}\left(\frac{h_{фл}}{r_в}\right)^3 \ln\frac{r_{фл}}{r_{от}}\right]; \qquad (VII.6)$$

$P_{б1} = P'_{ос}/z_б$ — сила, приложенная к болту от внешней нагрузки; $z_б$ — число болтов; $P_{пр}$ — суммарная сила в болтах, приведенная к среднему радиусу оболочки вала $r_{ср} = (r_б + r_{от})/2$,

$$P_{пр} = z_б P_{б1}(r_б - r_{ср})(r_{фл} - r_{ср}). \qquad (VII.7)$$

В формуле (VII.6) β — характеристика сечения для стальной оболочки при $\mu = 0{,}3$,

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)}/\sqrt{\delta_в r_{ср}} = 1{,}285/\sqrt{\delta_в r_{ср}}; \qquad (VII.8)$$

$l_{обл} \approx l_в$ — длина оболочки, приближенно равная длине вала; m и n — постоянные, зависящие от отношения $r_{фл}/r_{ср}$; их значения даны рис. VII.5, *а* при среднем значении $h_{фл}$ и $\delta_в$ в применяемых конструкциях.

Напряжения среза в сечении 2—2 определяются по формуле

$$\tau_2 = \beta P_{пр}(r_{фл} - r_{от})A/(\pi r_{от}\delta_в); \qquad (VII.9)$$

тангенциальные напряжения в отверстии фланца

$$\sigma_t = 3P_{пр}(r_{фл} - r_{от})[1 - A(1 - \beta h_{фл}/2)]/[\pi r_{от} h_{фл}^2 \ln(r_{фл}/r_{от})]; \qquad (VII.10)$$

приведенные напряжения в сечении 2—2

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{из\,2}^2 - 4\tau_2^2}. \qquad (VII.11)$$

Формулу (VII.5) можно при заданных размерных соотношениях, например при $\delta_в \approx h_{фл}$, привести к виду

$$\sigma_{из\,2} = K_Т P_{пр}/h_{фл}^2, \qquad (VII.12)$$

где $K_Т$ — коэффициент, зависящий от отношения $r_{фл}/r_{ср}$.

Если выражение (VII.12) представить графически (рис. VII.5, *б*), то в зависимости $\sigma_{из\,2} = f(r_{фл}/r_{ср})$ напряжения выразятся прямой, наклон которой определяется коэффициентом $K_Т$. Напряжения $\sigma_{из\,2}$ можно определить и по аналогичному широко распространенному методу Уотерса и Тейлора. Эти напряжения, приведенные к виду (VII.12), на рис. VII.5 представлены прямой $K_{УТ}$. По величине они больше $\sigma_Т$ примерно на 10%. Пользуясь графиком, можно при соответствующих $r_{фл}/r_{ср}$ найти приближенные значения напряжения $\sigma_{из\,2}$.

Приближенным методом с учетом заделки фланца болтами напряжения в сечении 3—3 в тонкостенных валах можно определить так же, как в контактирующих фланцах трубопроводов [7]. Изгибающий момент находится аналогично (III.49) по формуле

$$M_{из\,3} = \eta z_б P_{б1}(r_б - r_{ср}). \qquad (VII.13)$$

Здесь $\eta = (1 + \lambda^*)(2 + \lambda^*)$;

$$\lambda^* = 0{,}72\frac{\sqrt{r_{ср}\delta_в}}{(r_{фл} - r_{ср})}(h_{фл}\delta_{ср})^3\frac{2\pi r_б - z_б d_б}{2\pi r_{ср}}, \qquad (VII.14)$$

где $\delta_{ср} = (\delta_в + \delta_в')/2$ — средняя толщина переходного сечения вала; $d_б$ — диаметр болта или приближенно отверстия под болт.

Напряжения изгиба в сечении 3—3

$$\sigma_{из\,3} = 6M_{из\,3}/[(2\pi r_б - z_б d_б)h_{фл}^2]. \qquad (VII.15)$$

По аналогии с напряжениями во фланцах трубопроводов могут быть определены напряжения в сечении 2—2. Момент определяется по формуле

$$M_{из\,2} = (1 - \eta)P'_{ос}(r_б - r_{ср}), \qquad (VII.16)$$

а напряжения изгиба

$$\sigma'_{из\,2} = 6M_{из\,2}/(2\pi r_{ср}\delta_в^2). \qquad (VII.17)$$

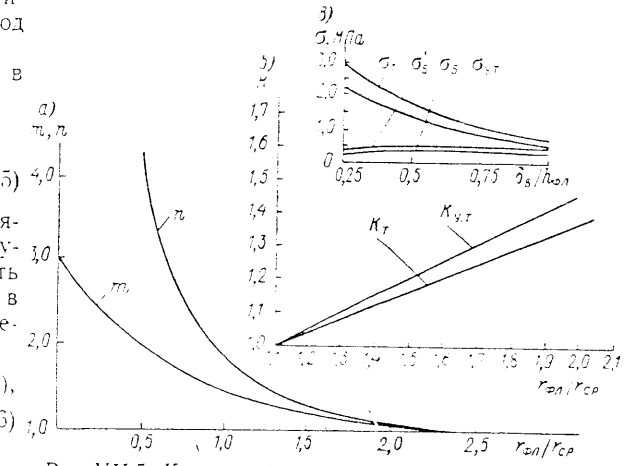

Рис. VII.5. К расчету фланцев вала: *а* — значения коэффициентов m и n; *б* — обобщенные коэффициенты для расчета фланцев; *в* — относительные значения напряжений, полученные при различных методах расчета

Приведенное напряжение в сечении 2—2 в этом случае будет

$$\sigma_{пр\,2} = \sqrt{(\sigma_{из\,2} + \sigma_{р2})^2 - 4\tau_2^2}, \qquad (VII.18)$$

где τ_2 — напряжение, определяемое по (VII.3), если $d_в$ заменить $d'_в = d_{от} + 2\delta'_в$; $\sigma_{из\,2}$ — напряжение кручения в сечении 2—2; $\sigma_{р2} = 4P'_{ос}/\pi[(d'_в)^2 - d_{от}^2]$ — напряжение растяжения в сечении 2—2.

Силы затяга болтов оказывают существенное упрочняющее влияние на фланцы. Существует ряд методов расчета [6, 46], учитывающих эти силы. Впервые в отечественном гидротурбостроении такие методы разработаны А. У. Буговым [8]. На рис. VII.5, *в* приведена диаграмма, где показаны напряжения, определенные различными методами в сечении вала 2—2 в зависимости от отношения $h_{фл}/\delta_в$: $\sigma_Т$ — по Тимошенко; $\sigma_{УТ}$ — по Уотерсу и Тейлору; $\sigma_Б$ и $\sigma'_Б$ по Бугову, соответственно при сильно и слабо затянутых фланцах. Расчет произведен для тонкостенного вала при $\delta_в = 0{,}2$ м; $r_{фл} = 1{,}4$ м; $r_б = 1{,}25$ м; $r_в = 1{,}05$ м. Экспериментальная проверка показала хорошую сходимость результатов с напряжениями, рассчитанными методом Бугова. Из рисунка видно, что напряжения, определенные по методу Тимошенко, ближе к действительным, чем определенные по методу Уотерса и Тейлора.

Напряжения в сечениях *2—2* и *3—3* должны быть примерно одинаковыми. Допустимые напряжения во фланцах при стали 25ГС, учитывая динамический характер напряжений и приближенные методы расчета, принимают равными 80—90 МПа.

Расчет болтов вала ведется на растяжение и срез. Суммарная растягивающая сила определяется из выражения

$$P_{б\,сум} = P_{зат} + \chi P_{б1}. \qquad (VII.19)$$

Здесь $\chi = \lambda_б/(\lambda_б + \lambda_{фл})$ — коэффициент основной нагрузки, где $\lambda_б$ — коэффициент податливости болта, определяется при $d_б$ по (III.41); $\lambda_{фл}$ — коэффициент податливости фланца, определяется по (III.42); $P_{зат}$ — сила затяга, указанная на чертеже,

$$P_{зат} = \sigma_{зат} F_б = \sigma_{зат} \pi d_б^2/4,$$

где $\sigma_{зат} = 150 \div 250$ МПа — напряжение затяга; $d_б$ — диаметр болта, приближенно его можно принять равным номинальному диаметру болта.

Напряжения растяжения в основном сечении, в ослабленной резьбой и припасованной частях болта соответственно определяются по формулам:

$$\sigma_{рб} = 4P_{б1}/(\pi d_б^2); \quad \sigma'_{рб} = 4P_{б1}/[\pi (d'_б)^2]; \quad \sigma_{р.\,прп} = 4P_{б1}/(\pi d_{прп}^2), \qquad (VII.20)$$

где $d'_б$ — внутренний диаметр резьбы; $d_{прп}$ — диаметр припасованной части болта.

Напряжения среза в припасованной части болта равны

$$\tau_{срз} = M_{вр}/(r_б z_б F_{прп}) = 4 \cdot 9550 N/(n r_б z_б \pi d_{прп}^2). \qquad (VII.21)$$

Приведенные напряжения в припасованной части болта

$$\sigma_{прп} = \sqrt{\sigma_{р.\,прп}^2 + 4\tau_{срз}^2}. \qquad (VII.22)$$

Резьбу болта и гайки рассчитывают на срез, смятие и по запасу прочности [7]; опорную поверхность гайки — на смятие. Достаточность силы затяга проверяется по условию нераскрытия фланцев (III.43).

Допустимое напряжение в болтах зависит от их материала и определяется в соответствии с табл. III.2.

Последовательность расчета вала и фланца вала следующая.

1. Строят схему подобно рис. VII.4, определяют по (VII.1) осевую силу в сечении вала *1—1*, по (VII.2) — растягивающие напряжения, по (VII.3) — напряжения кручения, по (VII.4) — приведенные напряжения.

2. Ведут расчет фланцев. Определяют по (VII.6) коэффициент A, по (VII.7) — приведенную осевую силу, по (VII.8) — коэффициент β, по (VII.5) определяют напряжения изгиба в сечении *2—2*, по (VII.9) — напряжения кручения, по (VII.11) — приведенные напряжения. При расчете тонкостенных валов ($\delta_в \leqslant 0{,}15 d_a$), кроме того, находят по (VII.14) коэффициенты λ^* и η, по (VII.13) — изгибающий момент, по (VII.15) — напряжения изгиба в сечении *3—3*, по (VII.16) — изгибающий момент, по (VII.17) — напряжения изгиба, по (VII.18) — приведенные напряжения в сечении *2—2*. Толщину фланца выбирают в соответствии с условием равнопрочности и достаточной жесткости.

3. Определяют $\lambda_б$ по (III.41), $\lambda_{фл}$ по (III.42), χ по (III.40) и задают напряжение затяга. Вычисляют основную нагрузку на болт и силу затяга, по (VII.19) — суммарную растягивающую болт силу.

4. Находят по (VII.20) напряжение растяжения в основном, ослабленном резьбой и припасованном сечениях болта; по (VII.21) — напряжения среза, по (VII.22) — приведенные напряжения в припасованном сечении болта.

