Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Калужский филиал

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Учебное пособие

Калуга
2013

ОЦН (v95)

УДК 621.5 (075.8)
ББК 31.56
К 89

Рецензент: канд. техн. наук *А.А. Жинов*

К 89 **Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И.** Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса / Учебное пособие. — Калуга, 2013. — 170 с., ил. 54

Разработана математическая модель и создана программа для проектирования многоступенчатых центробежных насосов. Обоснован выбор параметрических и функциональных ограничений. Приводятся необходимые справочные данные. Параметры проточной полости оптимизируются по нескольким критериям качества. Программа расчета и проектирования на ПЭВМ функционирует в среде Microsoft Excel.

Пособие предназначено для студентов специальности «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», выполняющих дипломный проект. Оно может быть полезным специалистам, занимающихся расчетом и проектированием лопастных насосов.

Ил. 54. Табл. 17. Библиогр. 100 назв.

УДК 621.5 (075.8)
ББК 31.56

© Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И., 2013

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a	—	эффективное стеснение
$C = n\sqrt{Q}\big/(\Delta h/10)^{3/4}$	—	кавитационный коэффициент быстроходности (кавитационный параметр Руднева)
D, d	—	диаметр, м
$D_Q = \sqrt[3]{Q/n}$	—	единичный диаметр
$D_0 = D_{\text{г}}\sqrt{1-\bar{d}_1^2}$	—	приведенный входной диаметр, м
$\bar{d}_1 = d_1/D_{\text{г}}$	—	втулочное отношение
F	—	площадь, м^2
$F_0 = \pi D_0^2\big/4$	—	площадь меридианного потока в горловине рабочего колеса, м^2
$F_1 = 2\pi R_{\text{ц}1} l_{n1}$	—	то же при входе на лопасть, м^2
$\bar{F}_1 = F_1/F_0$	—	степень диффузорности входного участка рабочего колеса
$g = 9{,}81$	—	ускорение свободного падения, м/с^2
H	—	напор, м
$H_{\text{т}}$	—	удельная работа колеса (теоретический напор), м
$\bar{H} = gH\big/U_2^2$	—	коэффициент напора
Δh	—	кавитационный запас, м
K	—	коэффициент проекции силы
$K_0 = D_0\big/D_Q$	—	коэффициент приведенного входного диаметра
l_n	—	длина нормали, м
$m = U_1\big/V_1$	—	коэффициент режима
n	—	число ступеней
$n_{\text{н}}$	—	частота вращения, об/мин
$n_s = 3{,}65 n_{\text{н}}\sqrt{Q}\big/H^{3/4}$	—	коэффициент быстроходности
p	—	давление, Па
$p_{\text{н.п}}$	—	давление насыщенного пара жидкости, Па

Q	—	объемная подача, расход, м^3/с
r, R	—	радиус, м
$R_ц$	—	радиус центра тяжести, м
rV_u	—	момент скорости, м^2/с
t	—	температура, °С
$T = 2\pi r/Z$	—	шаг лопастей, м
$U = \omega r$	—	окружная (переносная) скорость, м/с
V, W	—	абсолютная, относительная скорость, м/с
Z	—	число лопастей
α	—	угол абсолютного потока
β	—	угол относительного потока
$\beta_л$	—	угол установки лопасти
γ_0	—	угол заострения входной кромки лопасти
$\delta = \beta_{1л} - \beta_1$	—	угол атаки
$\bar{\delta} = \delta/\beta_{1л}$	—	относительный угол атаки
ψ	—	коэффициент стеснения
η	—	коэффициент полезного действия
λ	—	число кавитации лопастной решетки, угол между линией тока и меридианным сечением средней поверхности лопасти
ρ	—	радиус, плотность
σ	—	толщина лопасти, м
$\bar{\sigma} = \sigma/T$	—	относительная толщина лопасти
$\bar{\sigma}_1 = \sigma_1/T_1$	—	относительная толщина входной кромки лопасти
ε	—	безразмерный кавитационный запас
$\omega = \pi n/30$	—	угловая скорость, рад/с

Индексы

ат — атмосферный; в — вала; вх — входа; вых — выхода; г — гидравлический; доп — допускаемый; к — колеса; кр — критический; л — лопасти; м — механический; м — межступенной; н — насоса; норм — нормативный; н.п — насыщенного пара; о — объемный; опт — оптимальный; п — полезная; подв — подвода; подш — подшипника; пот —потерь; р — расчетный; рб —разгрузочного барабана; ср — средний; т — теоретический; у — утечки; ц — центробежного колеса, центра тяжести; э — экспериментальный; *m* — меридианные составляющие скорости; max — максимальный; min — минимальный; *u* — окружные составляющие скорости;

0 — горловина РК, выход из ЛО; 1 — вход в РК; 2 — выход из РК; 3 — вход в диффузорные каналы; 4 — выход из диффузорных каналов, вход в ПК; 5 — выход из ПК, вход в ОК; 6 — выход из ОК; I, II, III — первый, второй, третий критический режим кавитации; $^{-}$ — относительная величина.

Сокращения

АЭС — атомная электростанция; ГП — гидропята; ДК — диффузорные каналы; КПД — коэффициент полезного действия; КЭ — кавитационная эрозия; ЛО — лопаточный отвод; ЛТ — линия тока; ОК — обратные каналы; ПК — переводные каналы; РБ — разгрузочный барабан; РК — рабочее колесо; ТЗ — техническое задание; ТЭС — тепловая электростанция; ЦК — центробежное рабочее колесо.

ВВЕДЕНИЕ

Разработанные математическая модель и программа для ПЭВМ позволяют проектировать многоступенчатые центробежные насосы с коэффициентом быстроходности $n_s = 40…300$. Для проектирования проточных полостей используются методы расчета, основанные на одно- или двумерных моделях течения, которые создавались на протяжении десятков лет в МВТУ им. Н.Э. Баумана, МЭИ, ВНИИГидромаше, Ленинградском политехническом институте, ВНИИАЭН, МАИ и др. организациях. Эти математические модели 1-го уровня дают возможность получить проточные полости подводящих и отводящих устройств и рабочих колес, в основном, соответствующих требованиям технического задания. Далее спроектированные варианты проточных полостей следует оптимизировать по КПД, габаритным размерам и другим критериям с использованием современных моделей 2-го и 3- го уровня для расчета потоков вязкой жидкости. Эти модели в данной работе не рассматриваются.

Так как во многих случаях рабочее колесо первой ступени должно обладать высокой всасывающей способности, то оно может отличаться от такового для промежуточной ступени. Лопаточный отвод первой ступени также может иметь иные геометрические размеры, чем отвод промежуточной ступени.

К центробежному насосу могут предъявляться требования: высокие кавитационные качества, КПД, устойчивость к кавитационной эрозии, малые габариты и масса, низкие уровни кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, длительный ресурс между капитальными ремонтами и др. При выборе наилучшего варианта приходится учитывать различные критерии качества, среди которых встречаются противоречащие друг другу. Поэтому задача проектирования насоса — многокритериальная. Для решения этой задачи один критерий выбирается в качестве решающего, а остальные учитываются введением на них ограничений. Кроме того, вводятся параметрические и функциональные ограничения. В дальнейшем предполагается применить метод ЛП-поиска [60], ранее успешно использованный для оптимизации формы рабочих колес [43].

Так как повышение всасывающей способности лопастных насосов — это одно из главных направлений развития современного насосостроения, то обращается внимание на особенности проектирования центробежных рабочих колес с высокими кавитационными коэффициентами быстроходности на срывном режиме. Такие лопастные насосы при заданных кавитационных запасах могут иметь большую частоту вращения, а при заданной частоте вращения они могут работать с меньшими кавитационными запасами. При увеличении частоты вращения уменьшаются габариты и масса одноступенчатых насосов. В многоступенчатых насосах сокращается число ступеней, что упрощает конструкцию, повышает надежность и также уменьшает габариты и массу насосов. В работе [43] приведены примеры применения центробежных рабочих колес с повышенными кавитационными качествами в первых ступенях промышленных конденсатных и питательных насосов, высокооборотных насосах ЖРД, нефтяных магистральных насосах, а также в криогенной, химической и других отраслях промышленности.

В руководстве приводятся лишь самые необходимые сведения, которые позволяют обоснованно выбирать параметры проточной полости проектируемого насоса. В ряде случаев приходится обращаться к работам по теории лопастных насосов, справочникам и другим источникам, указанным в списке литературы. К сожалению, многие работы стали библиографической редкостью. Разумеется, нет необходимости и возможности знакомиться со всем списком. Указанная литература может использоваться, например, при выполнении исследовательской части дипломного проекта, совершенствовании программы и т.д.

Программа для ПЭВМ функционирует в среде Microsoft Excel. Особенность расчетов в этой среде состоит в следующем. Имеется возможность войти в любое место программы — в начале, середине или ее конце — и изменить последовательность расчета. При изменении какого-либо входного параметра в любой ячейке электронной таблицы практически мгновенно пересчитываются все величины, зависящие от этого параметра. Проектировщик может проследить за влиянием любого параметра на функции и критерии, что облегчает параметрическую оптимизацию. В связи с отмеченной выше особенностью расчетов, нарушения последовательности вычислений, которые можно обнаружить в табл. 1.1, в действительности таковыми не являются.

Лист «Проектирование» электронной таблицы, которую проектировщик видит на экране монитора ПЭВМ, показан в табл. 1.1. Так как программа непрерывно совершенствуется, то алгоритм расчета может несколько отличаться от такового в табл. 1.1. Поскольку в качестве примера проектирования выбран уже существующий насос ПЭ-580-200 с определенными геометрическими размерами, то втулочные отношения рабочих колес, коэффициенты приведенного входного диаметра и другие величины выбраны с большим числом знаков после запятой. При проектировочном расчете эти величины с такой точностью не задаются. Кроме того, в табл. 1.1 помещен отладочный вариант программы расчета, в котором по разным линиям тока задаются разные углы установки лопасти на выходе, толщины и т.д.

1. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ

1.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Приведенное в табл. 1.1 техническое задание содержит параметры насоса и рабочей жидкости. Для расчетного режима задаются: объемная подача $Q_{\text{н}}$, напор $H_{\text{н}}$ и допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ насоса. Кроме того, разработана вторая версия программы, в которой для расчетного режима задаются массовая подача насоса $M_{\text{н}}$ и избыточные давления на выходе $p_{\text{вых}}$ и входе $p_{\text{вх}}$ в насос. Кроме того, задается допускаемое избыточное давление на входе в насос $p_{\text{вх.доп}}$. При этом давлении напор, КПД, вибрация, шум интенсивность кавитационной эрозии и другие параметры насоса могут изменяться вследствие кавитации в допускаемых пределах. В дальнейшем по давлениям $p_{\text{вых}}$ и $p_{\text{вх}}$ в соответствии с (1.13) определяется напор насоса, а по давлению $p_{\text{вх.доп}}$ согласно (1.14) — допускаемый кавитационный запас. Часто $p_{\text{вх.доп}} = p_{\text{вх}}$. Частота вращения вала насоса может не входить в ТЗ. В таком случае она выбирается из следующих соображений. Как очевидно из формулы (1.17), частота вращения влияет на коэффициент быстроходности ступени. С его увеличением до $n_s = 150$ увеличиваются механический, объемный и полный КПД насоса. Кроме того, уменьшаются габариты и масса насоса. Современные промышленные многоступенчатые центробежные насосы без предвключенных устройств в первой ступени имеют $C_{\text{III}} < 1600$. В соответствии с уравнением (1.69) это условие ограничивает возможности увеличения частоты вращения вала насоса. Она также зависит от вида привода: асинхронный электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, паровая турбина и т.д. Поэтому задают частоту вращения $n_{\text{н}}$ и коэффициент запаса по кавитационному срыву $k_{\text{IIIвх}}$ и проверяют полученное значение C_{III}. Обычно насос работает в некотором диапазоне подач. Поэтому в техническом задании помимо оптимальной подачи насоса указаны относительные максимальная $\bar{Q}_{\max} = Q_{\max}/Q_{\text{н}}$ и минимальная $\bar{Q}_{\min} = Q_{\min}/Q_{\text{н}}$ объемные подачи (или относительные максимальная $\bar{M}_{\max} = M_{\max}/M_{\text{н}}$ и мини-

мальная $\bar{M}_{\min} = M_{\min} / M_{н}$ массовые подачи). В питательных насосах ТЭС до 15% подачи насоса может отбираться от какой-либо ступени на нужды станции. В техническом задании указывается объемный или массовый расход промотбора и избыточное давление $p_{по}$ в трубопроводе промотбора. Задается вид рабочей жидкости и ее температура. Плотность и кинематическая вязкость жидкости выбираются по данным [2. 44]. В насосах высокого давления плотность и кинематическую вязкость можно выбрать по заданной температуре и среднему давлению $(p_{вх} + p_{вых})/2$. Минимально допускаемый КПД насоса, минимальный ресурс между капитальными ремонтами и другие параметры, указанные в табл. 1.1, обычно задаются заказчиком.

Для устойчивой параллельной работы насосов их напорные характеристики не должны иметь западания в области малых подач, т.е. быть непрерывно падающими (1.24). Для некоторых насосов, например питательных насосов энергетических установок, регламентируется крутизна напорной характеристики $\chi = (H_{\max} - H_{опт})/H_{опт}$.

Расположение ротора, типы подшипников, концевых уплотнений, подвода и отводов ступеней определяются общей схемой проточной полости насоса. Специфические требования предъявляются к питательным насосам ТЭС и АЭС, которые также оговариваются в ТЗ [28,42].

Так как подача и частота вращения насоса могут изменяться в течение суток, а это влияет на скорость кавитационной эрозии лопастей рабочего колеса и минимальный ресурс между капитальными ремонтами, приводится суточный график работы насоса.

Такие параметры ТЗ, как уровень шума на расстоянии 1м от насоса, виброскорость корпуса подшипника и др., пока не поддаются расчету и удовлетворяются посредством выполнения соответствующих рекомендаций при проектировании и последующей экспериментальной отработки на физических моделях или натурных образцах насосов.

1.2. КПД, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ И ДИАМЕТР ВАЛА НАСОСА

Рассмотрим вначале баланс энергии многоступенчатого насоса с промотбором, схема которого показаны на рис. 1.1. Насос имеет *n* ступеней. Геометрические размеры первой ступени отличаются от геометрических размеров остальных одинаковых ступеней. От ступени номер *m* вода отбирается на нужды ТЭС. Объемный расход промотбора $Q_{по}$,

Таблица 1.1

Пример расчета многоступенчатого насоса

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размер-ность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	*c*	*a*	
	1. Техническое задание						
1	Объемная подача насоса в напорный трубопровод	$Q_н$	м³/ч			579,6	
			м³/с		0,1610		
2	Напор насоса	$H_н$	м			2190	
3	Частота вращения	$n_н$	об/мин			2985	
4	Допускаемый кавитационный запас	$\Delta h_{доп}$	м			16	
5	Относительная максимальная подача насоса	$\bar{Q}_{нmax}$	%			125	
6	Относительная минимальная подача насоса	$\bar{Q}_{нmin}$	%			30	
7	Объемная подача насоса в трубопровод промотбора	$Q_{по}$	м³/с			0,015	
8	Избыточное давление промотбора	$p_{по}$	МПа			7,3	
9	Рабочая жидкость					Питательная вода	
10	Температура	t	°С			160	
11	Плотность	ρ	кг/м³			920	
12	Давление насыщенного пара	$p_{н.п}$	МПа			6,183E-01	
13	Кинематическая вязкость	ν	см²/с			0,002	
14	Минимально допускаемый КПД насоса	η_{min}				0,81	
15	Мин. ресурс между капитальными ремонтами	T	ч			40000	
16	Уровень шума на расстоянии 1 м	$I_ш$	дБ			75	
17	Виброскорость корпуса подшипника	L	мм/с			3	
18	Расположение вала					Горизонтальное	
19	Направление вращения вала со стороны входа					По часовой стрелке	
20	Концевые уплотнения вала					Торцовые	
21	Форма напорной характеристики					Непрерывно падающая	
22	Крутизна напорной характеристики	χ	%			20	
23	Подвод насоса					Кольцевой	
25	Отвод *i*-ступени	Лопаточный					
24	Другие требования	Максимальные габариты: 2500x1600x1000 мм					
		Масса насоса - не более 11000 кг					
		Приводной двигатель - элктродвигатель 2АМЗ-5000/6000					
		Суточный график работы насоса:					
		0-00 - 6-00 30%Qн; 6-00 - 8-00 125%Qн;					
		8-00 - 22-00 100%Qн; 22-00 - 24-00 80%Qн					
	2. КПД, потребляемая мощность и диаметр вала насоса						
25	Число ступеней насоса	n				11	
26	Средний напор ступени	H	м		199,1		(1.16)
27	Средний коэффициент быстроходности ступени	n_s			82		(1.17)
28	Номер ступени промотбора	m			4		(1.19)
29	Относительный расход через ГП или РБ	$\bar{q}_{гп\,(РБ)}$				0,031	(1.23)
30	КПД насоса	η					(1.21, 1.24, 1.25)
						0,805	(1.11)
31	Потребляемая насосом мощность	$N_н$	кВт		4084,49		(1.26)
32	Допускаемое напряжение	$[\tau]$	МПа			40	(1.28)
33	Ориентировочный диаметр вала	$d_в$	мм		117,8		(1.27)
	3. Расчет подвода						
34	Коэф. приведенного вход. диаметра ЦК 1-ой ступени	K_0				4,45	(1.31)
35	Относительная площадь входного патрубка	$\bar{F}_{вх}$				2,95	(1.32)
36	Коэф. диаметра входного патрубка	$K_{D\,вх}$			7,6		Рис. 1.4
37	Диаметр входного патрубка	$D_{вх}$	м		0,3003		(1.30)
	4. Расчет центробежного рабочего колеса первой ступени						
38	Тип ЦК					2	Рис. 1.6
39	Напор первой ступени	H_1	м			195	
40	Коэф. запаса по кавитационному срыву	$k_{ш\,вх}$					(1.65)
						1,3	(1.64)
41	Кавитационный коэф. быстроходности ЦК	$C_ш$			1104		(1.69)
42	Коэффициент быстроходности ЦК	$n_{s\,1}$			89		(1.70)
43	КПД первой ступени по результатам модельных испытаний	$\eta_м$					(1.73)
		$\eta_о$					(1.74)
		$\eta_г$					(1.75)
		η					(1.11)
44	Втулочное отношение	d_1				0,62	(1.76)
45	Относит. толщина входной кромки на средней ЛТ	σ_{1c}				0,04	(1.77)
46	Коэффициент проекции силы	K			0,4		Рис. 1.6

Продолжение табл. 1.1

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размер-ность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	c	a	
47	Эффективное стеснение	$a_c \cdot 10^3$		16,0			(1.78)
48	Коэффициент приведенного входного диаметра	K_0				4,45	Рис. 1.15
49	Диаметр горловины	$D_г$	м	0,2228			(1.79)
50	Диаметр втулки	d_1	м	0,1381			(1.79)
51	Степень диффузорности входного участка ЦК	$\bar{F}_1$				1,2	(1.84)
52	Приведенный кавитац. коэф. быстроходности ЦК	C_{II}					(1.127)
53	Параметр толщины входной кромки на средней ЛТ	$\bar{S}_1$					(1.131)
54	Коэффициент режима	m_c					(1.84а)
55	Число лопастей первого ряда	Z_1				7	(1.81)
56	Толщина входной кромки на средней ЛТ	σ_{1c}	мм	3,5			(1.82)
57	Оптимальный по λ_{min} угол атаки на средней ЛТ	$\delta_{опт.c}$	градус	15,9			(1.85)
58	Выбранный угол атаки на средней ЛТ	δ_c	градус			6	(1.86)
59	Угол установки лопасти на средней ЛТ	$\beta_{1лc}$	градус	18,2			(1.86)
60	Приближенный коэффициент стеснения на входе	ψ_{1c}		0,85			(1.88)
61	Относительный радиус по покрывному диску	$\bar{\rho}_e$				0,135	(1.89)
62	Угол	ξ	градус			50	(1.93)
63	Макс. относительная площадь на повороте	$\bar{F}_{nmax}$		2,40			(1.95)
64	Относительная площадь на повороте	$\bar{F}_n$				1,35	(1.92)
65	Угол наклона основного диска	ε_y	градус			1	(1.96)
66	Координата торца входной воронки	z_o	мм			20	Рис. 1.19
67	Ширина на выходе	b_2	мм			26,4	Табл. 1.6
68	Радиус по покрывному диску	ρ_e	мм	30,1			(1.91)
69	Радиус по основному диску	ρ_u	мм	39,4			(1.98)
70	Параметр наклона основного диска	B	мм	1,5			(1.100)
71	Угол наклона покрывного диска	ε_ϕ	градус	9,4			(1.104)
72	Параметр наклона покрывного диска	A	мм	60,1			(1.102)
73	Осевая длина меридианной проекции	l_z	мм	87,1			(1.106)
74	Радиус средней ЛТ в горловине	r_c	мм	92,7			(1.107)
75	Радиус средней ЛТ на повороте	$r_{cп}$	мм	100,4			(1.109)
76	Радиус вдоль входной кромки	r_1	мм	111,4	97,3	74,2	Табл . 1.4
77	Площадь при входе на лопасти	F_1	мм²	24004	28805	28805	Табл . 1.4
78	Площадь в горловине	F_0	мм²	24004			
79	Момент скорости на входе в ЦК	$(rV_u)_1$	м²/с	0,0529			(1.40)
80	Показатель степени	n				1,2	(1.115)
81	Угол установки лопасти	$\beta_{1л}$	градус	15,7	18,2	24,5	(1.114)
82	Угол атаки	δ	градус	3,0	6,1	8,6	(1.116)
83	Толщина входной кромки лопасти	σ_1	мм		3,8		(1.120)
				3,8		3,8	(1.122)
84	Приближенный коэффициент стеснения на входе	ψ_1		0,84	0,84	0,84	(1.121)
85	Толщина лопасти на начальном участке	σ_E	мм	5	5,7	7	Рис. 1.16
86	Угол	μ_{AE}	градус	45	40	35	Рис. 1.16
87	Угол заострения лопасти	γ_0	градус	0,8	1,5	3,7	(1.133)
88	Относительная толщина каверны	$\bar{h}_m$		1,0	1,6	1,4	(1.134)
89	Кавитационный запас начала кавитации	$\Delta h_{i\,вх}$	м	19,7			(1.50)
90	Относительная длина каверны	$l_к$		0,26			(1.54)
91	Материал ЦК					Сталь 2Х13	Табл. 1.3
92	Временное сопротивление материала ЦК	σ_B	МПа			650	Табл. 1.3
93	Предел текучести материала ЦК	σ_T	МПа			440	Табл. 1.3
94	Параметр Тирувенгадама	a				0,0005	(1.46)
95	Пороговый параметр КЭ	$K_п$				22,5	(1.62)
96	Относительный параметр КЭ	$W_{1e}/W_п$		0,82			(1.45)
		$K_э/K_п$					(1.62)
97	Коэффициент свойств материала	F_{mat}				1	(1.53)
98	Коэффициент свойств жидкости	F_{cor}				0,7	(1.53)
99	Сторона лопасти					Тыльная	
100	Скорость кавитационной эрозии	E	мм/ч	3,3E-07			(1.53)
101	Максимальная глубина разрушений	h_{max}	мм	0,01			(1.59)
102	Относит. критическая подача насоса (1-я ступень)	$Q_{н.кр}/Q_н$		0,56			(1.140)
103	Оптимальная ширина на выходе	$b_{2опт}$	м	0,0289	0,0243	0,0230	Табл. 1.6
104	Оптимальный наружный диаметр	$D_{2опт}$	м	0,3897	0,4037	0,4016	Табл. 1.6
105	Входной радиус второго ряда лопастей	R'_1	мм				Рис. 1.22
106	Число лопастей второго ряда	Z_2					Рис. 1.22