5. В соответствии с табл. III.3 выбирают материал, принимая допустимые напряжения на растяжение $\sigma_{доп} \leqslant 0{,}6\sigma_T$. Напряжения снятия допускаются до $0{,}8\sigma_T$. Предпочтение отдается стали 45. По (III.43) проверяется нераскрытие стыков.

§ VII.3. Расчет вала на колебания

Вал представляет собой упругую деталь, объединяющую рабочее колесо и ротор генератора, и должен обеспечивать статическую и динамическую прочность агрегата при всех режимах работы. Прочность вала может быть достаточной в рабочих, переходных и разгонном режимах, если собственная частота колебаний ротора в этих режимах не будет совпадать или не окажется близкой к частоте вынужденных колебаний. Расчет на колебания позволяет определить собственные частоты и, сопоставив их с вынужденными, оценить, как далеко от резонансных явлений находится система.

Основной частотой вынужденных колебаний является частота $\omega_{ос} = \pi n/30$, где n — частота вращения, об/мин. Кроме того, действуют кратные ей лопастная частота $\omega_{л} = \pi n z/30$ и лопаточная частота $\omega_{л} = \pi n z_0/30$; лопаточно-лопастная частота $\omega_{л.\,лп} = \pi n z_0 z/30$, а также вынужденные частоты, вызванные вращением неуравновешенного вектора магнитного поля и неуравновешенных гидродинамических сил. Последняя обычно связана с вращением вихревого жгута за рабочим колесом. Первые три частоты выше основной оборотной частоты и для системы вала существенного значения не имеют. Последние две наиболее характерны для переходных режимов.

Жесткость вала агрегата выбирается такой, чтобы частота его собственных колебаний превышала частоту вращения при всех режимах, в том числе и при выходе агрегата в разгон. Такой вал называется жестким валом.

Система ротора является сложно нагруженной системой, в которой вал может деформироваться в нескольких направлениях, основными из которых являются: прогиб в поперечном направлении; кручение; растяжение в осевом направлении. В соответствии с этим возможны три основных вида колебаний: поперечные, крутильные и продольные. Другие возможные виды колебаний, например маятниковые в пределах зазоров подшипников, существенного значения не имеют. Опыт показал, что наиболее опасными являются поперечные и крутильные колебания. Все колебания определяют раздельно, полагая систему с одной, соответствующей расчетному виду деформации, степенью свободы, что значительно упрощает задачу.

Поперечные колебания, подобные колебанию струны, возникают при наличии несбалансированных масс и искривлении линии вала. Возможны несколько форм поперечных колебаний, или гармоник, зависящих от числа и расположения опор и схемы нагружения вала. В случае, показанном на рис. VII.6, *а*, представлены первая (*I*) и вторая (*II*) формы. Как показала практика, для жестких валов гидротурбин при приближенных расчетах можно ограничиться первой формой собственных колебаний, имеющей наименьшую частоту и наибольший период $T = 1/\omega$.

Частоту вращения, соответствующую критической частоте колебаний, $n_{крт} = 30\omega_{крт}/\pi$ называют критической частотой вращения.

Критическая частота колебаний определяется при приближенных расчетах по энергетическому методу Рэлея [55], где вывод уравнений для определения частоты собственных колебаний системы основан на следующих предположениях: энергия, затраченная на деформацию вала, равна кинетической энергии, возбуждаемой при колебаниях; опоры жесткие, силы трения и сопротивления внешней среды отсутствуют. В этом случае вал можно представить как колеблющуюся балку, нагруженную несколькими силами P_i (рис. VII.6, *а*), вы-

зывающими деформации в точках их приложения, равные прогибам y_i, а процесс колебаний упругой системы с одной степенью свободы выразить дифференциальным уравнением $d^2y/dt^2 + \omega^2 y = 0$. В результате решения этого уравнения получим выражение для частоты колебаний

$$\omega = \sqrt{kg/P} = \sqrt{g/\delta_{стат}} = \sqrt{g/y}, \quad (VII.23)$$

где k — упругая характеристика системы.

Равенство энергий деформации $E_{деф}$ и кинетической $E_{кин}$ можно выразить как $\frac{1}{2}\sum_1^n P_i y_i = \omega^2 \sum_1^n P_i y_i^2 (2g)$, откуда критическая частота собственных колебаний определяется выражением, называемым уравнением Рэлея

$$\omega_{крт} = \sqrt{g \sum_1^n P_i y_i \Big/ \sum_1^n P_i y_i^2}, \quad (VII.24)$$

где $P_i = m_i g$ — силы веса, действующие в системе вала; m_i — массы, приложенные в точках центров тяжести; y_i — прогибы вала в этих точках.

Массы вала считают сосредоточенными в точках посередине пролетов, а часть вала у рабочего колеса и ротора — присоединенной к их массам.

Рис. VII.6. К расчету вала на колебания: *а* и *б* — поперечные; *в* — крутильные; *г* — схема ротора агрегата

Критическая частота вращения в соответствии с (VII.24) определяется выражением

$$n_{крт} = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30}{\pi}\sqrt{g \sum_1^n P_i y_i \Big/ \sum_1^n P_i y_i^2}. \quad (VII.25)$$

Для определения прогибов вала y_i могут быть применены любые методы, используемые в сопротивлении материалов. На ЛМЗ для этой цели разработана специальная номограмма, приведенная в работе [52].

По условию жесткого вала критическая частота, определенная по (VII.25), должна быть больше, чем частота вращения агрегата при нормальной работе, переходных и разгонных режимах. Отношение критической частоты вращения к нормальной частоте вращения агрегата представляет собой коэффициент запаса

$$K_{крт} = n_{крт}/n, \quad (VII.26)$$

минимальное значение которого $K_{крт} \geqslant 1{,}3$ допускается при разгоне.

Погрешность энергетического метода, как показал Рэлей, по сравнению с точными методами невелика и составляет около 0,1%. Более существенным является то, что при расчете не учитываются такие факторы, как податливость и нелинейное расположение опор, влияние присоединенных масс, гироскопический эффект, которые существенно влияют на критическую частоту вращения.

Податливость и нелинейное расположение опор увеличивают практические прогибы вала, что приводит к уменьшению частоты его собственных колебаний. По некоторым данным, это уменьшение может достигать 30%. Влияние податливости и нелинейного расположения опор в большой мере можно учесть и в методе Рэлея, если значение прогибов в уравнении представить как сумму

$$y_{сум\,i} = y_i + y_i' + \delta_i', \quad (VII.27)$$

где y_i — прогибы, вызванные силами в точках их приложения к валу; y_i' и δ_i' — дополнительные прогибы в этих же точках, соответственно вызванные податливостью опор и изменением уровня опоры в пределах отклонений, заданных полями допусков отверстия подшипника и шейки вала, $\delta_{оп\,max} = \sum \Delta_{max} - \sum \Delta_{min}$.

Искажение линии вала, вызванное этими отклонениями в опорах, и изменения прогибов под силами, показаны на рис. VII.6, *б*. Значения дополнительных прогибов можно определить, если принять, что зависимость между ними и отклонениями опор является линейной, тогда можно записать

$$y_{1i}' + \delta_{оп}' = (y_{1i} + \delta_{оп}) \operatorname{tg} \alpha \approx (y_{1i} + \delta_{оп})\,\alpha,$$

где α — угол дополнительного наклона оси вала.

Определить дополнительную величину прогибов проще всего графическим путем с учетом масштаба построения, аналогичного рис. VII.6, *б*.

Влияние гироскопического эффекта приводит к некоторому увеличению критической частоты вращения (около 5%), поэтому его можно при жестких валах не учитывать, оставляя в запас.

Крутильные колебания вала возникают из-за наличия неуравновешенных маховых масс и моментов на роторе генератора, гидродинамических сил и масс на рабочем колесе и нарастают вплоть до резонансных при совпадении собственной частоты колебаний системы с частотой вращения вала или других вынужденных частот. Вал является упругим звеном, связывающим ротор генератора с рабочим колесом, и, как при поперечных колебаниях, в значительной мере определяет собственную частоту этой системы.

Дифференциальное уравнение крутильных колебаний диска, жестко закрепленного на валу, заделанном в сечении *А—А* (рис. VII.6, *в*), при энергетическом методе расчета выводят из равенства моментов упругих сил и сил инерции

$$J_m d^2\varphi/dt^2 - GJ_p\varphi/l = 0, \quad (VII.28)$$

где J_m — момент инерции массы диска относительно оси вала; φ — угол закручивания вала; G — модуль Пуассона; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения вала; l — длина вала; GJ_p/l — жесткость вала на кручение.

Если принять $GJ_p/(lJ_m) = \omega^2$, то уравнение (VII.28) можно выразить в виде

$$d^2\varphi/dt^2 - \omega^2\varphi = 0.$$

Отсюда частота и период крутильных колебаний будут:

$$\omega = \sqrt{GJ_p/(J_m l)}; \quad T = 2\pi/\omega = 2\pi\sqrt{J_m l/(GJ_p)}. \qquad \text{(VII.29)}$$

Ротор гидроагрегата (рис. VII.6, *г*) представляет собой два диска, соединенных валом (рис. VII.6, *в*). Крутильные колебания в такой системе выражаются так же, как в двух автономных системах, причем заделкой для каждой из них будет узловое сечение вала $A—A$. Во время колебания эти системы должны по условиям сохранения равновесия вращаться в противоположные стороны, а их периоды должны быть равны. Отсюда

$$2\pi\sqrt{J_{m1}l_1/(GJ_p)} = 2\pi\sqrt{J_{m2}l_2/(GJ_p)}. \qquad \text{(VII.30)}$$

При одинаковых материалах и равных сечениях вала из (VII.30) следует равенство маховых моментов, уравновешенных в узловом сечении,

$$J_{m1}l_1 = J_{m2}l_2. \qquad \text{(VII.31)}$$

Расстояние от узлового сечения $A—A$ центров тяжести маховых масс определяют из соотношений:

$$l_1/l_2 = J_{m2}/J_{m1}; \quad l_1 + l_2 = l. \qquad \text{(VII.32)}$$

В результате совместного решения (VII.31) и (VII.32) получим:

$$l_1 = l_{пр}J_{m2}/(J_{m1} - J_{m2}) \text{ и } l_2 = l_{пр}J_{m1}/(J_{m1} + J_{m2}).$$

Подставив l_1 или l_2 в (VII.29) и выразив ω через критическую частоту вращения (об/мин), получим

$$n_{крт} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{GJ_p(J_{m1} + J_{m2})}{J_{m1}J_{m2}l_{пр}}}, \qquad \text{(VII.33)}$$

где $l_{пр}$ — приведенная к основному диаметру длина вала, учитывающая повышенную жесткость фланцевых соединений и других утолщений вала.

Аналогично (VII.32)

$$l'_{р.к} \approx l_{р.к}J_{pв}/J_{p\,р.к}; \quad l'_{фл} = l_{фл}J_{pв}/J_{p\,фл}; \ldots; l'_n = l_n J_{pв}/J_{pn},$$

где J_{p1}, J_{p2}, ..., J_{pn} — соответственно полярные моменты инерции поперечного сечения основного вала и его утолщенных участков. Отсюда приведенная длина вала будет

$$l_{пр} = l'_{р.к} + l'_{фл} + \cdots + l'_n = l_в J_{pв} \Big/ \sum_1^n J_{pi}. \qquad \text{(VII.34)}$$

Как показала практика, полученная этим методом критическая скорость вращения близка к действительной.

Существует много других методов расчета вала на поперечные и крутильные колебания [45, 46, 55]. Они более сложны, чем энергетический метод, но позволяют определить как первую, так и последующие частоты колебаний. Их следует использовать при уточненных расчетах. Приближенно вторую частоту можно принять $\omega_2 \approx 2\omega_1$. Из этих соображений нельзя принимать коэффициент запаса $K_{крт}$ равным двум.

Продольные колебания вала возникают при переменной периодической осевой нагрузке, главным образом в режимах неспокойной работы, при пульсациях давления. Частота собственных продольных колебаний определяется жесткостью вала на растяжение—сжатие и жесткостью опоры, на которой

установлена пята агрегата. Так как эти жесткости разные, то частоты получаются в каждом случае также разными. В действующем агрегате эти колебания накладываются друг на друга, но при расчете их определяют раздельно, полагая, что полученная низшая частота является более опасной.

Выражение для осевых колебаний, связанных с податливостью вала, получается из (VII.23) при

$$\omega_{крт} = \frac{\pi n_{крт}}{30} = \sqrt{g/\delta_{стат}} = \sqrt{gF_вE/(P_{ос}l_{пр})}.$$

Отсюда

$$n_{кр} = (30/\pi)\sqrt{gF_вE/(P_{ос}l_{пр})}, \qquad \text{(VII.35)}$$

где $\delta_{стат} = \sigma l/E$ — удлинение вала; $\sigma = P_{ос}/F_в$ — напряжение растяжения; $P_{ос} = P_{G\,рот} + P_{гид}$ — осевая растягивающая сила; $P_{G\,рот}$ — вес ротора агрегата; E — модуль упругости для стали; $F_в$ — площадь сечения вала; $l_{пр}$ — приведенная длина вала, определяется по (VII.34).

Проверка на этот вид колебаний имеет смысл при длинных и относительно тонких валах.

Продольные колебания, связанные с податливостью опоры пяты, в роли которой может быть крестовина генератора или крышка турбины, определяются непосредственно из (VII.23). Выражение для критической частоты вращения в этом случае имеет вид

$$n_{крт} = (30/\pi)\sqrt{g/y}, \qquad \text{(VII.36)}$$

где $y = \delta_{стат}$ — прогиб опоры пяты, определяемый из расчета соответствующей детали на деформацию.

Последовательность расчета вала на колебания следующая.

1. Строят схему нагружения вала; определяют его геометрические характеристики; массы ротора генератора $m_{рот}$, рабочего колеса $m_{р.к}$ и вала $m_в$ в пролетах и между опорами и присоединенными массами к ротору и рабочему колесу; центр тяжести рабочего колеса (ориентировочно — на $^1/_3$ его высоты); момент инерции массы ротора $J_{m\,рот} \approx 0{,}2GD^2/g$, где D — диаметр отверстия генератора; G — вес ротора; момент инерции массы рабочего колеса $J_{m\,р.к} = m_{р.к}R_{р.к}$, где $m_{р.к}$ и $R_{р.к} \approx 0{,}2D_1$ — соответственно масса и радиус центра тяжести массы рабочего колеса.

2. По номограмме [52] определяют прогибы вала в точках приложения сил, причем как при горизонтальном, так и при вертикальном положении вала расчет ведут одинаково.

3. Определяют по (VII.25) критическую частоту вращения при поперечных колебаниях и по (VII.26) — коэффициенты запаса относительно нормальной и разгонной частот вращения. Предварительный расчет на поперечные колебания на этом обычно заканчивают.

4. При малых запасах по критической частоте вращения или при значениях $K_{крт} \approx 2$ строят схему дополнительных прогибов и нелинейного расположения опор, для чего определяют дополнительные прогибы и смещения от зазоров (y'_i и δ'_i) и вновь находят по (VII.25) критическую частоту вращения.

5. Определяют по (VII.33) критическую частоту вращения при крутильных колебаниях, по (VII.26) — коэффициенты запаса при нормальной и разгонной частотах вращения.

6. Находят прогиб опоры пяты и по (VII.35) и (VII.36) критическую частоту вращения при продольных колебаниях, связанных с упругостью вала и упругостью опоры пяты.

§ VII.4. Маслоприемник и штанги вала

Штанги вала в поворотнолопастных турбинах служат для подвода масла к сервомотору рабочего колеса; их выполняют в виде двух концентричных труб, один конец которых присоединяется к штоку, а другой входит в маслоприемник, расположенный над генератором. На рис. VII.7 представлена типичная конструкция этого узла. Внутренняя труба *5* (полость *c*) подает масло под поршень сервомотора рабочего колеса, в промежутке между ней и наружной трубой *4* штанг (полость *b*) масло подается в полость сервомотора, расположенную над поршнем. К концам труб приварены фланцы *8*, присоединяющие посредством шпилек *9* звенья штанг друг к другу и к штоку сервомотора *2*. Во фланцах высверлены отверстия *13*, соединяющие штанги между собой. Для большей жесткости трубы разжимают нарезными штифтами *10*, которые приваривают к наружной штанге. Во фланце, крепящемся к штоку, имеются радиальные отверстия *3*, через которые полость *a* между валом и штангами, через центральную трубку *1* соединяется с полостью в корпусе рабочего колеса. Благодаря этому проникающее из сервомотора через полость *a* корпуса масло, омывая маслосбрасывающий козырек *25*, поступает в маслосборник и по трубе *24* сливается в бак МНУ.

В отверстии вала устанавливаются специальные опоры *12* с запрессованными в них втулками *11* из высококачественной бронзы БрОФ10-1, в которых штанги направляются наделками *6*. Для облегчения сборки в каждой части вала устанавливают одно звено штанг.

На конце последнего звена *17* штанг, проходящего через корпус *16* маслоприемника, установлена на опорах качения (см. узел *I*) перемещающаяся вместе со штангами, но не вращающаяся муфта *18*, соединенная с валом выключателя комбинатора через ролики тросом обратной связи *22*. Таким образом, находящийся в комбинаторе золотник рабочего колеса оказывается связанным с перемещениями поршня сервомотора рабочего колеса. Заканчиваются штанги шлицевым валиком *21*, который может продольно перемещаться в шлицевом отверстии ротора тахогенератора *19* и приводить его во вращение.

Маслоприемник устанавливается на перекрытиях генератора и завершает конструкцию агрегата. Обычно он заканчивается светильником *20*. Внешнее оформление маслоприемника должно гармонировать с архитектурой машинного зала. Во многих современных агрегатах маслоприемник закрывают кожухом, которому придают нужную форму.

Подвод масла к штангам, вращающимся вместе с валом и перемещающимся вдоль оси агрегата вместе с поршнем сервомотора, осуществляется через открытый торец наружной штанги *26*. Эта штанга постоянно сообщается в корпусе *15* маслоприемника с полостью *b*, подводящей масло на закрытие лопастей, и через боковые отверстия *14* внутренней штанги, также постоянно сообщающейся с полостью *c*, образованной цилиндрической вставкой *16*.

В корпусе *15* маслоприемника штанги направляются и уплотняются во втулках *27*, выполненных из бронзы БрОФ10-1. Масло под давлением подводится к полостям *b* и *c* от золотника рабочего колеса по двум трубам *23*. Крепление маслоприемника показано на узле *II*. Основание маслоприемника, или маслосборника, всегда устанавливают на изолирующих прокладках *28* и закрепляют шпильками *29*, также изолированных втулками *30*. Это предохраняет маслоприемник и турбину от блуждающих токов генератора, вызывающих коррозию металла. Для этой же цели в лабиринтном уплотнении маслосбрасывающего козырька, предохраняющем генератор от попадания в него масла, зазоры оставляют достаточно большими, гарантирующими отсутствие соприкасания. В новых гидроагрегатах корпус маслоприемника встраивают в генератор, что позволяет уменьшить высоты гидроагрегата и здания ГЭС.

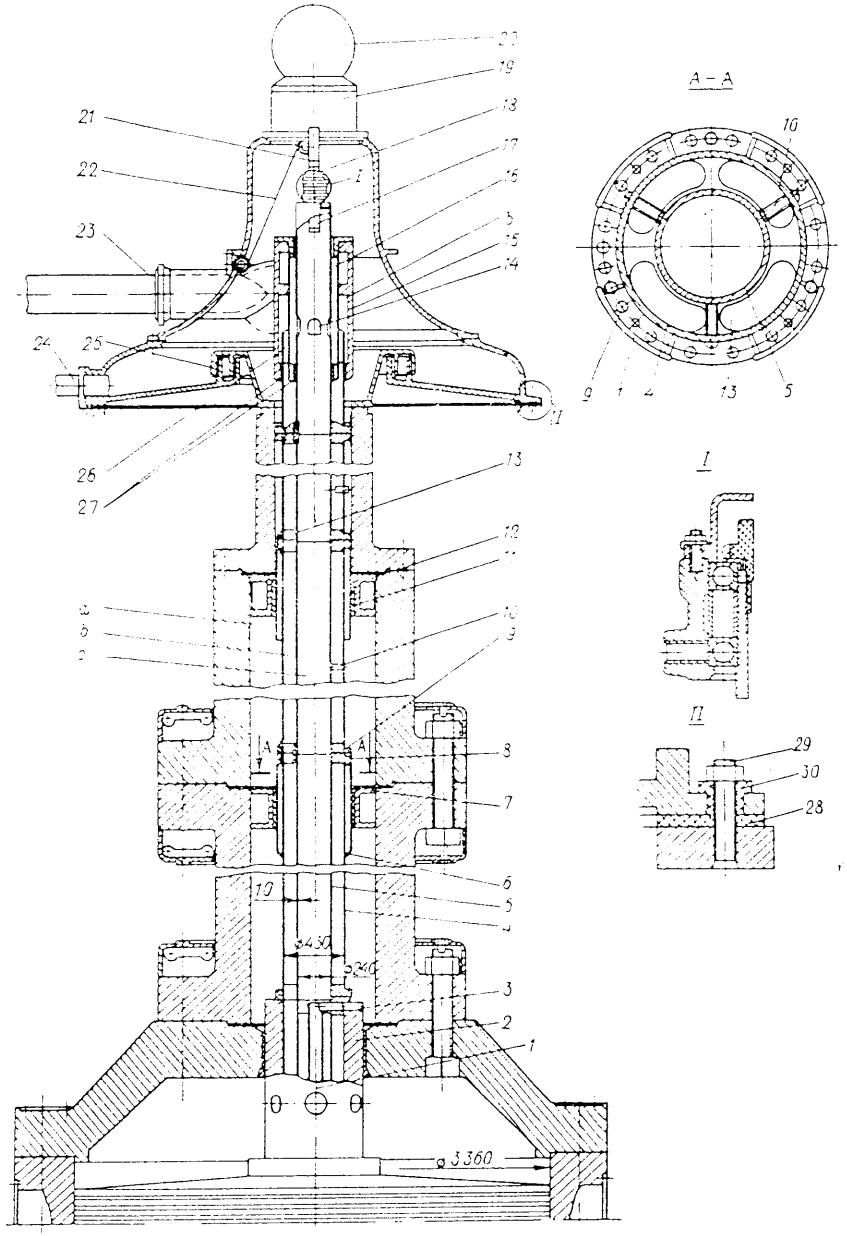

Рис. VII.7. Маслоприемник и штанги вала

На рис. VII.8 показан маслоприемник такой пониженной конструкции, частично расположенной внутри генератора. Он подобен маслоприемнику, показанному на рис. VII.7, и состоит из аналогичных деталей. Масло здесь также поступает в полости *b* и *c* по трубам *9* и далее через открытый торец трубы *1* или отверстия *13* в трубе *5* надставки *14* штанг и штанги *15* попадает соответственно в верхнюю или нижнюю полости сервомотора рабочего колеса. Торец трубы *5* заглушен и к нему посредством шарнира *7* присоединен трос *6*