Продолжение табл. 1.1

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размер-ность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	*c*	*a*	
107	Параметр	R_1/R_2		0,57	0,50	0,38	
108	Параметр	$(R_1/R_2)^{2/2}$		0,14	0,09	0,03	
109	Угол установки лопасти на выходе	$\beta_{2л}$	градус	23	25	28	(1.179)
110	Коэффициент прозрачности	k		0	0	0	(1.180)
111	Коэффициент активного радиуса	y		0,825	0,810	0,789	(1.181)
112	Толщина выходной кромки	σ_2	мм	2	3	4	(1.83)
113	Коэффициент стеснения на выходе	ψ_2		0,97	0,96	0,95	(1.182)
114	Наружный радиус	R_2	м	0,1951	0,1939	0,1927	(1.157)
115	Расходный параметр на расчетном режиме	q_p		0,213			(1.177)
116	Степень диффузорности относительного потока	W_2		0,582			(1.160)
117	Относительная площадь на выходе из ЦК	F_2		1,340			(1.161)
118	Коэффициент реактивности ЦК	ρ		0,71			(1.163)
119	Коэффициент напора первой ступени	H_1		0,51			(1.167)
	5. Расчет лопаточного отвода первой ступени						
120	Входной радиус	R_3	м				(1.190)
						0,2	(1.189)
121	Число лопаток	$Z_{по}$				6	Табл. 1.10, 1.11
122	Толщина входной кромки лопатки	σ_3	м			0,004	(1.194)
123	Коэффициент ширины	m_3				0,014	(1.196)
124	Ширина на входе	b_3	м	0,0318			(1.197)
125	Поправка	$c_д$		1,16			(1.199)
		$c_б$		1,22			(1.201)
		$c_г$		1,15			(1.207)
		c				1	
126	Коэффициент стеснения на входе	ψ_3		0,87			(1.187)
127	Угол установки лопатки на входе	$\alpha_{3л}$	градус	8,6			(1.186)
128	Радиус эквивалентной дуги спирального канала	R_c	м	0,2195			(1.214)
129	Радиальная высота диффузора на входе	a_3	м	0,0301			(1.188)
130	Высота горла диффузора	$a_г$	м	0,0295			(1.202а)
131	Доля кинетической энергии	Δ_{2-4}				0,805	(1.183)
132	Степень расширения диффузора	F_4		1,76			(1.209, 210)
133	Угол диффузора в плане	θ_d	градус			7	(1.211)
134	Угол диффузора в осевой плоскости	θ_b	градус			5	(1.211)
135	Длина диффузора	$l_д$	м	0,0956			(1.212)
136	Высота диффузора на выходе	a_4	м	0,0412			(1.213)
137	Ширина диффузора на выходе	b_4	м	0,0402			(1.213)
138	Наружный диаметр	D	м	0,5441			(1.218)
139	Относительный наружный диаметр	D/D_2		1,40			(1.217)
140	Ширина обратных каналов	$b_б$	м			0,0304	(1.221)
141	Угол установки лопасти на выходе из ОК	$\alpha_{бл}$	градус			89	(1.222)
142	Относительный момент скорости	$(rV_u)_0/(rV_u)_2$	%	2,2			(1.223)
143	Радиус ЛТ на выходе из ЛО	r_0	мм	102	87,1	69	Рис. 1.27
144	Профиль меридианной составляющей скорости	V_{0m}		1,06	0,96	1,1	(1.225)
145	Профиль окружной составляющей скорости	V_{0u}		1,6	1	0,5	(1.233)
146	Относительный расход	Q_0/Q_1		0,999			(1.232)
147	Момент скорости на выходе из ЛО	$(rV_u)_0$	м²/с	0,28	0,15	0,06	(1.235)
148	Мерид. составляющая скорости на выходе из ЛО	V_{0m}	м/с	10,8	9,8	11,2	(1.236)
	6. Расчет центробежного рабочего колеса *i*-ступени						
149	Тип ЦК					1	Рис. 1.6
150	Момент скорости на входе в ЦК	$(rV_u)_1$	м²/с	0,26	0,14	0,05	(1.261)
151	Мерид. составляющая скорости на входе в ЦК	V_{1m}	м/с	10,3	9,3	10,7	(1.262)
152	Коэффициент быстроходности ЦК	n_s		84			(1.266)
153	КПД *i*-ступени по результатам модельных испытаний	$\eta_м$					(1.73)
		η_o					(1.74)
		η_i					(1.75)
		η					(1.11)
154	Диаметр втулки	d_1	м			0,138	
155	Коэффициент приведенного входного диаметра	K_0				3,94	(1.268а)
156	Диаметр горловины	$D_г$	м	0,2041			
157	Число лопастей первого ряда	Z_1				7	(1.81)
158	Относит. толщина входной кромки на средней ЛТ	σ_{1c}				0,042	(1.77)
159	Толщина входной кромки на средней ЛТ	σ_{1c}	мм	3,3			(1.82)

Продолжение табл. 1.1

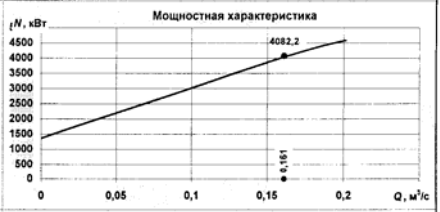
№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размер-ность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	c	a	
160	Степень диффузорности	$\bar{F}_1$				1	(1.84)
161	Площадь в горловине	F_0	мм²		17762		
162	Выбранный угол атаки на средней ЛТ	δ_c	градус			3,7	(1.86)
163	Угол установки лопасти на средней ЛТ	$\beta_{1лс}$	градус		24,4		(1.86)
164	Приближенный коэффициент стеснения на входе	ψ_{1c}			0,88		(1.88)
165	Относительный радиус по покрывному диску	$\bar{\rho}_e$				0,13	(1.89)
166	Угол	ξ	градус			45	(1.93)
167	Макс. относительная площадь на повороте	$\bar{F}_{nmax}$			3,02		(1.95)
168	Относительная площадь на повороте	$\bar{F}_n$				1,35	(1.92)
169	Угол наклона основного диска	ε_u	градус			1	(1.96)
170	Координата торца входной воронки	z_o	мм			23	Рис. 1.19
171	Ширина на выходе	b_2	мм			26,4	Табл. 1.6
172	Радиус по покрывному диску	ρ_e	мм		26,5		(1.91)
173	Радиус по основному диску	ρ_u	мм		43,1		(1.98)
174	Параметр наклона основного диска	B	мм		1,4		(1.100)
175	Угол наклона покрывного диска	ε_e	градус		4,4		(1.104)
176	Параметр наклона покрывного диска	A	мм		42,9		(1.102)
177	Осевая длина меридианной проекции	l_z	мм		82,6		(1.106)
178	Радиус средней ЛТ в горловине	r_c	мм		87,1		(1.107)
179	Радиус средней ЛТ на повороте	$r_{cп}$	мм		96,8		(1.109)
180	Радиус вдоль входной кромки	r_1	мм	102,1	87,1	69,0	Табл . 1.4
181	Показатель степени	n				1,5	(1.115)
182	Угол установки лопасти	$\beta_{1л}$	градус	19,7	24,4	32,7	(1.114)
183	Угол атаки	δ	градус	0,4	4,4	5,6	(1.116)
184	Толщина входной кромки лопасти	σ_1	мм	3	3,3	4	(1.120)
185	Приближенный коэффициент стеснения на входе	ψ_1		0,89	0,88	0,87	(1.121)
186	Относительная критическая подача насоса	$Q_{н.кр}/Q_н$			0,51		(1.140)
187	Оптимальная ширина на выходе	$b_{2опт}$	м	0,0272	0,0232	0,0224	Табл. 1.6
188	Оптимальный диаметр на выходе	$D_{2опт}$	м	0,3903	0,4050	0,3902	Табл. 1.6
189	Входной радиус второго ряда	R'_1	мм				Рис. 1.22
190	Число лопастей второго ряда	Z_2					Рис. 1.22
191	Параметр	R_1/R_2		0,52	0,45	0,35	
192	Параметр	$(R_1/R_2)^{z/2}$		0,10	0,06	0,03	
193	Угол установки лопасти на выходе	$\beta_{2л}$	градус	22	25	27	(1.179)
194	Коэффициент прозрачности	k		0	0	0	(1.180)
195	Коэффициент активного радиуса	y		0,832	0,810	0,796	(1.181)
196	Толщина выходной кромки	σ_2	мм	2,5	3	3,5	(1.83)
197	Коэффициент стеснения на выходе	ψ_2		0,96	0,96	0,96	(1.182)
198	Наружный радиус	R_2	м	0,1978	0,1949	0,1931	(1.273)
199	Расходный параметр на расчетном режиме	q_p			0,193		(1.177)
200	Степень диффузорности относительного потока	$\bar{W}_2$			0,494		(1.160)
201	Относительная площадь на выходе из ЦК	$\bar{F}_2$			1,820		(1.161)
202	Коэффициент реактивности ЦК	ρ			0,70		(1.163)
	7. Расчет лопаточного отвода *i*-ступени						
203	Входной радиус	R_3	м				(1.190)
						0,205	(1.189)
204	Число лопаток	$z_{ло}$				6	Табл. 1.10, 1.11
205	Толщина входной кромки лопатки	σ_3	м			0,004	(1.194)
206	Коэффициент ширины	m_3				0,014	(1.196)
207	Ширина на входе	b_3	м		0,0319		(1.195)
208	Поправка	$c_д$			1,07		(1.199)
		$c_б$			1,20		(1.201)
		$c_г$			1,12		(1.207)
		c				1,05	
209	Коэффициент стеснения на входе	ψ_3			0,87		(1.187)
210	Угол установки лопасти на входе	$\alpha_{3л}$	градус		8,0		(1.186)
211	Радиус эквивалентной дуги спирального канала	R_c	м		0,2236		(1.214)
212	Радиальная высота диффузора на входе	a_3	м		0,0283		(1.188)
213	Высота горла диффузора	$a_г$	м		0,0277		(1.202а)
214	Доля кинетической энергии	Δ_{2-4}				0,83	(1.183)
215	Степень расширения диффузора	$\bar{F}_4$			1,79		(1.209,210)
216	Угол диффузора в плане	θ_u	градус			7	(1.211)

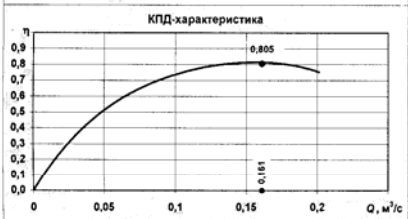
Продолжение табл. 1.1

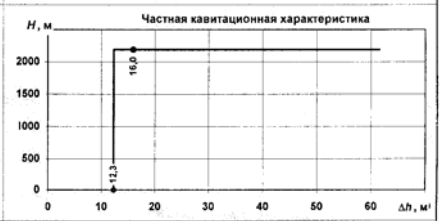
№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размер-ность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	*c*	*a*	
217	Угол диффузора в осевой плоскости	θ_b	градус			5	(1.211)
218	Длина диффузора	$l_д$	м		0,0953		(1.212)
219	Высота диффузора на выходе	a_4	градус		0,0394		(1.213)
220	Ширина диффузора на выходе	b_4	м		0,0402		(1.213)
221	Наружный диаметр	D	м		0,5490		(1.218)
222	Относительный наружный диметр	D/D_2			1,408		(1.217)
223	Ширина обратных каналов	b_6	м			0,0304	(1.221)
224	Угол установки лопасти на выходе из ОК	$\alpha_{6л}$	градус			89	(1.222)
225	Относительный момент скорости	$(rV_u)_0/(rV_u)_2$	%		1,9		(1.223)
226	Радиус ЛТ на выходе из ЛО	r_0	мм	102	87,1	69	Рис. 1.27
227	Профиль меридианной составляющей скорости	$\bar{V}_{0m}$		1,06	0,96	1,1	(1.225)
228	Профиль окружной составляющей скорости	$\bar{V}_{0u}$		1,6	1	0,5	(1.233)
229	Относительный расход	Q_0/Q_i			0,999		(1.232)
230	Момент скорости на выходе из ЛО	$(rV_u)_0$	м²/с	0,26	0,14	0,05	(1.235)
231	Мерид. составляющая скорости на выходе из ЛО	V_{0m}	м/с	9,9	9,0	10,3	(1.236)
	8. Эскизное проектирование насоса						
	Выполняется с помощью программ КОМПАС-3D, AutoCAD, SolidWorks и др.						
	9. Расчет устройств для уравновешивания осевых сил на роторе по программе "ГИДРОПЯТА"						
232	Тип устройства					Гидропята	
233	Наружный радиус диска ГП	$R_{гп}$	мм			160	
234	Наружный радиус РБ	$R_{рб}$	мм				
235	Длина цилиндрической щели РБ	l	мм				
236	Зазор цилиндрической щели РБ	δ	мм				
237	Эквивалентная шероховатость	Δ	мм			0,005	
238	Относительный расход через ГП или РБ	$\bar{q}_{гп(рб)}$	%		3,1		(1. 23)
	10. Потери энергии и КПД насоса						
	10.1. Расчет уплотнений ЦК первой ступени						
239	Диаметр щели уплотнения	$D_{у1}, D_{у2}, D_{у3}$	мм	265	250	240	Рис. 1.39
240	Радиальный зазор щели уплотнения	$\delta_{у1}, \delta_{у2}, \delta_{у3}$	мм	0,25	0,4	0,5	(1.284)
241	Длина щели уплотнения	$l_{у1}, l_{у2}, l_{у3}$	мм	20	15	26	(1.284)
242	Эквивалентная шероховатость	$\Delta_у$	мм			0,01	(1.285)
243	Коэффициент расхода уплотнения	μ			0,434		(1.276)
244	Относительный расход утечки	$\bar{q}_у$	%		2,7		(1.286)
245	Нормативный относительный расход утечки	$\bar{q}_{у.норм}$	%		3,6		(1.287)
	10.2. Расчет уплотнений ЦК *i*-ступени						
246	Диаметр щели уплотнения	$D_{у1}, D_{у2}, D_{у3}$	мм	250	236	222	Рис. 1.39
247	Радиальный зазор щели уплотнения	$\delta_{у1}, \delta_{у2}, \delta_{у3}$	мм	0,25	0,4	0,5	(1.284)
248	Длина щели уплотнения	$l_{у1}, l_{у2}, l_{у3}$	мм	22	15	25	(1.284)
249	Эквивалентная шероховатость	$\Delta_у$	мм			0,01	(1.285)
250	Коэффициент расхода уплотнения	μ			0,428		(1.276)
251	Относительный расход утечки	$\bar{q}_у$	%		2,5		(1.286)
252	Нормативный относительный расход утечки	$\bar{q}_{у.норм}$	%		3,6		(1.287)
	10.3. Расчет межступеннного уплотнения						
253	Диаметр щели уплотнения	$D_{у1}, D_{у2}$	мм	160	170		Рис. 1.37
254	Радиальный зазор щели уплотнения	$\delta_{у1}, \delta_{у2}$	мм	0,3	0,4		Рис. 1.37
255	Длина щели уплотнения	$l_{у1}, l_{у2}$	мм	20	18		Рис. 1.37
256	Эквивалентная шероховатость	Δ	мм			0,01	(1.285)
257	Относит. потеря мощности в межступ. уплотнениях	$\Sigma\ \bar{N}_{мс}$	%		0,632		(1.292)
	10.4. Расчет дискового трения ЦК						
258	Ширина левой и правой пазухи	s_e, s_a	мм	15		10	Рис. 1.2
259	Длины цилиндр. поверхностей на дисках ЦК	$l_{це}, l_{ца}$	мм	2		3	Рис. 1.37
260	Относит. мощность дискового трения всех ЦК	$\Sigma\ \bar{N}_{т.д}$	%		4,3		(1.305)
	10.5. Расчет мощности трения гидропяты или разгрузочного барабана						
261	Относит. мощность трения ГП	$\bar{N}_{т.гп(рб)}$	%		0,1		(1.309, 1.313)
	10.6. Расчет мощности трения в подшипниках и уплотнениях вала						
262	Радиус, длина шейки и радиальный зазор	$R_п, l_п, \delta_п$	мм	55	130	0,06	
263	Кинематическая вязкость смазки	$\nu_п$	см²/с			0,14	
264	Плотность смазки	$\rho_п$	кг/м³			880	
265	Относит. мощность трения подшипников ротора	$\Sigma\ \bar{N}_{т.подш}$	%		0,1		(1.315)
	10.7. Коэффициенты полезного действия насоса						
266	Механический КПД	$\eta_м$			0,949		(1.5)
267	Объемный КПД	$\eta_о$			0,948		(1.9)
268	Гидравлический КПД	$\eta_г$			0,896		(1.10)
269	КПД насоса	η			0,805		(1.11)

Окончание табл. 1.1

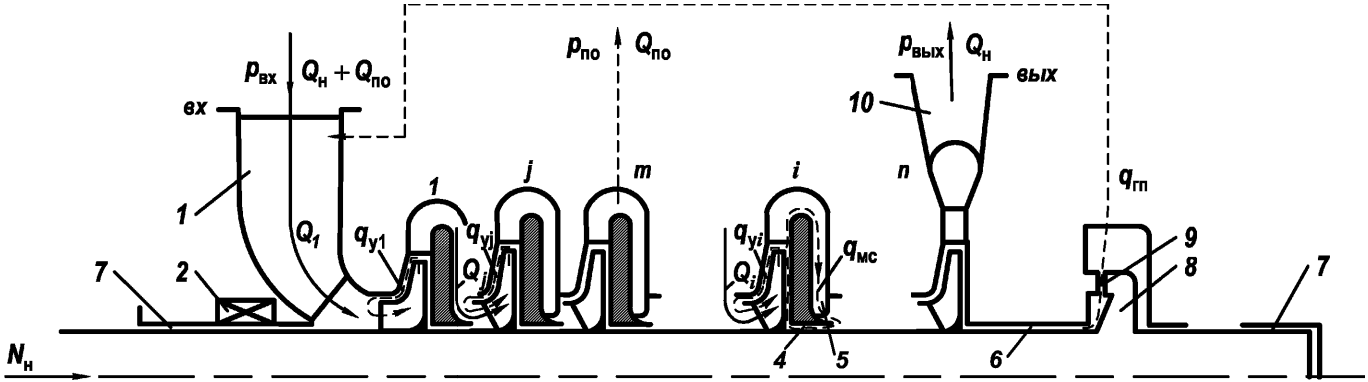
№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размер-ность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	*c*	*a*	
	11. Профилирование лопастей ЦК по программе"Профилирование лопасти"						
270	Строка запуска программы профилирования	"C:\Program Files\Dinjsoft\Профилирование ЦК\MsxSE.exe"					
271	Имя файла для параметров ЦК первой ступени	c:\mcn_1.xpm					
272	Имя файла для параметров ЦК *i* -ступени	c:\mcn_pr.xpm					
273	Расход через ЦК первой ступени	$Q_{к1}$	м³/с	0,18535			(1. 157б)
274	Теоретический напор первой ступени	$H_{т1}$	м	217,7			(1. 157а)
275	Расход через ЦК *i* -ступени	$Q_{кi}$	м³/с	0,17009			(1.264)
276	Теоретический напор *i* -ступени	$H_{тi}$	м	224,7			(1.272)
	12. Энергетическая и кавитационная характеристики						
	n = 2985 об/мин						