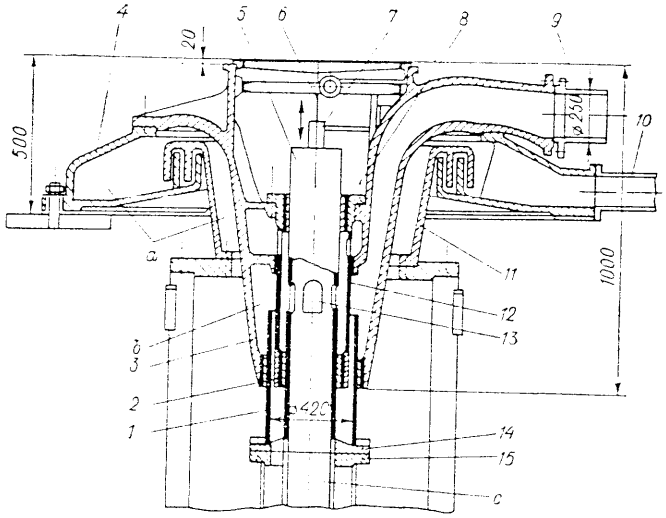

Рис. VII.8. Маслоприемник уменьшенных размеров

обратной связи. В корпусе *3* трубы надставки уплотнены бронзовыми втулками *2* и *8*, причем втулки *8* установлены во вставной трубе *12*. Это позволяет подвести масло к трубам надставки на одном уровне и тем самым уменьшить высоту маслоприемника. Из полости *a* вала масло сливается через козырек *11* в маслосборник *4* и отводится по трубе *10*.

В маслоприемниках корпуса, маслосборники, маслосбрасывающие козырьки выполняются из чугуна СЧ 28-48, ВП 48-10 или из стали 30Л, штанги и вставки в корпусе — из бесшовных труб, а фланцы — из листовой углеродистой стали. Штанги и соответствующие полости корпуса рассчитывают на внутреннее давление. Штанги, кроме того, проверяют на поперечные колебания аналогично валу. Подробно этот расчет дан в работе [27].

В горизонтальных гидротурбинах применяются маслоприемники, аналогичные пониженному маслоприемнику [29, 54]. В гидроагрегатах, где применяется водяное охлаждение генератора (см. § II.4), маслоприемник объединяют с водоприемником.

Глава VIII

ПОДШИПНИКИ ГИДРОТУРБИН

§ VIII.1. Направляющие подшипники гидротурбин на водяной смазке

Подшипники этого типа, отличающиеся простотой конструкции (рис. VIII.1), нашли широкое применение в отечественном гидротурбостроении. Подшипник состоит из отлитого из чугуна разъемного корпуса *4*, установленного своим фланцем на крышке *3* турбины и центрированного в ней отжимными болтами *11*, фиксированными контргайками *10*. Между собой части корпуса и его фланец на крышке турбины соединены болтами *2* или шпильками *9* и фиксированы штифтами. Внутри корпуса винтами *12* прикреплены 10—12 изготовленных из листовой стали МСт3 секторов-вкладышей *1* с привулканизированным к их внутренней поверхности слоем резины *5*. Стальные основания секторов вальцуют и обрабатывают вначале по стыкам, затем собирают секторы вместе и обрабатывают по всей поверхности. Сырой каучук накладывают на предварительно омедненную внутреннюю поверхность сектора, помещают внутрь пресс-формы и при высоком давлении и температуре свыше 100° С под прессом подвергают вулканизации. В современных конструкциях принимают высоту вкладыша $h_{вкл} \approx 0{,}5d_в$, где $d_в$ — диаметр вала.

Для изготовления вкладышей применяется высококачественная резина № 1626, изготовляемая по ТУ завода РТИ 3199—52. Она характеризуется следующими свойствами: плотность $\rho = 1{,}128$ т/м³; $\sigma_в = 12$ МПа; коэффициент трения при смазке водой $f = 0{,}06$; деформация сжатия $\beta = (20p)$ %, где p может изменяться от 0 до 2,5 МПа; адгезия к чистой металлической поверхности 4 МПа.

Вода для смазки и охлаждения подшипника и вала подается специальным трубопроводом *8*, как правило, из спиральной камеры в разъемную ванну *6*, установленную на корпусе подшипника и прикрепленную к нему шпильками и штифтами. Высота ванны равна $h_{ван} \approx 0{,}6d_в$, что требуется по условиям охлаждения вала. Половинки ванны сваривают из листовой стали МСт3 или отливают из чугуна СЧ28-48 и крепят друг с другом болтами и штифтами. Для более равномерного распределения воды по поверхности вала и вкладыша на стыке секторов, а иногда и на их середине выполняют канавки треугольного сечения (см. разрез по *А—А*). Их не доводят до конца вкладыша, оставляя на выходе сплошной поясок, создающий определенный подпор воды, гарантирующий заполнение вкладыша.

В верхней части ванны предусмотрено торцовое мембранное уплотнение, показанное в узле *III*. Состоит это уплотнение из резиновой мембраны *18*, притянутой посредством болтов кольцом *16* к корпусу ванны. Давлением воды мембрана прижимается к торцовой поверхности установленного на валу вращающегося разъемного кольца *19*, фиксированного болтами *15*. Протечки из уплотнения поступают в водосборник *7*, из которого отводятся в крышку турбины. При фиксировании кольца *19* на валу необходимо рассчитать и учесть

прогиб опорных конструкций, поддерживающих ротор агрегата. Этот прогиб возникает от гидравлической силы, действующей на рабочее колесо, и отсутствует при сборке турбины.

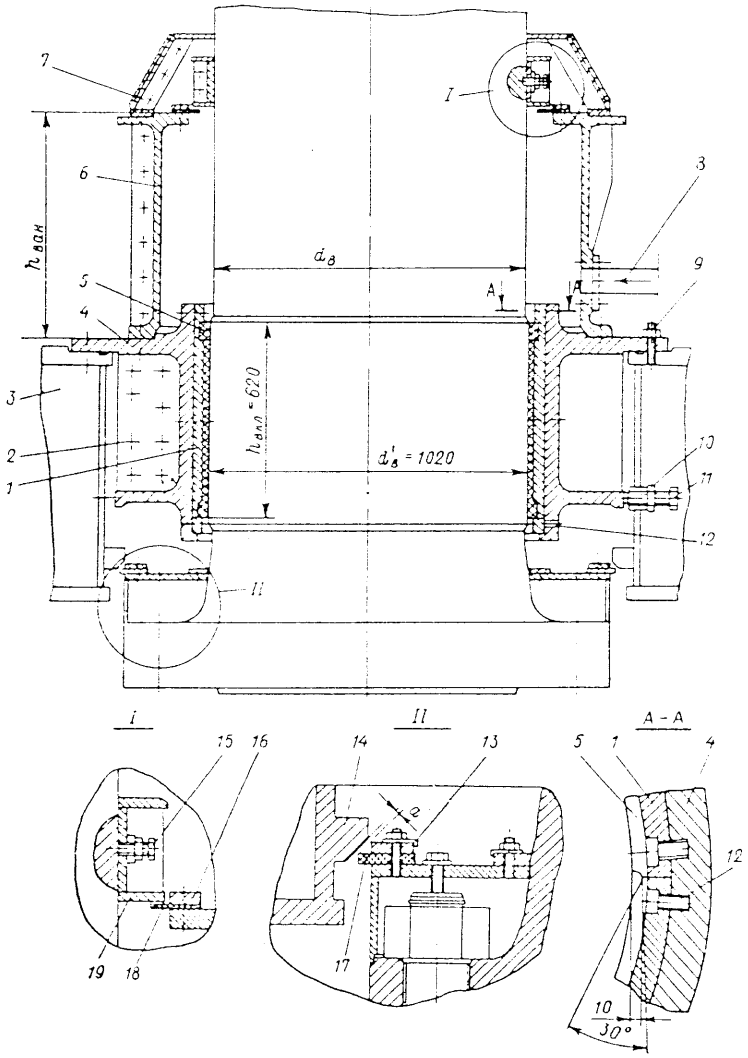

Рис. VIII.1. Направляющий подшипник с резиновым вкладышем и водяной смазкой вертикальной гидротурбины Чарвакской ГЭС

При несовпадении поверхностей кольца и мембраны последняя изгибается и прилегает либо только к наружной кромке кольца, которая его может надрезать, либо опирается только собственной кромкой на это кольцо. В том и в другом случае протечки возрастают. При увеличении радиального зазора между кольцом *19* и кольцом *16* перекос мембраны уменьшается, однако возникает опасность прогиба и затягивания мембраны в зазор, который делают примерно

равным 10 мм. В зарубежных конструкциях, а иногда и в отечественных применяют угольные уплотнения, конструкция которых рассмотрена в работе [29].

Под подшипником установлено ремонтное уплотнение (узел *II*), позволяющее при длительных остановках ремонтировать рабочее уплотнение и подшипник, не осушая турбину, что экономит время и средства при этих работах. При подъеме ротора тормозами генератора резиновое кольцо *17*, укрепленное прижимным кольцом *13* на кожухе, закрывающем болты вала, упирается в кольцевой выступ *14* на корпусе подшипника и перекрывает зазор *a*.

Для предохранения вала и частично вкладыша от разрушения содержащимися в воде абразивными частицами применяют либо конструкцию с регулируемыми вкладышами, либо прокладки, установленные в разъемах корпуса. При ремонтах эти прокладки заменяют на более тонкие и тем самым уменьшают зазор. Корпус для этого лучше выполнять из четырех частей. Иногда корпус устанавливают консольно (см. рис. II.11), что облегчает обслуживание и делает опору более податливой. Резиновые подшипники благодаря податливости вкладыша обладают демпфирующими свойствами, которые способствуют быстрому гашению колебаний и спокойной работе турбины.

Физический механизм трения в резиновых подшипниках при водяной смазке еще недостаточно изучен. Можно предполагать, что трение носит в основном жидкостный характер. Выступающие поверхности вкладыша, касаясь вала, несут незначительную нагрузку, основная часть которой воспринимается водой, заполняющей поверхность сложного рельефа. Вал, увлекая часть этой воды, заставляет ее перетекать через выступающие барьеры, которые, таким образом, лишь периодически находятся в соприкасании с валом. В таких условиях, пока не будет достигнуто критическое давление, толщина водяной пленки остается достаточно большой; трение в этом случае удовлетворительно описывается гидродинамической теорией.