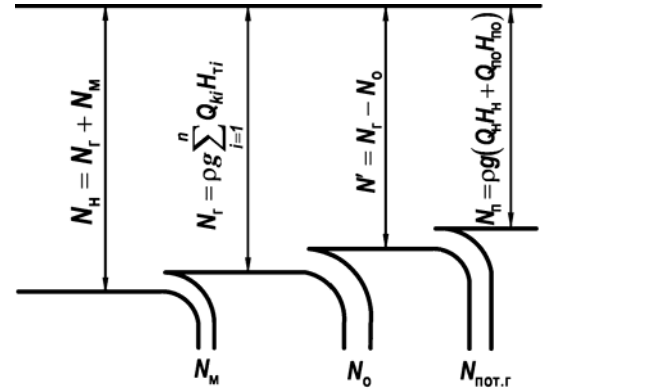






	13. Оценка критериев качества						
277	Кавитационный коэф. быстроходности насоса	$C_{III\,вх}$		1025			(1.318)
278	Коэф. запаса по кавитационному срыву	$k_{III\,вх}$		1,30			(1.63)
279	Относительный параметр КЭ	$W_э/W_п$		0,82			(1.45)
		$K_э/K_п$					(1.62)
280	Относительная критическая подача насоса	$Q_{н.кр}/Q_н$		0,56			(1.140)
281	КПД насоса	η		0,805			(1.11)
282	Приведенный напор	Ψ		0,268			(1.325)
283	Коэффициент напора *i* -ступени	$\bar{H}_i$		0,52			(1.320)
284	Приведенный входной диаметр *i* -ступени	D_0	м	0,1504			(1.79)
285	КПД по данным Лунаци	$\eta_{ЛУН}$				0,8	Рис. 1.43
286	КПД по формуле Шапиро	$\eta_{ШАП}$		0,87			(1.319)
276	Коэф. быстроходности *i* -ступени по EUROPUMP	$n_{s/}$3,65		23			
287	КПД по данным EUROPUMP	η_{EURO}				0,86	Рис. 1.47
288	Коэффициент напора по данным ВИГМ	$\bar{H}_{ВИГМ}$		0,53			(1.321)
289	Коэффициент напора по данным EUROPUMP	$\bar{H}_{EURO}$		0,54			(1.324)
	Программа МЦН v1.183						





$Q_1 = Q_н + Q_{по} + q_{гп}$; $Q_{к1} = Q_1 + q_{у1}$; $Q_i = Q_н + q_{гп}$; $Q_{кi} = q_{гп} + q_{уi}$

Рис. 1.1. Схема многоступенчатого центробежного насоса и баланс энергии:

1 — подвод; *2* — уплотнение вала; *3* — щелевое уплотнение; *4* — межступенное уплотнение; *5* — лопаточный отвод; *6* — цилиндрическая щель гидропяты; *7* — подшипник; *8* — диск гидропяты; *9* — торцовая шель гидропяты; *10* — нагнетательный патрубок

а давление $p_{по}$. Нумерация ступеней следующая: 1, 2, ..., *j*, ..., *m*, ..., *i*, ..., *n*. Расход утечки через уплотнение рабочего колеса первой ступени $q_{у1}$, отличается от расходов утечки через уплотнения последующих рабочих колёс, которые принимаются одинаковыми $q_{уi} = q_{уj}$. Для разгрузки ротора от осевой силы насос снабжен гидропятой (или разгрузочным барабаном). Расход жидкости в системе разгрузки $q_{гп}$. Этот расход проходит через все рабочие колёса и возвращается во всасывающий патрубок. Объемный расход межступенной утечки $q_{мс}$ вычисляется для *i*-ой ступени и считается одинаковым для всех остальных ступеней (с запасом). Расходы ступеней $Q_1 = Q_j = Q_н + Q_{по} + q_{гп}$, $Q_i = Q_н + q_{гп}$. Расходы через рабочие колёса $Q_{к1} = Q_1 + q_{у1}$, $Q_{кj} = Q_j + q_{уj}$, $Q_{кi} = Q_i + q_{уi}$. В этих формулах: *подача насоса в напорный трубопровод* $Q_н$, *подача насоса в трубопровод промотбора* $Q_{по}$.

Энергия, переданная рабочим колесом единице веса проходящей через него жидкости, называется *теоретическим напором ступени* $H_{тi}$, а та же энергия в единицу времени называется *гидравлической мощностью ступени* $N_{гi} = \rho g Q_{кi} H_{тi}$. *Напором ступени* H_i назовем разницу полных энергий единицы веса жидкости на входе и на выходе из ступени. Мощность, сообщаемая насосом жидкости, которую он подает в трубопровод промотбора и напорный трубопровод, называется *полезной мощностью насоса*.

$$N_п = \rho g (Q_{по} H_{по} + Q_н H_н). \qquad (1.1)$$

В этой формуле $H_{по}$ — *напор промотбора,* равный разнице полных энергий единицы веса жидкости на выходе из канала промотбора и входе в насос. К насосу подводится мощность $N_н$, которая называется *потребляемой насосом мощностью.* Часть этой мощности теряется (превращается в тепло). Отношение полезной мощности насоса к потребляемой представляет собой *коэффициент полезного действия (КПД) насоса:*

$$\eta = \frac{N_п}{N_н} \qquad (1.2)$$

Потери мощности делятся на механические, объемные и гидравлические.

Механические потери. Они включают в себя потери мощности $\sum N_{\text{т.подш}}$ на преодоление трения в концевых уплотнениях вала и подшипниках. Кроме того, расходуется мощность $\sum_{i=1}^{n} N_{\text{т.д}}$ на преодоление жидкостного трения обоих дисков, цилиндрических поверхностей на наружном диаметре и колец щелевых уплотнений всех рабочих колес, на трение диска гидропяты $N_{\text{т.гп}}$ (или разгрузочного барабана $N_{\text{т.рб}}$), в межступенных уплотнениях и в цилиндрической щели гидропяты. Двумя последними потерями мощности ввиду малости пренебрегаем. Если насос снабжен разгрузочным барабаном, то учитывается мощность трения в цилиндрической щели барабана. К механическим потерям отнесём также потерю мощности $\sum_{i=1}^{n-1} N_{\text{мс}}$ с утечкой в n–1 межступенных уплотнениях. Эта утечка через межступенное уплотнение поступает в пазуху рабочего колеса. Далее она движется от центра к периферии и увеличивает свою энергию за счет взаимодействия с диском колеса и слияния с потоком жидкости, выходящим из колеса. В основном, вследствие гидравлического сопротивления щели межступенного уплотнения её энергия теряется. Мощность механических потерь:

$$N_{\text{м}} = \sum N_{\text{т.подш}} + \sum_{i=1}^{n} N_{\text{т.д}} + N_{\text{т.гп}} + \sum_{i=1}^{n-1} N_{\text{мс}}, \tag{1.3}$$

причем потери мощности с межступенными утечками следует суммировать во всех ступенях, кроме последней. Оставшаяся мощность $N_{\text{г}}$ передается рабочими колесами проходящей через них жидкости и называется *гидравлической мощностью насоса.* Если объемный расход через рабочее колесо $Q_{\text{к}i}$, а теоретический напор ступени $H_{\text{т}i}$ то гидравлическая мощность рассматриваемого насоса:

$$N_{\text{г}} = \rho g \sum_{i=1}^{n} Q_{\text{к}i} H_{\text{т}i} = \rho g \Big[(Q_{\text{н}} + Q_{\text{по}} + q_{\text{у}1} + q_{\text{гп}}) H_{\text{т}1} + (m-1)(Q_{\text{н}} + \\ + Q_{\text{по}} + q_{\text{у}j} + q_{\text{гп}}) H_{\text{т}j} + (n-m)(Q_{\text{н}} + q_{\text{у}i} + q_{\text{гп}}) H_{\text{т}i} \Big]. \tag{1.4}$$

Механический КПД насоса

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{г}}}{N_{\text{н}}}, \tag{1.5}$$

где потребляемая насосом мощность

$$N_{\text{н}} = N_{\text{г}} + N_{\text{м}}. \qquad (1.6)$$

Так как $\eta_{\text{м}} = (N_{\text{н}} - N_{\text{м}}) / N_{\text{н}} = 1 - N_{\text{м}} / N_{\text{н}}$, то

$$\eta_{\text{м}} = 1 - \left(\sum \overline{N}_{\text{т.подш}} + \sum_{i=1}^{n} \overline{N}_{\text{т.д}} + \overline{N}_{\text{т.гп}} + \sum_{i=1}^{n-1} \overline{N}_{\text{мс}} \right). \qquad (1.7)$$

Каждое из слагаемых в скобках представляет собой относительную потерю мощности, а ее численное значение позволяет судить о влиянии соответствующей величины на механический КПД насоса. Так, уменьшение дискового трения на 1% на столько же увеличивает механический КПД насоса.

Объемные потери. Объемный расход жидкости $q_{\text{у}i}$ из области высокого давления на выходе из рабочего колеса через щелевые уплотнения на диске колеса возвращается на его вход и уносит энергию $\rho g q_{\text{у}i} H_{\text{т}i}$. Утечка жидкости через гидропяту (или разгрузочный барабан) с объемным расходом $q_{\text{гп}}$ или $q_{\text{рб}}$ поступает во всасывающий патрубок насоса, проходит через все рабочие колеса, получая от них энергию, и возвращается на всасывание. При движении жидкости через цилиндрическую и торцевую щели, отводящий трубопровод гидропяты и другие элементы проточной полости полученная энергия теряется. Если опорами ротора служат гидродинамические, гидростатические и т.п. подшипники, то на их питание также расходуется жидкость и имеет место объемная потеря мощности. Ввиду малости этой потерей пренебрегаем. Поэтому объемная потеря мощности $N_{\text{о}} = \rho g \sum_{i=1}^{n} (q_{\text{у}i} + q_{\text{гп}}) H_{\text{т}i}$. После вычитания этой мощности из гидравлической получим мощность, сообщаемую полезному расходу жидкости:

$$N' = \rho g [(Q_{\text{н}} + Q_{\text{по}}) H_{\text{т}1} + (m-1)(Q_{\text{н}} + Q_{\text{по}}) H_{\text{т}j} + (n-m) Q_{\text{н}} H_{\text{т}i}]. \qquad (1.8)$$

Объемные потери учитываются *объемным КПД насоса,* который равен отношению мощности, сообщаемой полезному расходу жидкости, к гидравлической:

$$\eta_{\text{о}} = \frac{N'}{N_{\text{г}}} \qquad (1.9)$$

Гидравлические потери. При движении жидкости в проточной полости насоса затрачивается мощность на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочих колес и отводов ступеней. Эти потери оцениваются *гидравлическим КПД насоса,* который представляет собой отношение полезной мощности к мощности, сообщаемой насосом полезному расходу жидкости:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{N_{\text{п}}}{N'}. \qquad (1.10)$$

На основании уравнений (1.5) (1.9) (1.10) КПД насоса можно представить как произведение:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н}}} = \frac{N_{\text{г}}}{N_{\text{н}}}\frac{N'}{N_{\text{г}}}\frac{N_{\text{п}}}{N'} = \eta_{\text{м}}\eta_{\text{о}}\eta_{\text{г}}. \qquad (1.11)$$

Сравнение механического, объемного и гидравлического КПД спроектированного насоса с нормативными, статистическими данными и данными аналогов позволяет судить, насколько удачно спроектированы лопастные системы, щелевые уплотнения, система разгрузки от осевых сил, механические уплотнения вала, подшипниковые опоры, и др. Кроме того, оценка относительных мощностей механических потерь в уравнении (1.7) и относительных расходов $q_{yi}/Q_{\text{н}}$, $q_{\text{гп}}/Q_{\text{н}}$ в уравнении (1.4) позволяет анализировать слагаемые механического и объемного КПД, соответственно.

Далее перейдем к расчету насоса. В качестве примера выбран многоступенчатый питательный насос блока ТЭС, показанный на рис. 1.2.

Для варианта программы МЦН-М по данным технического задания объемная подача насоса

$$Q_{\text{н}} = M_{\text{н}}/\rho, \qquad (1.12)$$

напор насоса

$$H_{\text{н}} = \left(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}\right)/\rho g \qquad (1.13)$$

(скоростными напорами и геометрическими высотами пренебрегаем).

Допускаемый кавитационный запас

$$\Delta h_{\text{доп}} = \left(p_{\text{вх.доп}} + p_{\text{ат}} + \rho V_{\text{вх}}^2/2 - p_{\text{н.п}}\right)/\rho g, \qquad (1.14)$$

где $p_{\text{ат}} = 101300$ Па — нормальное атмосферное давление.

Давление насыщенного пара воды в МПа определяется по уравне-

ниям работы [2]:

$$p_{\text{н.п}} = \left\{ 2C \Big/ \left[-B + \left(B^2 - 4AC \right)^{1/2} \right] \right\}^4 , \qquad (1.15)$$

$A = \theta^2 + n_1\theta + n_2$, $B = n_3\theta^2 + n_4\theta + n_5$, $C = n_6\theta^2 + n_7\theta + n_8$,

$\theta = T + n_9\left(T - n_{10}\right)$, $T = t + 273{,}16$, причем коэффициенты n_i заданы табл.1.2.

Таблица 1.2

Коэффициенты уравнения

i	n_i	i	n_i
1	$0{,}116705214 \cdot 10^4$	6	$0{,}149151086 \cdot 10^2$
2	$-0{,}724213167 \cdot 10^6$	7	$-0{,}482326573 \cdot 10^4$
3	$-0{,}170738469 \cdot 10^2$	8	$0{,}405113405 \cdot 10^6$
4	$0{,}120208247 \cdot 10^5$	9	$-0{,}238555575$
5	$-0{,}323255503 \cdot 10^7$	10	$0{,}650175348 \cdot 10^3$

Выбирается число ступеней насоса n, рассчитывается средний напор ступени

$$H = H_{\text{н}} / n \qquad (1.16)$$

и средний коэффициент быстроходности ступени (без учета промотбора)

$$n_s = 3{,}65 n_{\text{н}} \sqrt{Q_{\text{н}}} \Big/ H^{3/4} . \qquad (1.17)$$

При выборе числа ступеней принимают во внимание, что КПД ступени достигает максимума при $n_s = 150...200$ (рис. 1.43 — 1.47). При меньших n_s снижается КПД и появляется западание напорной характеристики при малых подачах (рис.1.25). Однако при больших n_s увеличивается осевой габарит насоса и длина ротора, что уменьшает его жесткость и критическую частоту вращения. Обычно

$$n_s \geq 40 ,$$

а для мощных многоступенчатых насосов

$$n_s \geq 70 .$$

Затем определяется наименьший номер ступени $m_{\min}$, от которой

ОДН (095)

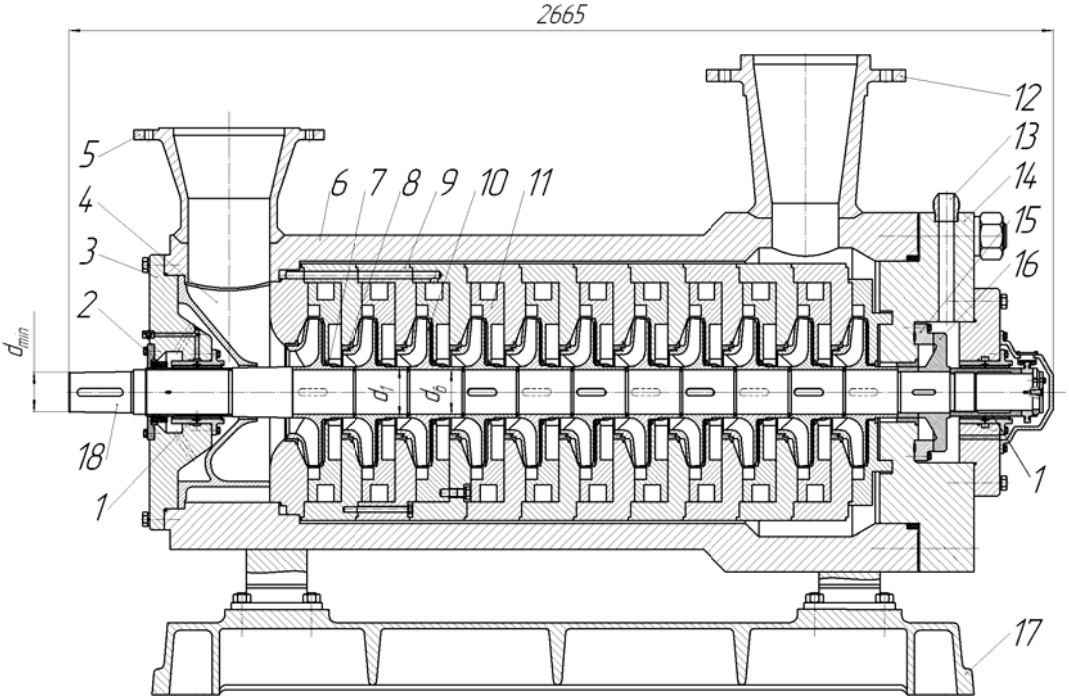


Рис. 1. 2. Многоступенчатый секционный питательный насос:

1 — подшипник на водяной смазке; *2* — торцовое уплотнение; *3* — всасывающая крышка; *4* — кольцевой подвод; *5* — всасывающий патрубок; *6* — наружный корпус; *7* — межступенное уплотнение; *8* — уплотнение рабочего колеса; *9* — секция; *10* — рабочее колесо; *11* — лопаточный отвод; *12* — напорный патрубок; *13* — отводящий канал гидропяты; *14* — напорная крышка; *15* — подпятник гидропяты; *16* — диск гидропяты; *17* — фундаментная плита; *18* — вал

следует выполнить промотбор с заданным давлением $p_{\text{по}}$. Будем отбирать воду из переводного канала лопаточного отвода (рис. 1.2). Скоростными напорами и потерями в обратном канале лопаточного отвода ступени с номером $m_{\min}$ пренебрегаем. Из уравнения баланса энергий $p_{\text{по}} = p_{\text{вх.доп}} + \rho g H_1 + (m_{\min} - 1)\rho g H_j$, где $H_j \approx (H_{\text{н}} - H_1)/(n-1)$, получаем:

$$m_{\min} = 1 + \frac{p_{\text{по}} - p_{\text{вх.доп}} - \rho g H_1}{\rho g H_j}. \qquad (1.18)$$

Рассчитанный по уравнению (1.18) номер ступени округляется до целого числа

$$m = \begin{cases} [m_{\min}], \text{ если } m_{\min} - [m_{\min}] < 0{,}05 \\ [m_{\min}] + 1, \text{ если } m_{\min} - [m_{\min}] \geq 0{,}05, \end{cases} \qquad (1.19)$$

где квадратные скобки означают, что берется целая часть числа. При этом давление промотбора может оказаться меньше заданного не более, чем на $0{,}05\rho g H_j$.

Пренебрегая скоростными напорами, напор промотбора

$$H_{\text{по}} = H_1 + (m-1) H_j. \qquad (1.20)$$

Для приближенного расчета КПД насоса механический коэффициент полезного действия насоса оценивается согласно [24] как

$$\eta_{\text{м}} = 1/(1 + 820/n_s^2). \qquad (1.21)$$

Относительный расход через переднее уплотнение рабочего колеса по расчету [24]

$$\bar{q}_{\text{у1}} = q_{\text{у1}}/Q_{\text{н}} = 0{,}68/n_s^{2/3}. \qquad (1.22)$$

Относительным расходом утечки в системе разгрузки осевых сил в первом приближении задаемся с учетом данных [44],

$$\bar{q}_{\text{гп}} = q_{\text{гп}}/Q_{\text{н}} = 0{,}02...0{,}06. \qquad (1.23)$$

Затем он уточняется по программе «Гидропята» и вновь вводится в ПЭВМ. Объемный КПД насоса

$$\eta_{\text{о}} = 1/(1 + \bar{q}_{\text{у1}} + \bar{q}_{\text{гп}}), \qquad (1.24)$$

а гидравлический выбирается предварительно

$$\eta_{\text{г}} = 0{,}9. \qquad (1.25)$$

КПД насоса

$$\eta = \eta_{м}\eta_{о}\eta_{г} \tag{1.25а}$$

рассчитывается по формуле (1.2), а потребляемая им мощность на основании (1.2)

$$N_{н} = N_{п}/\eta\,. \tag{1.26}$$

Ориентировочный диаметр вала в местах установки рабочих колес

$$d_{в} = \sqrt[3]{N_{н}/0,2\omega[\tau]}\,, \tag{1.27}$$

где допускаемое напряжение в МПа

$$[\tau] = \begin{cases} 10...15, \text{если } N_{н} < 1\,\text{МВт}; \\ 30...60, \text{если } 2\,\text{МВт} < N_{н} < 15\,\text{МВт}, \end{cases} \tag{1.28}$$

причем оно увеличивается с увеличением $N_{н}$ (рис. П.1). Формулы (1.27) и (1. 28) позволяют лишь оценить диаметр вала. Диаметр вала определяется из расчетов на прочность, жесткость и критическую частоту вращения.

1.3. РАСЧЕТ ПОДВОДА

В многоступенчатых центробежных насосах применяются следующие подводы: прямоосный конфузор, кольцевой, прямоосный полуспиральный и коленообразный. Как показали исследования [12, 39, 69], форма подвода влияет как на кавитационные характеристики насоса, так и на устойчивость его работы в широком диапазоне подач. Подвод должен обеспечить осесимметричный поток с равномерным распределением скоростей на входе в рабочее колесо при минимальных потерях энергии и габаритах. Однако в действительности этому требованию отвечает лишь прямоосный конфузор. Все остальные подводы дают на выходе из подвода неравномерное поле меридианных и окружных скоростей. На рис. 1.3 показаны первая и вторая ступени многоступенчатого насоса. Безразмерные экспериментальные поля скоростей и моментов скоростей, осредненных по окружности, заимствованы из работы [27]. Перечисленные выше подводы представлены на рис. 1.4 – 1.6.