Неровности рельефа при наличии в воде взвешенных твердых частиц создают возможность их накопления во впадинах и опасность абразивного износа вала. Поэтому резиновые подшипники применяют при малом содержании в охлаждающей и смазывающей воде твердых частиц.

В современных турбинах применяют резиновые подшипники со свободно установленными на опорных болтах сегментами (см. рис. II.11). Такая конструкция способствует улучшению условий гидродинамической смазки и, главное, дает возможность установить требуемый зазор при сборке и восстанавливать его по мере износа вала и вкладышей.

Утечка воды из подшипника приводит к немедленному выходу его из строя. Это объясняется тем, что коэффициент сухого трения резины по стали в несколько раз выше, чем при водяной смазке; теплопроводность вкладыша мала и его поверхность при нагреве начинает быстро плавиться. С целью предотвратить возможность аварии подачу воды контролируют, при прекращении подачи подключают резервный трубопровод. Схема питания подшипника водой показана на рис. VIII.2. Обычно подача воды производится самотеком из спиральной камеры *1*. По трубопроводу *2* через запорный клапан *3* и фильтр *4*, предохраняющий от попаданий крупных засоряющих воду включений. Далее, через электромагнитный клапан *5* и струйное реле *6* вода поступает в ванну и оттуда в подшипник *7*. При прекращении течения реле замыкает контакты и открывает электромагнитный клапан *9* на трубопроводе *10*, предусмотренном для резервной подачи воды, подает сигнал о выходе из строя основной подачи и включает реле времени. Если вода из резервного трубопровода не поступает, струйное реле *6* остается замкнутым и реле времени по истечении установленного срока (2—3 с) замыкает контакты стоп-устройств регулятора и турбина аварийно останавливается. Если вода из резервного трубопровода поступает

в струйное реле *8*, последнее отключает аварийное реле времени и турбина продолжает работать на резервном питании из системы водоснабжения ГЭС. Существуют и другие схемы питания. В некоторых схемах питание подшипника водой производится из бака, в который воду накачивают насосами.

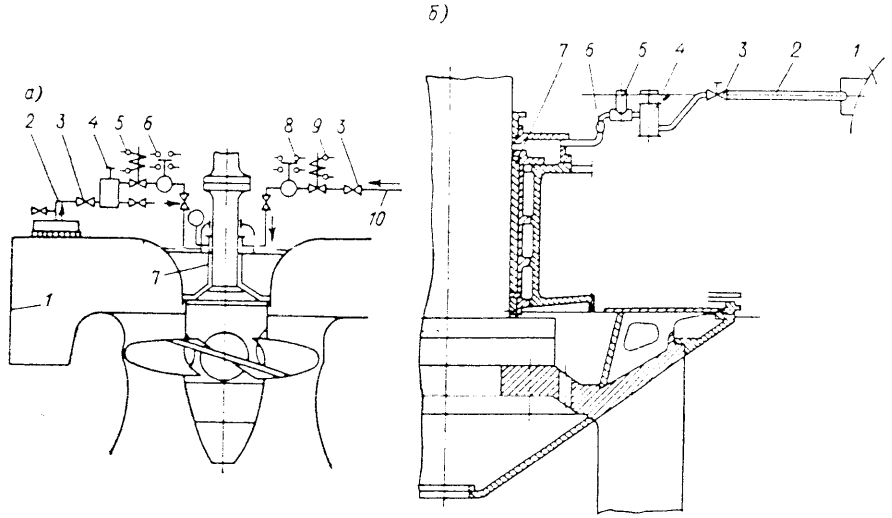

Рис. VIII.2. Схема автоматического питания подшипника водой: *а* — поворотнолопастной турбины; *б* — радиально-осевой турбины

§ VIII.2. Расчет подшипника на водяной смазке

Тепловой расчет подшипника, из которого определяется расход охлаждающей воды, ведут в предположении, что она полностью поглощает все выделившееся тепло, т. е. без учета потерь на теплопередачу и рассеивание. В этом случае

$$A = \mu P_r u/4190 = \rho g C Q_{пдш} \Delta t, \qquad (VIII.1)$$

где P_r — радиальная сила, действующая на подшипник; $u = \pi d_в' n/60$ — окружная скорость вала, м/с; C — удельная теплоемкость, ккал/(кг·°С); μ — коэффициент трения скольжения, определяемый по графику на рис. VIII.3, *а*; $Q_{пдш}$ — расход воды через подшипник, м³/с; $\Delta t = 5°$ — обычно задаваемый перепад температур.

Из (VIII.1) требуемый расход равен

$$Q_{пдш} = \mu P_r u/(4190 \rho g C \Delta t). \qquad (VIII.2)$$

Коэффициент трения резиновых вкладышей мало зависит от давления, и в пределах изменения последнего от 0,1 до 1 МПа его можно принимать по графику на рис. VIII.3, *а* только в зависимости от скорости *u*. Проведенные на лабораторных установках [2] испытания показали меньшие значения μ, но они требуют проверки. На рис. VIII.3, *б* приведена составленная по статистическим данным диаграмма, по которой в соответствии с обычно принятыми нормами можно ориентировочно определить расход воды через подшипник.

Радиальная сила в вертикальных турбинах возникает под действием неуравновешенных массовых и гидравлических сил, действующих на рабочее

колесо турбины, и, как показали испытания, практически не зависит от сил, действующих на ротор генератора.

Радиальные силы, действующие на подшипник турбины, замеряли более чем на 30 радиально-осевых и поворотнолопастных турбинах при испытаниях, проводившихся ЛМЗ на действующих ГЭС, посредством снабженных тензометрами тарированных болтов, которые устанавливали вместо штатных распорных болтов при освобожденном креплении корпуса. Испытания показали, что наибольшее влияние на значение радиальной силы оказывают неравномерный подвод потока к рабочему колесу, а также недостаточно точная балансировка последнего, бой и искривления вала. Вектор радиальной силы обычно вращается с собственной частотой, а удельные давления во вкладышах подшипников составляют 0,1—0,2 МПа.

В результате этих исследований Б. К. Андриенко [1] для определения радиальной силы (в Н) предложена формула

$$P_r = 780 N/(n D_1), \qquad (VIII.3)$$

где n — частота вращения, об/мин; D_1 — диаметр рабочего колеса, м; N — мощность турбины, кВт.

Для нахождения радиальной силы используется также формула, учитывающая неуравновешенную гидравлическую силу, которая условно считается равной 1% от всей гидравлической радиальной силы, действующей по окружности направляющего аппарата, откуда

$$P_r = 0{,}01 \rho g \pi D_0 b_0 H_{стат} \approx 300 D_0 b_0 H_{стат}, \qquad (VIII.4)$$

где D_0 и b_0 — соответственно диаметр и высота направляющего аппарата, м; $H_{стат}$ — статический напор, м.

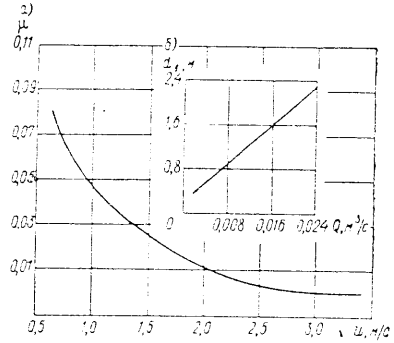

Рис. VIII.3. К определению характеристик подшипников на водяной смазке: *а* — зависимость коэффициента трения от окружной скорости; *б* — диаграмма для предварительного определения расхода

Силу P_r можно определить по формулам (VIII.3) и (VIII.4) и принять большее из полученных значений. Для определения высоты вкладыша задают удельное давление в пределах $p_{уд} = (0{,}1 \div 0{,}2)$ МПа,

$$h_{вкл} = P_r/(p_{уд} d_в). \qquad (VIII.5)$$

Если полученная длина вкладыша слишком мала, что обычно имеет место при тонкостенных валах, ее увеличивают, ориентировочно считая, что высота вкладыша не должна быть меньше $0{,}35 d_в$.

Зазор определяется посадкой A_3/X_{2a}. Увеличение зазора в резиновом подшипнике, главным образом происходит вследствие износа вала. Причем быстрее изнашиваются валы с меньшей окружной скоростью вращения, когда коэффициент трения выше.

Коэффициент износа [2] можно принять как некоторую полученную из опытных данных величину, приведенную к условно принятому межремонтному периоду $П = 21 \cdot 10^3$ и давлению 0,1 МПа, тогда

$$a^* = 21 \cdot 10^3 a/(t p_{уд}), \qquad (VIII.6)$$

где a — износ, мм, за время t, ч; $p_{уд}$ — удельное давление в подшипнике, Па.

Обработка данных показала, что при смазочной воде, содержащей твердые взвешенные наносы в количестве $\sum \delta_{вз} = 0{,}01\%$, по весу условный коэффи-

циент износа можно выразить через окружную скорость как $a^* = 0{,}52\,u$. Тогда из формулы (VIII.5) при u в м/с

$$a/a^* = tp_{уд}/(21 \cdot 10^3)$$

можно определить износ (в мм) в заданных условиях

$$a = 0{,}52tp_{уд}/(21 \cdot 10^3 u). \qquad \text{(VIII.7)}$$

По полученному значению износа можно судить об экономичности эксплуатации резинового подшипника.

Для того, чтобы обеспечить требуемый расход через подшипник, необходимо произвести гидравлический расчет подводящего воду трубопровода, для чего используется методика, аналогичная изложенной в § VI.3.

Достоинствами подшипников с водяной смазкой являются их малый коэффициент трения, малая удельная масса, отсутствие дефицитных материалов, высокая надежность при наличии контроля подачи и резерва чистой воды, отсутствие необходимости теплового контроля и малая стоимость. При тонкостенных валах большего диаметра эти преимущества проявляются сильнее. Недостатками таких подшипников являются износ поверхности вала и непригодность при работе на мутной воде.

§ VIII.3. Подшипники гидротурбин с масляной смазкой

В подшипниках вертикальных гидротурбин с масляной смазкой используют как жидкое, так и густое масло (солидол). Подшипники также различают по ряду других признаков: по конструкции вкладышей — с цилиндрическими или сегментными; по характеру циркуляции смазки — с так называемой самосмазкой, осуществляемой благодаря вращению вала, или принудительной смазкой, при которой циркуляция масла производится с помощью насосов; по типу системы охлаждения масла — с естественным охлаждением вследствие теплопередачи и рассеивания тепла в системе циркуляции или со специальными охладителями, встроенными в систему циркуляции.

Подшипники на густой смазке с баббитовыми вкладышами в настоящее время не применяют, так как в них смазка выжимается в воду и загрязняет реку [29]. Подшипники с жидкой масляной смазкой и кольцевыми баббитовыми вкладышами выполняют с автоматической циркуляционной смазкой, которая осуществляется посредством вращающейся масляной ванны и трубок Пито [27], при неподвижной нижней ванне — постоянно действующими циркуляционными насосами с электрическим или фрикционным приводом. Основными недостатками этих конструкций является наличие масляной ванны, а также уплотнения, характерного для всех масляных подшипников и располагаемого под ними; наличие уплотнения заставляет относить подшипник дальше от рабочего колеса, что увеличивает консольность расположения последнего. В современных гидротурбинах такие подшипники применяют редко.

На рис. VIII.4 представлена конструкция подшипника с регулируемыми самоустанавливающимися вкладышами, широко применяемая в гидротурбинах и гидрогенераторах. Вал *1* такого подшипника (см. рис. VII.2, *б*) выполняют с воротником, направляемым погруженными в масло сегментами *18*, опирающимися на болты *13*. Масляная ванна *2* снизу прикреплена болтами к корпусу подшипника *14*. Над корпусом установлена ванна *17*. При вращении вала масло из ванны *2* постоянно откачивается радиально расположенными в нижней части воротника отверстиями *3* и поступает в зазор между воротником и сегментами, по которому часть его поднимается вверх и сливается из ванны *17*

по трубе *6* в омываемую водой камеру, примыкающую к поверхности крышки *9* турбины. Отсюда вода по трубе *4* возвращается охлажденной в ванну *2*.

Уровень залитого масла не может превышать кромки ванны, а при работе опускается до уровня отверстий в воротнике. Таким образом, при работе уровень масла в ванне определяется уровнем отверстий *15*, просверленных в корпусе и сообщающихся через камеру *10* со сливной трубой. Ванна *17* закрыта крышкой *21*, выполненной из плексигласса. На ней установлено уплотнение *22* из маслостойкой резины, препятствующее вытеканию масла по поверхности

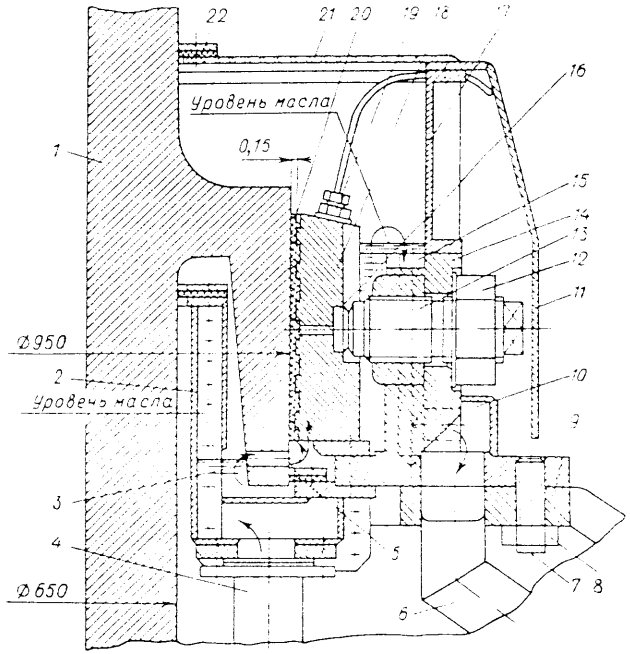

Рис. VIII.4. Направляющий подшипник с самоустанавливающимися регулируемыми вкладышами

вала. Уплотнение *5* такого же типа имеется под сегментами на фланце нижней ванны. Подтягивая болты *13*, закаленные головки которых упираются в закаленные стальные пластинки *16*, установленные в сегментах, можно отрегулировать зазор в подшипнике, который принимают равным среднему зазору посадки *A/X*. Для этого пользуются мерными пластинками, заложенными между сегментом и валом. В корпусе болты фиксируются контргайками *12*, а корпус подшипника крепится к крышке турбины шпильками *7* и гайками *8*. Под подшипником располагаются рабочее и ремонтное уплотнения (см. рис. VIII.1). Сегменты заливают баббитом Б83, слой *20* которого наносят на рифленую, предварительно омедненную поверхность. Ванны выполняют разъемными и присоединяют болтами и штифтами, установленными во фланцах. Болты сегментов снаружи закрывают кожухом *11*.

Тепловой контроль осуществляется посредством термосопротивлений *19*, установленных в сегментах. Их показания выведены на щит управления. Допустимый максимум температуры обычно равен 65° С; при повышении

температуры выше 60° С подается сигнал, а при температуре выше 65° С турбина через реле времени автоматически останавливается.

Достоинствами масляных подшипников с регулируемыми вкладышами являются их малый коэффициент трения, так как самоустанавливающиеся вкладыши работают в условиях, близких к жидкостному трению; компактность конструкции, что позволяет приблизить подшипник к рабочему колесу и облегчает доступ к уплотнению; малый износ поверхностей трения, так как сегменты, залитые баббитом Б83, не изнашивают вал и мало изнашиваются сами; применимость в любых условиях. К недостаткам этих подшипников следует отнести необходимость выполнения воротника, усложняющего конструкцию вала; использование дефицитного баббита; общее усложнение конструкции; необходимость теплового контроля и наличия масляного хозяйства в узлах турбины, где более естественной средой является вода; меньшая демпфирующая способность вкладышей; большая консольность рабочего колеса.

Тепловой расчет масляного подшипника приближенно ведется в предположении, что вся теплота, которая определяется по (VIII.1) и (VIII.2), поглощается и отводится маслом. Радиальную силу определяют по (VIII.3) или (VIII.4). Перепад температуры Δt в масле принимают равным 10—15°. Расход охлаждающей воды определяют по (VIII.1) и (VIII.2); более точно расчет производится с учетом особенностей теплопередачи [52].

§ VIII.4. Подшипники горизонтальных гидротурбин

В горизонтальных гидротурбинах применяются опорные подшипники [29, 48, 64], в которых используется масляная смазка с охлаждением и принудительной циркуляцией с кольцевыми залитыми баббитом разъемными вкладышами или с самоустанавливающимися сегментами. Нагрузка на подшипник здесь достигает значительной величины и определяется обычными методами статики. Характерным показателем нагружения и затрачиваемой на трение в подшипнике энергии, а следовательно, и тепловыделения является произведение pu, где $p = P_{оп}/F_{оп} = P_{оп}/(l_{вкл}d_в)$ — удельное давление, МПа; $u \approx$ $\approx$ 6—8 м/с — окружная скорость вала. Для подшипников гидротурбин с принудительной смазкой и охлаждением масла допустимое удельное давление составляет 2—4 МПа и в большой мере зависит от условий работы и конструкции подшипника, а показатель нагружения принимается $pu = 20 \div 30$ МПа·м/с.

Наибольшее применение в горизонтальных турбинах нашли подшипники с кольцевыми вкладышами (рис. VIII.5). Вкладыш *1* в этом подшипнике состоит из двух половин, скрепленных по горизонтальному разъему болтами *15*, установленными в потайных фланцах. Внутреннюю поверхность *17* вкладышей заливают баббитом (для нижнего вкладыша Б83, для верхнего — Б16). На наружной поверхности вкладышей винтами *7* прикреплены накладки *6*, имеющие сферическую опорную поверхность. Установлены они на мерных подкладках *9*, позволяющих регулировать наружный диаметр сферы вкладыша и смещать его ось. Накладки опираются на подушки *8*, также имеющие сферическую поверхность. Три из них установлены внизу на специальной, имеющей боковые заплечики, обойме *10*, прикрепленной к корпусу *5* винтами *4*. Вверху установлена только одна накладка *14*, которая поджимается клином *13* к верхней половине корпуса. Клин позволяет освободить верхнюю половину вкладыша при демонтаже и регулировать затяг вкладыша в корпусе. Корпус является элементом капсулы, что придает ему достаточную жесткость и прочность.

Масло подводится к подшипнику через отверстия, расположенные несколько ниже разъема по трубкам *12*, где оно еще не нагретым поступает в наиболее нагруженную зону вкладыша и затем попадает в продольную, выполненную

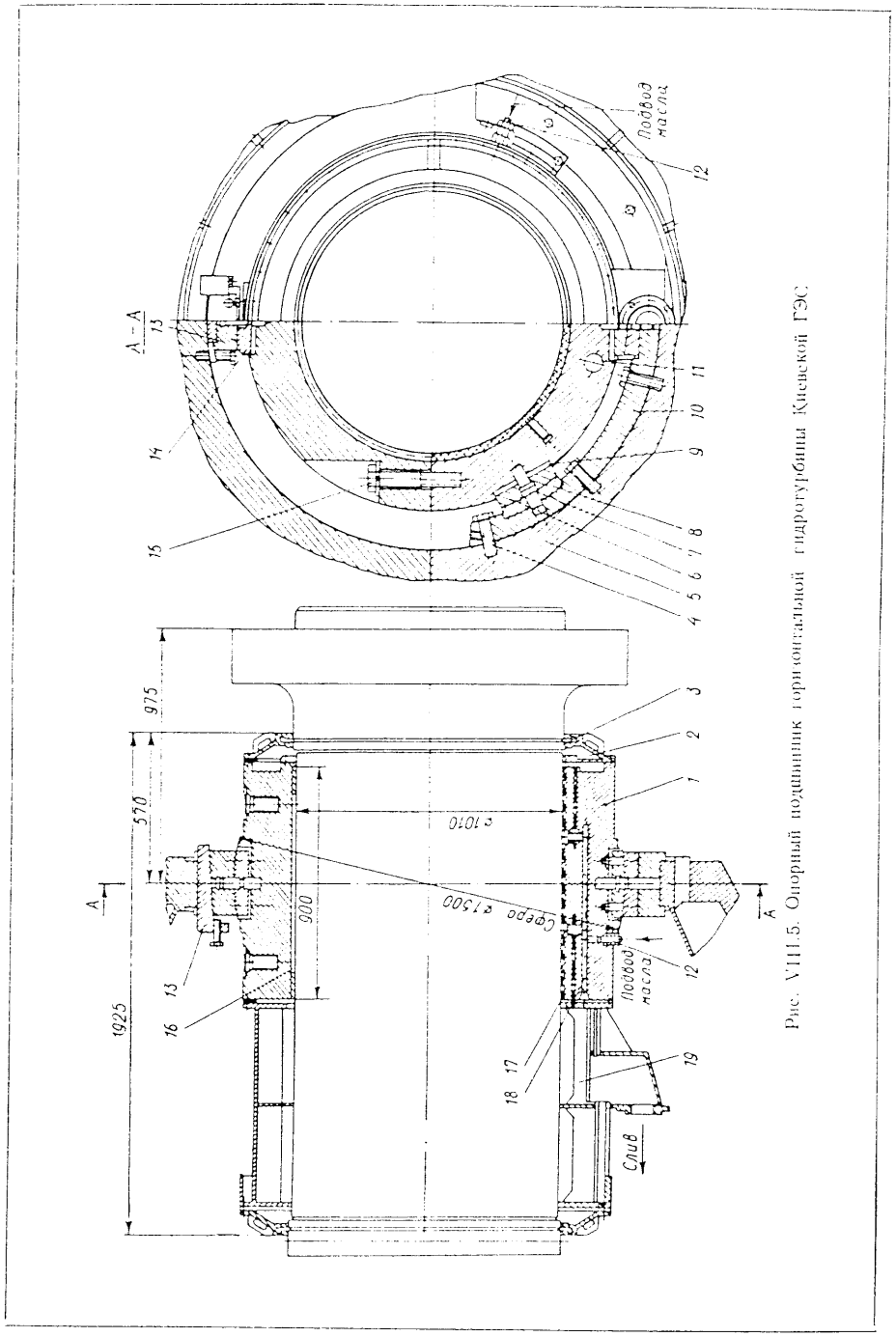

Рис. VIII.5. Опорный подшипник горизонтальной гидротурбины Киевской ГЭС

в баббите, но не сквозную канавку *16*. Таким образом, обеспечивается равномерное растекание масла по длине вкладыша. Вытекает масло через торцы вкладыша в камеры *2* и *19*, которые сообщаются между собой через отверстие *11*. Для предохранения баббитового слоя от возможного отрыва при проникновении масла под давлением между ним и телом вкладыша предусмотрена система дренажных отверстий *18*. Из камеры *19* масло отводится в камеру охлаждения, расположенную вне подшипника. Камеру *2* запирает уплотнение турбины. Перед уплотнением на валу имеется разбрызгивающий поясок *3*, который препятствует вытеканию масла по поверхности вала.