По расходу первой ступени

$$Q_{1} = \left(1 + \overline{q}_{гп} + \overline{q}_{по}\right)Q_{н} \tag{1.29}$$

определяется единичный диаметр

$$D_{Q_{1}} = \sqrt[3]{Q_{1}/n_{н}}\,. \tag{1.30}$$

Задается относительная площадь входного патрубка, которая для кон-

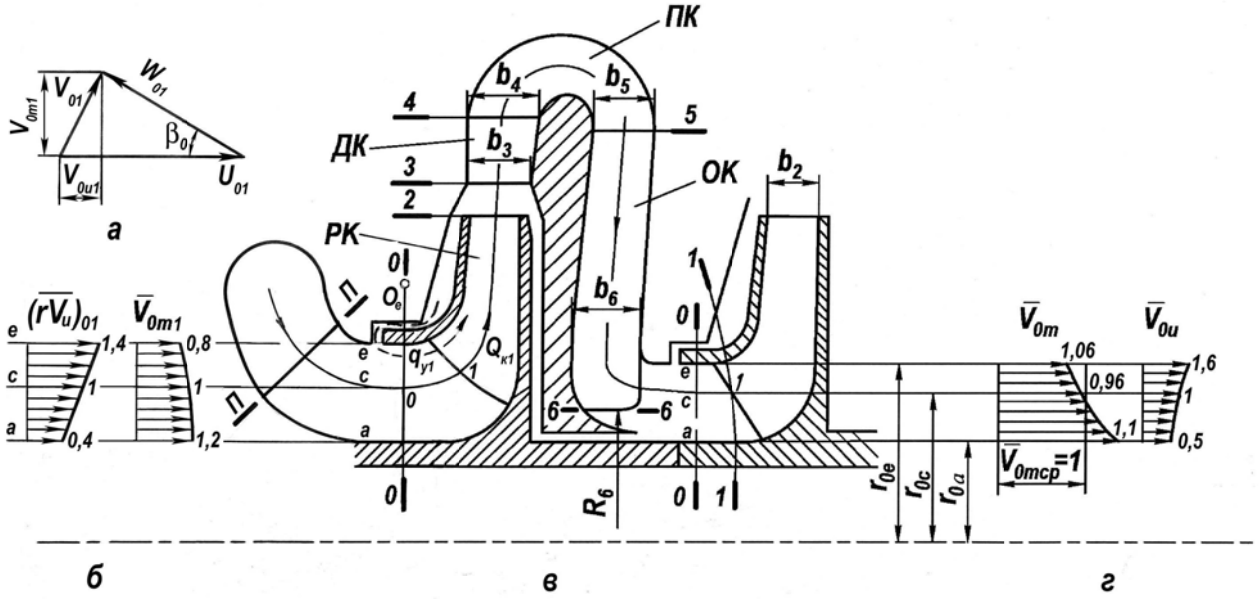


Рис. 1.3. Характерные сечения проточной полости и профили меридианной и окружной составляющих скорости на выходе из полуспирального подвода и обратных каналов лопаточного отвода:
РК — рабочее колесо; *ДК* — диффузорные каналы; *ПК* — переводные каналы; *ОК* — обратные каналы

фузорных, коленообразных и кольцевых подводов обычно составляет

$$\overline{F}_{\text{вх}} = F_{\text{вх}} / F_0 = 1{,}15...1{,}2 \qquad (1.31)$$

Для полуспиральных подводов

$$\overline{F}_{\text{вх}} \le 2 . \qquad (1.32)$$

Соответствующий коэффициент диаметра входного патрубка

$$K_{D\text{вх}} = K_0 \sqrt{\overline{F}_{\text{вх}}} , \qquad (1.32)$$

Его полезно сравнить с таковым для существующих питательных насосов типов ПЭ, СВПТ [29], многоступенчатых секционных насосов типов МС и ЦНС [1]. Коэффициенты диаметра показаны на рис. П.5. Диаметр входного патрубка

$$D_{\text{вх}} = K_{D\text{вх}} D_{Q1} \qquad (1.33)$$

Площадь и скорость на выходе из подвода:

$$F_0 = F_{\text{вх}} / \overline{F}_{\text{вх}} , \qquad V_0 = Q_1 / F_0 . \qquad (1.34)$$

По данным [13] коэффициент сопротивления подвода

$$\zeta_{\text{подв}} = \begin{cases} 0{,}75 / \overline{F}_{\text{вх}}^2, \text{ если коленообразный или кольцевой;} \\ 0{,}07, \text{ если конфузор.} \end{cases} \qquad (1.35)$$

Первая формула (1.35) справедлива в диапазоне $0{,}85 \le \overline{F}_{\text{вх}} \le 2{,}5$. Потери энергии

$$h_{\text{п.подв}} = \zeta_{\text{подв}} V_0^2 / 2g . \qquad (1.36)$$

Тип подвода выбирается из раскрывающегося списка. Полученный диаметр $D_{\text{вх}}$ входного патрубка округляется до ближайшего стандартного.

Далее задаем для первой ступени безразмерные профили момента скорости $\overline{(rV_u)_{01}}$ и меридианной скорости $\overline{V}_{0m1}$.

Если насос имеет *полуспиральный подвод*, то можно приближенно учесть неравномерное распределение меридианных скоростей и момента скорости по окружности выхода из отвода. Предполагаем, что в соответствии с данными [27*а*] эти величины в сечении $0-0$ изменяются вдоль радиуса как показано на рис.1.3. На рисунках безразмерная меридианная скорость $\overline{V}_{0m1} = V_{0m1} / V_{0m\text{ср}}$, где меридианная скорость на произвольном радиусе r равна V_{0m1}, а средняя скорость $V_{0m\text{ср}} = Q_{\text{к}1} / F_0$. Заданный профиль меридианной скорости должен

удовлетворять следующему условию: подсчитанный по профилю скорости интегральный объемный расход Q_{01} должен равняться расходу $Q_{к1}$ или $Q_{01} \approx Q_{к1}$. Это обеспечивается подбором соответствующего значения $\bar{V}_{0m1a}$. Все расчеты выполняются по формулам, аналогичным (1.225–1.232). Безразмерный момент скорости $\overline{(rV_u)_0} = (rV_u)_0 / (rV_u)_{0c}$. (Ниже для упрощения записи индекс «1» в обозначении величин для первой ступени опущен). Утечка через переднее уплотнение рабочего колеса подкручивает основной поток, увеличивая средний момент скорости в сечении $0-0$. Пренебрегая трением, из уравнения моментов количеств движения для области потока между сечениями ПП — 00 получим средний момент скорости с учетом подкрутки:

$$(rV_u)_{0c} = \left[q_{у1} \omega D_{у1}/8 + Q_1 (rV_u)_{подв} \right] \Big/ \left(Q_1 + q_{у1} \right). \qquad (1.37)$$

При этом средний момент скорости на выходе из подвода

$$(rV_u)_{подв} = к \sqrt[3]{Q_1^2 n_н}\,. \qquad (1.38)$$

Так что

$$\overline{(rV_u)}_{01\,e,c,a} = 1{,}4;\ 1;\ 0{,}4, \quad \overline{(V_{0m1})}_{e,\,c,\,a} = 0{,}8;\ 1{,}0;\ 1{,}2\,. \quad (1.38a)$$

При предварительных расчетах коэффициент момента скорости для полуспирального подвода выбираем

$$к \approx 0{,}05\,. \qquad (1.38б)$$

Если насос снабжен *кольцевым подводом*, то принимаем распределение меридианных скоростей по уравнению (1.22) и полагаем $к = 0$. Дополнительные данные для полуспиральных подводов приведены в работе [8], размещенной на сайте [101].

Для насосов с *прямоосным конфузорным подводом* предполагаем, что момент скорости и меридианная скорость в горловине ЦК распределены равномерно, а поток не подкручивается подводом и задаем

$$\overline{(rV_u)}_{0e,\,c,\,a} = 1,\ \overline{(V_{0m})}_{e,\,c,\,a} = 1,\ к = 0\,. \qquad (1.38в)$$

Если входная кромка рабочего колеса, располагается в горловине, как у колеса типа 1, то можно считать, что распределение безразмерных меридианных скоростей и моментов скорости в сечениях $1-1$ входной кромки такое же, как в сечении $0-0$. Если входная кромка располагается в области поворота потока (рис. 1.4), то будем считать, что и в этом случае распределение безразмерных скоростей и моментов скорости остается неизменным. Отметим, что это — малообосно-

ванное предположение. Предполагая, что $\left(rV_u\right)_{0c} = \left(rV_u\right)_0$ и принимая во внимание поле моментов скорости, получим

$$\left(rV_u\right)_{0e} = \overline{\left(rV_u\right)}_{0e}\left(rV_u\right)_{0c},\ \left(rV_u\right)_{0c} = \overline{\left(rV_u\right)}_{0c}\left(rV_u\right)_{0c},\ \left(rV_u\right)_{0a} = \overline{\left(rV_u\right)}_{0a}\left(rV_u\right)_{0c} \quad (1.39)$$

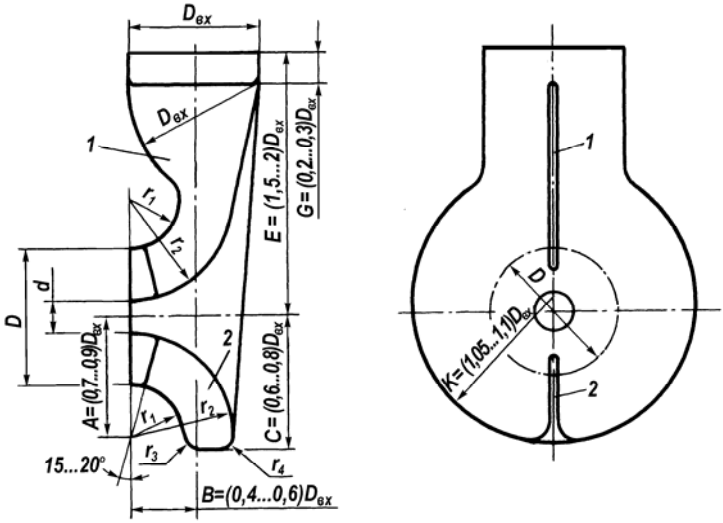


Рис. 1.4. Кольцевой подвод [39]:
1 — разделительное ребро; *2* — направляющее ребро

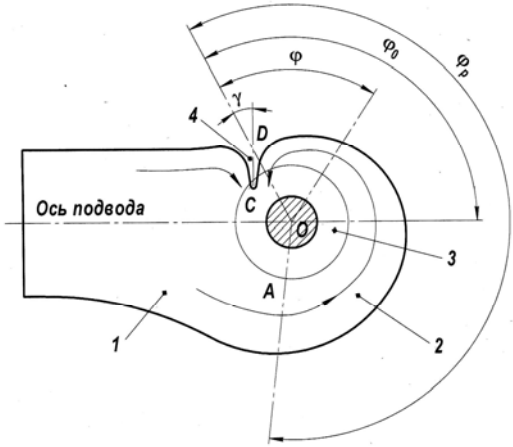


Рис. 1.5. Прямоосный полуспиральный подвод:
1 — подводящий патрубок; *2* — спиральный канал; *3* — входное отверстие рабочего колеса; *4* — язык

Предполагая также, что момент скорости вдоль линии тока не меняется, меридианные и окружные составляющие абсолютных скоростей на входе в РК можно рассчитать как

$$\left.\begin{array}{l} V_{1me} = \bar{V}_{0me} Q_к / F_{1e}, \; V_{1mc} = \bar{V}_{0mc} Q_к / F_{1c}, \; V_{1ma} = \bar{V}_{0ma} Q_к / F_{1a} \\ V_{1ue} = \left(rV_u\right)_{0e} / r_{1e}, \; V_{1uc} = \left(rV_u\right)_{0c} / r_{1c}, \; V_{1ua} = \left(rV_u\right)_{0a} / r_{1a} \end{array}\right\}. \quad (1.40)$$

Согласно [12] размеры кольцевого подвода выбираются в долях от $D_{вх}$ по рис. 1.4 и отображаются на листе «Геометрические размеры».