В некоторых конструкциях подшипников при пуске и остановке так же, как в подпятниках, в нижнюю половину вкладыша под повышенным давлением, превышающим удельное давление на 25—30%, от специального насоса подводится масло. Это создает масляный клин в момент трогания с места, когда масляный слой выжат и, следовательно, может возникнуть сухое трение.

Уплотнение вала (рис. VIII.6) состоит из закрепленных винтами на валу турбины разрезных колец *1* и *11*, у которых контактные поверхности облицованы нержавеющей сталью 1Х18Н9Т, и расположенных между ними резиновых мембранных колец *3*, укрепленных на корпусе *4* посредством промежуточного *12* и зажимного *2* колец. В пространство между мембранами по трубе *5* подводится вода под давлением, превышающим давление в проточном тракте турбины. При этом резиновые кольца прижимаются к контактным поверхностям и препятствуют поступлению воды внутрь капсулы. Охлаждение и смазка контактных поверхностей происходит за счет протечек в уплотнении, которые отводятся в капсулу и далее в дренаж гидростанции. При длительных остановках уплотнение «запирается», что достигается подачей воздуха по трубке *8* в резиновый кольцевой шланг *9*, который, раздуваясь, прижимается к опорной поверхности кольца *6*. Укреплен шланг прижимными кольцами *7* и *10*. Зазор в горизонтальном подшипнике определяется методами, известными из теории смазки для ходовых посадок [65].

Конструкция подшипника с двумя рядами опорных самоустанавливающихся сегментов представлена на рис. VIII.7. Вал опирается на восемь нижних сегментов, из которых четыре сегмента *7*, расположенных у вертикальной оси, воспринимают около 80% нагрузки, а четыре сегмента *5* — остальные 20%. В верхней части расположены два сегмента *1*, предохраняющие вал от случайных вертикальных перемещений. Сегменты отлиты из стали 30Л. Рабочую поверхность нижних сегментов заливают слоем *12* баббита Б83, а верхних — Б16.

На входной кромке сегментов по плавной кривой выполняют скос *10*, а опорную точку *11* сегмента смещают по направлению вращения на угол примерно 2,5—3,0°. Таким образом, эксцентриситет относительно продольной оси симметрии сегмента составляет $\varepsilon = (0{,}08 \div 0{,}1) \times B_{сег}$, где $B_{сег}$ — ширина сегмента. Толщина сегмента составляет $\delta_{сег} = l_{сег}/3$, где $l_{сег}$ — длина сегмента. Нижние сегменты через установленные на их внешней поверхности стальные сферические каленые накладки *13* попарно опираются на коромысла *15*, установленные на каленые подушки *14*, которые прикреплены к корпусу подшипника *6*. Наличие сферических опор и коромысла *15* обеспечивают равномерное распределение давления по длине сегмента при прогибе вала. В радиальном направлении подушки *14* регулируются прокладками. От смещения в окружном направлении сегменты удерживаются винтами *8*, упирающимися в сухарь *4*, прикрепленный болтом *9* (узел *11*).

Корпус установлен на лапах на специальном цоколе в капсуле. Возможна установка корпуса в последнем звене капсулы так, как показано на рис. II.20. С торцов и снаружи корпус закрыт крышками *2* и *3* и уплотнениями *18* (см. узел *1*). При демонтаже верхнюю часть подшипника снимают и открывают

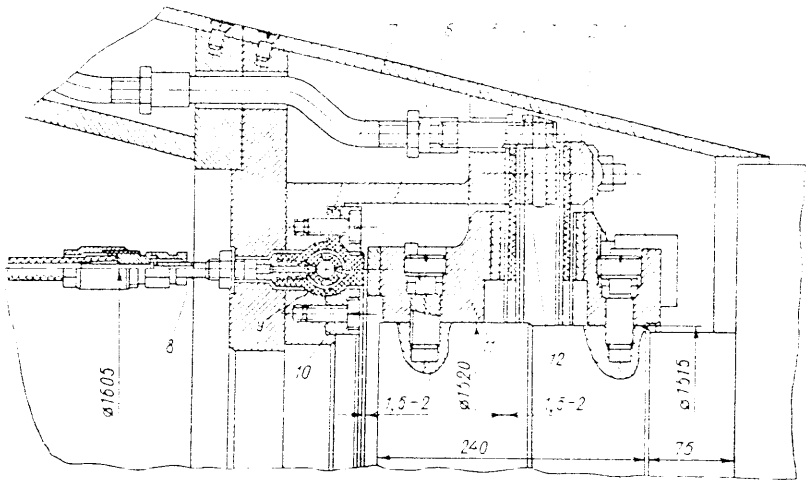

Рис. VIII.6. Уплотнение горизонтальной гидротурбины Киевской ГЭС

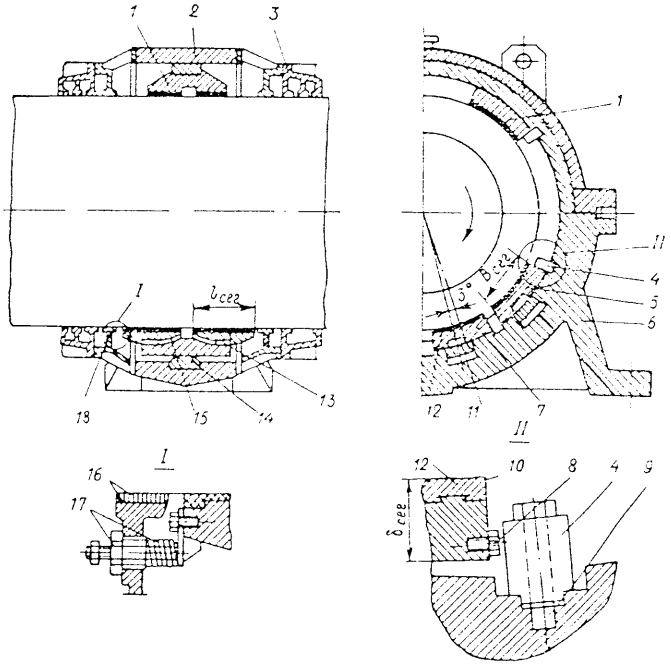

Рис. VIII.7. Опорный подшипник горизонтальной гидротурбины с двумя рядами сегментов на масляной смазке

доступ к сегментам. При смене нижних сегментов вал подвешивают на специальном домкрате, при этом нижняя половина корпуса может быть сдвинута вдоль оси вала и снята, после этого освобождаются сегменты. Сборка происходит в обратном порядке. При сборке в боковых сегментах устанавливают зазоры 0,05—0,08 мм, в верхних сегментах 0,3—0,4 мм.

Масло подводится к сегментам по трубам и отводится из торцовых камер. Уровень масла в кожухе подшипника поддерживают несколько ниже диаметральной разъемной плоскости, где также устанавливают отводящую трубу. Контроль наличия смазки на заданном уровне производится поплавковым реле. Контроль температуры осуществляется термосигнализаторами и термосопротивлениями так же, как в подшипниках с кольцевыми вкладышами.

Уплотнения *16* вала, установленные в крышках кожуха на рессорных подвесках *17*, выполняются в виде тонких расположенных в несколько рядов алюминиевых мягких колец. Такие кольца упруго прижимаются к валу и притираются при работе, не изнашивая вал. Это обеспечивает получение минимального зазора. Кольца, кроме того, улавливают масло, которое отводится из нижней части камер между этими уплотнениями.

Расчет на допустимое давление производят приближенно. Принимая допустимое удельное давление на сегменты $p_{уд.\,доп} \leqslant 3{,}5$ МПа, получают необходимую площадь нижних сегментов $F_{сег} = P_{оп}/p_{уд.\,доп}$. Схема смазки включается в общую схему смазки генератора и турбины и в горизонтальных агрегатах является достаточно сложной. Один из ее вариантов показан в работе [29]. Наряду с расчетом на прочность выполняется тепловой расчет подшипника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андриенко Б. К.** Определение радиальных сил, действующих на подшипники гидротурбин. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 191—195.
2. **Андриенко Б. К.** Исследование и расчет гидротурбинных направляющих подшипников с резинометаллическими вкладышами и водяной смазкой. — «Энергомашиностроение», 1971, № 4, с. 19—21.
3. **Аронсон А. Я., Гримзе Л. Б.** Некоторые результаты расчетов напряженного состояния спиральных камер гидротурбин. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 214—224.
4. **Архипов А. М., Комов Н. Н.** Исследование напряженного состояния и прочности спиральной камеры со сталежелезобетонной оболочкой. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 225—235.
5. **Бабанов О. С.** Гидротурбины Асуанской ГЭС. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 17—22.
6. **Беркман Б. А.** Приближенный метод расчета кольцевых соединений гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1973, № 8, с. 7—10.
7. **Биргер И. А., Шор Б. Ф., Шнейдерович Р. М.** Расчет на прочность деталей машин. Л., «Машиностроение», 1966. 616 с.
8. **Бугов А. У.** Фланцевые соединения. Л., «Машиностроение», 1975. 191 с.
9. **Бугрин С. К., Гутхен Е. В.** Ковшовые турбины Татевской ГЭС. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 10—16.
10. **Букчин М. О., Кондратьев Ю. С., Скрылев И. А.** Новая конструкция спиральной камеры гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1973, № 11, с. 45—47.
11. **Владиславлев Л. А.** Надежность гидротурбин. М., «Энергия», 1970. 95 с.
12. **Гальперин М. И., Иованович М., Иованович Л.** Закладные части турбин ГЭС Джердап—Железные Ворота. — «Энергомашиностроение», 1973, № 11, с. 45—47.
13. **Гамзе З. М.** Технологические пути снижения материально-трудовых затрат в крупном гидротурбостроении. — «Труды ЛПИ», 1961, № 215, с. 111—124.
14. **Гаркави Ю. Е., Смирнов М. И.** Регулирование гидротурбин. М.—Л., Машгиз, 1954. 347 с.
15. **Грановский С. А.** Современные тенденции в конструкции гидротурбин. — «Гидротурбостроение», 1961, № 8, с. 7—20.
16. **Грановский С. А., Орго В. М., Смоляров Л. Г.** Конструкции гидротурбин и расчет их деталей. М.—Л., Машгиз, 1953. 391 с.
17. **Гольдин В. Е.** О рациональной силовой схеме регулирования гидротурбин. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 29—44.
18. **Губин Ф. Ф., Губин М. Ф.** Использование гидроаккумулирующих электростанций с низовыми бассейнами. — «Гидротехническое строительство», 1973, № 2, с. 29—33.
19. **Держко М. В.** Анализ особенностей переходных режимов работы обратимых агрегатов. — «Энергомашиностроение», 1970, № 3, с. 12—15.
20. **Жмудь А. Е.** Расчет на прочность металлической спиральной камеры. — В кн.: Гидротурбостроение. М., Машгиз, 1956, с. 55—81.
21. **Жмудь А. Е.** Расчет на прочность лопаток цилиндрического направляющего аппарата реактивных гидротурбин. — «Гидротурбостроение», 1961, № 8, с. 198—211.
22. **Ковалев Н. Н., Бронштейн Л. Я.** Проблемы проектирования диагональных гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1968, № 7, с. 20—24.
23. **Кац А. М.** Теория упругости. М., Госиздат, 1956. 208 с.
24. **Квятковский В. С.** Диагональные гидротурбины. М., «Машиностроение», 1971. 206 с.
25. **Ковалев Н. Н., Квятковский В. С.** Гидротурбиностроение в СССР. М.—Л., Госэнергоиздат, 1955. 128 с.
26. **Ковалев Н. Н.** Гидротурбины. Л., «Машиностроение», 1971. 584 с.
27. **Ковалев Н. Н.** Проектирование гидротурбин. Л., «Машиностроение», 1974. 279 с.
28. **Колтон А. Ю., Этинберг И. Э.** Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. М.—Л., Машгиз, 1958. 357 с.
29. **Конструкции** и расчет гидротурбин. Л., «Машиностроение», 1974. 408 с. Авт.: С. А. Грановский, В. М. Малышев, В. М. Орго, Л. Г. Смоляров.

30. **Кочанов Л. М.** Расчет прочности лопасти водяной турбины. Вопросы прочности лопасти водяной турбины. ЛГУ им. А. А. Жданова, 1954, с. 93—173.
31. **Кривченко Г. И.** Насосы и гидротурбины. М., «Энергия», 1970. 447 с.
32. **Лойцянский Л. Г.** Ламинарный пограничный слой. М., Физматгиз, 1962. 497 с.
33. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. М.—Л., Машгиз, 1960. 364 с.
34. **Лурье А. И.** Статика тонкостенных упругих оболочек. М.—Л., Гостехиздат, 1948. 252 с.
35. **Малышев В. М.** Условия работы и усилия, действующие на рабочее колесо поворотнолопастной турбины. — «Гидротурбостроение», 1961, № 8, с. 242—259.
36. **Новожилов В. В.** Теория тонких оболочек. Л., Судпромгиз, 1962. 432 с.
37. **Орахелашвили М. М.** Износостойкость реактивных гидротурбин. М., Госэнергоиздат, 1960. 190 с.
38. **Орахелашвили М. М.** Теория разгрузочного диска радиально-осевой гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1964, № 5, с. 13—17.
39. **Орго В. М.** Гидротурбины (рабочий процесс, конструкции, подобие и выбор). ЛГУ, 1973. 314 с.
40. **Орго В. М.** Некоторые итоги научно-исследовательских работ ЛМЗ. — «Гидротурбостроение», 1961, № 8, с. 107—126.
41. **Орго В. М.** Расчет и исследование кинематики механизмов поворота рабочих колес гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1961, № 3, с. 15—19.
42. **Орго В. М., Колтон А. Ю.** Применение и освоение различных типов горизонтальных гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1960, № 10, с. 5—10.
43. **Определение** напряжений и перемещений в деталях втулок рабочих колес гидротурбин на моделях. — «Гидротурбостроение», 1957, № 4, с. 145—176. Авт.: Н. Н. Пригоровский, К. К. Прейс и др.
44. **Постоев В. С., Зиндман А. П.** Расчет спиральных камер гидротурбин совместно с железобетонным блоком агрегата. — «Труды ЦКТИ», 1971, вып. 109.
45. **Раабе И.** Гидравлические машины и установки. Пер. с нем. М., «Энергия», 1974. 310 с.
46. **Расчет** на прочность деталей гидротурбин. М.—Л., «Машиностроение», 1965. с. 365. Авт. А. Я. Аронсон, А. У. Бугов, В. М. Малышев и др.
47. **Робук Н. Н.** Гидротурбостроение на ХТЗ им. С. М. Кирова. — «Энергомашиностроение», 1967. № 10, с. 27—29.
48. **Свинарев Г. А., Меловцов А. А.** Горизонтальные капсульные гидротурбины осевого типа. Киев. «Наукова думка», 1969. 198 с.
49. **Смирнов И. Н.** Гидравлические турбины и насосы. М., «Высшая школа», 1969. 399 с.
50. **Смоляров Л. Г.** Опытная диагональная турбина Бухтарминской ГЭС. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 23—29.
51. **Снитко Н. К.** Строительная механика. М., «Высшая школа», 1972. 486 с.
52. **Справочник** конструктора гидротурбин. Под ред. Н. Н. Ковалева. Л., «Машиностроение», 1971. 304 с. Авт.: Л. Я. Бронштейн, А. Н. Герман, В. Е. Гольдин и др.
53. **Справочник** по гидравлическим расчетам. Под ред. П. Г. Киселева. М., «Энергия», 1972. 312 с.
54. **Стеклов М. Л.** Горизонтальные гидравлические турбины. Л., «Машиностроение», 1974. 215 с.
55. **Тимошенко С. П.** Колебания в инженерном деле. М.—Л., Гостехиздат, 1948. 460 с.
56. **Тимошенко С. П.** Пластинки и оболочки. Л., Гостехиздат, 1948. 460 с.
57. **Тимошенко С. П.** Сопротивление материалов. М., Физматгиз, 1960. 480 с.
58. **Франк-Каменецкий Г. Х.** Приближенный расчет на прочность спиральной камеры гидротурбины. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 11—14.
59. **Франк-Каменецкий Г. Х.** Расчет на прочность овальных сечений спиральной камеры гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1969, № 6, с. 11—14.
60. **Щеголев Г. С.** Гидротурбины Красноярской ГЭС. — «Энергомашиностроение», 1973, № 4, с. 1—3.
61. **Щеголев Г. С.** Некоторые проблемы создания гидротурбин большой мощности. — «Энергомашиностроение», 1973, № 11, с. 1—3.
62. **Шриро И. И.** Расчет крепежа подшипника направляющей лопатки гидротурбины. — «Гидротурбостроение», 1969, № 12, с. 236—246.
63. **Эдель Ю. У.** Ковшовые гидротурбины. М.—Л., Машгиз, 1963. 209 с.
64. **Энглесон Г.** Об испытаниях фланцевых соединений деталей гидротурбин и трубопроводов. — «Энергомашиностроение», 1966, № 5, с. 9—12.
65. **Якушев А. И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М., «Машиностроение», 1975. 471 с.

Оглавление

Предисловие 3

Глава I. **Параметры крупных гидротурбин** 4
§ I.1. Применяемые системы и типы гидротурбин и их параметры . . . . . —
§ I.2. Технико-экономическое значение параметров гидротурбин 7
§ I.3. Нормализация и унификация гидротурбин 9
§ I.4. Состояние и развитие гидротурбостроения 11

Глава II. **Конструкции гидротурбин и их установки** 18
§ II.1. Осевые вертикальные поворотнолопастные гидротурбины и их установки . . . . . —
§ II.2. Радиально-осевые гидротурбины и их установки 27
§ II.3. Диагональные гидротурбины 42
§ II.4. Горизонтальные капсульные гидротурбины и их установки 47
§ II.5. Ковшовые гидротурбины 51

Глава III. **Закладные части гидротурбин** 56
§ III.1. Бетонные спиральные камеры . . . . . —
§ III.2. Статоры гидротурбин 57
§ III.3. Металлические спиральные камеры 60
§ III.4. Методы расчета спиральных камер на прочность 64
§ III.5. Методы упрочнения спиральных камер 70
§ III.6. Последовательность расчета спиральных камер на прочность 72
§ III.7. Упрощенный расчет статора на прочность 77
§ III.8. Камеры рабочих колес осевых гидротурбин 81

Глава IV. **Направляющий аппарат гидротурбин** 85
§ IV.1. Конструкции и системы направляющих аппаратов . . . . . —
§ IV.2. Конструкции основных узлов и деталей 91
§ IV.3. Системы приводов и конструкции сервомоторов 98
§ IV.4. Определение усилия сервомотора направляющего аппарата 105
§ IV.5. Расчет деталей привода на прочность 113
§ IV.6. Расчет лопаток направляющего аппарата на прочность 121
§ IV.7. Расчет крышек турбин и других кольцевых деталей на прочность 127

Глава V. **Рабочие колеса осевых и диагональных гидротурбин** 135
§ V.1. Конструкции и основные элементы рабочих колес . . . . . —
§ V.2. Механизмы поворота лопастей рабочих колес 143
§ V.3. Определение усилия сервомотора рабочего колеса 153
§ V.4. Расчет деталей поворотнолопастных рабочих колес на прочность 162

Глава VI. **Рабочие колеса радиально-осевых гидротурбин** 175
§ VI.1. Конструкции и изготовление рабочих колес . . . . . —
§ VI.2. Уплотнения рабочих колес 182
§ VI.3. Расчет потерь в уплотнениях рабочего колеса 185
§ VI.4. Расчет рабочего колеса на прочность 190

Глава VII. **Валы гидротурбин** 193
§ VII.1. Конструкции валов . . . . . —
§ VII.2. Расчет вала на прочность 197
§ VII.3. Расчет вала на колебания 201
§ VII.4. Маслоприемник и штанги вала 206

Глава VIII. **Подшипники гидротурбин** 209
§ VIII.1. Направляющие подшипники гидротурбин на водяной смазке . . . —
§ VIII.2. Расчет подшипника на водяной смазке 212
§ VIII.3. Подшипники гидротурбин с масляной смазкой 214
§ VIII.4. Подшипники горизонтальных гидротурбин 216
Список литературы 221

ИБ № 763

Виктор Мартович ОРГО

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА на прочность гидротурбин

Редактор издательства Г. Н. Павлова
Переплет художника В. Э. Нефедовича
Технический редактор Т. П. Малашкина
Корректор Л. М. Манучарян

Сдано в набор 23.12.77.
Подписано в печать 06.06.78. М-23360.
Формат бумаги 70×100 1/16.
Бумага типографская № 2.
Литературная гарнитура.
Печать высокая.
Усл. печ. л. 18,2. Уч.-изд. л. 19,48. Тираж 3400 экз.
Зак. 710. Цена 1 р. 10 к.

Ленинградское отделение
издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10