Коленообразный подвод с поворотом потока на 90° рассчитывается по тем же формулам. Рекомендуемые в работе [39] соотношения размеров и последовательность построений очевидны из рис. 1.6.

Для расчета конфузорного подвода в программу вводится коэффициент сопротивления $\zeta_{подв}$, рассчитанный по второй формуле (1.35).

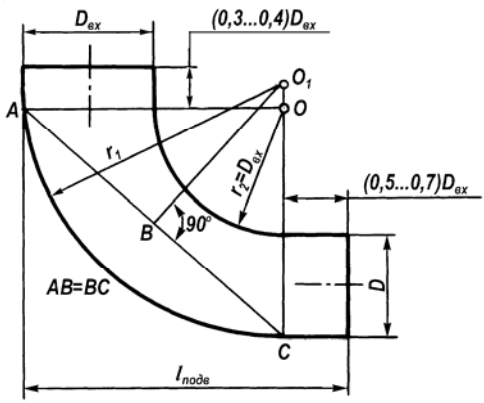


Рис. 1.6. Коленообразный подвод [41]

Далее задается напор первой и промежуточной ступеней. Если проектируется многоступенчатый насос с унифицированными ступенями, которые имеют одинаковые рабочие колеса и лопаточные отводы (исключая лопаточный отвод последней ступени), то напор первой ступени предварительно выбирается равным среднему напору ступени

$$H_1 \approx H = H_н / 2 . \quad (1.41)$$

Затем после расчета рабочего колеса промежуточной ступени этот напор уточняется, как описано в конце п. 1.6. Если рабочее колесо первой ступени должно иметь высокие кавитационные качества, то первая ступень будет иметь более низкий гидравлический КПД, чем все

остальные. Это уменьшает КПД насоса. Если мощность насоса достигает нескольких мегаватт, то чтобы снизить долю мощности, сообщаемой жидкости первой ступенью, и повысить КПД насоса, напор первой ступени можно выбрать

$$H_1 < H \,. \tag{1.42}$$

Целесообразность отказа от унификации ступеней выясняется в результате расчета КПД насоса.

1.4. РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ

Кавитация и кавитационная эрозия. В центробежных насосах применяются рабочие колеса с разными коэффициентами быстроходности. Последний в значительной степени определяет форму меридианной проекции рабочего колеса [13]. Кроме того, рабочие колеса могут иметь одно-, двух- или трехрядную решетку лопастей, различные углы установки лопастей на входе и выходе, цилиндрическую или коническую втулку, разное втулочное отношение, наклонную выходную кромку и другие отличительные геометрические признаки.

По положению входной кромки лопастей рабочие колеса можно разделить на три типа (рис. 1.6). В рабочих колесах типа 1 лопасти продлены в горловину. В колесах типа 2 входные кромки расположены в области поворота потока из осевого направления в радиальное, а в колесах типа 3 — за областью поворота, примерно на диаметре горловины. Лопасти рабочих колес типов 1 и 2 — пространственные, типа 3 — преимущественно цилиндрические. Кавитационные качества рабочих колес типов 1 и 2 улучшаются, если продлевать их лопасти в горловину колеса, увеличивая длину полуосевого или осевого входного участка (рис. 1.6*в*, *б*, *а*). Кавитационные качества рабочих колес типа 3 возрастают при увеличении площади входа на лопасти (рис.1.6*г*, *д*, *е*). Рабочие колеса типов 1 и 2 обладают более высоким КПД, чем типа 3, однако они более сложны в изготовлении. Для упрощения изготовления рабочего колеса по рис. 1.6*а* его осевой и центробежный участки, отделенные друг от друга пунктирной линией, можно обработать порознь. В высокооборотных авиационных и ракетных насосах широкое распространение получили центробежные колеса типа 3 с цилиндрическими лопастями. В ступенях промышленных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s \geq 80$ применяются, главным образом, рабочие колеса типов 1 и 2.

Предполагаем, что поверхности тока в рабочем колесе представляют собой поверхности вращения. Вдоль нормальной линии, пересекающей линии тока под прямым углом, меридианная скорость счита-

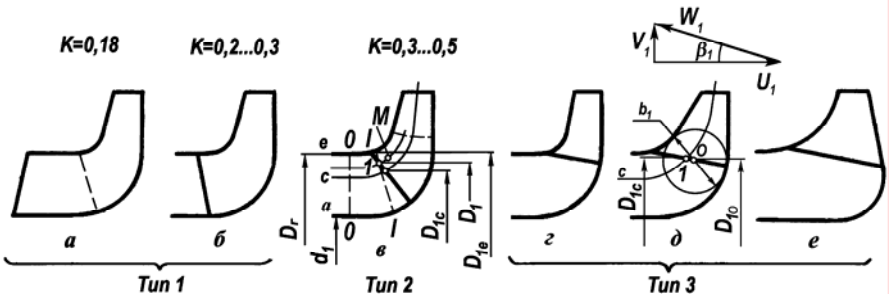


Рис. 1.6. Типы центробежных рабочих колес, коэффициенты проекции силы и входной треугольник скоростей:

Тип 1 — D_{1c} / $D_г$ = $\sqrt{(1+\bar{d}_1^{\,2})/2}$; Тип 2 — D_{1c} / $D_г$ $\approx 1{,}05\sqrt{(1+\bar{d}_1^{\,2})/2}$; Тип 3 — D_{1c} / $D_г$ > 0,8; ———— — линии тока равноскоростного меридианного потока; — — — — — нормальные линии

ется постоянной. Элементарные решетки на поверхностях тока этого *равноскоростного меридианного потока* рассчитываются по гидродинамической теории плоских решеток, и из элементарных решеток составляется лопасть, как описано в работах [31, 57]. Срывной кавитационный запас рабочего колеса первой ступени рассчитывается по схеме *суперкавитационного течения* в элементарных решетках входного участка колеса на этих же поверхностях тока, как изложено в [43]. Кавитационный запас начала кавитации рассчитан, как описано ниже.

Напор, подача, частота вращения и кавитационный запас связаны между собой:

$$F\left(H, Q, n, \Delta h\right) = 0\,. \tag{1.43}$$

Влияние кавитации на напор можно выяснить, если получить зависимость $H = f\left(Q\right)$ при $n, \Delta h = \text{const}$, как показано на рис. 1.7. Из (1.43) следует, что с этой же целью можно находить зависимость $H = f\left(\Delta h\right)$ при $n, Q = \text{const}$. В последнем случае зависимость напора H и потребляемой мощности N от кавитационного запаса на входе в насос

$$\Delta h_{\text{вх}} = \left(p_{\text{вх}} + \rho V_{\text{вх}}^2/2 - p_{\text{н.п}}\right)\Big/\rho g \tag{1.44}$$

при постоянных частоте вращения n и подаче Q насоса называется *частной кавитационной характеристикой насоса*. Такая характеристика насоса (ступени) представлена на рис 1. 8. (Для упрощения записи в обозначениях Δh_i, Δh_{I} и т. д. индекс «вх» опущен).

На частной кавитационной характеристике можно отметить несколько критических режимов кавитации. Кавитационные каверны появляются в рабочем колесе при кавитационном запасе Δh_i. Это — ре-

жим возникновения кавитации. Наличие каверн не сказывается на напоре и мощности. Первый (I) критический режим соответствует началу изменения напора *или* мощности, второй (II) — началу резкого изменения напора *и* мощности. При работе лопастного насоса на однокомпонентной жидкости, не содержащей примеси нерастворенного газа, в густых решетках лопастей рабочего колеса на этом режиме наблюдаются каверны, которые замыкаются на лопастях с образованием вихрей. Вихревые следы за кавернами размываются основным потоком до выхода из колеса, и, следовательно, не влияют на кинематику течения на выходе из него. Поэтому напор и мощность на втором критическом режиме изменяются незначительно по сравнению с таковыми на бескавитационных режимах. При последующем небольшом уменьшении кавитационного запаса каверны достигают выхода из колеса, а затем простираются и за его пределы, что сопровождается резким падением напора и мощности. Режим полностью развитого кавитационного течения с

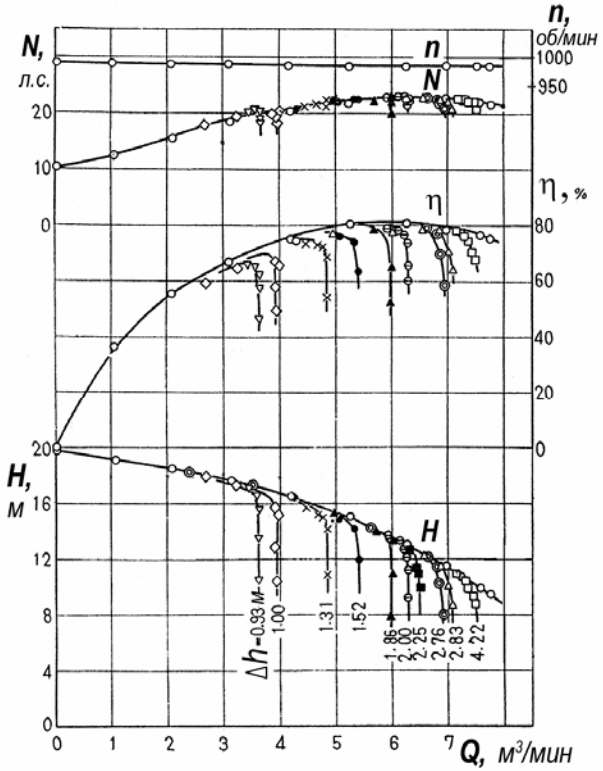


Рис. 1.7. Зависимости $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$ и $\eta = f_3(Q)$ при $n, \Delta h = \text{const}$

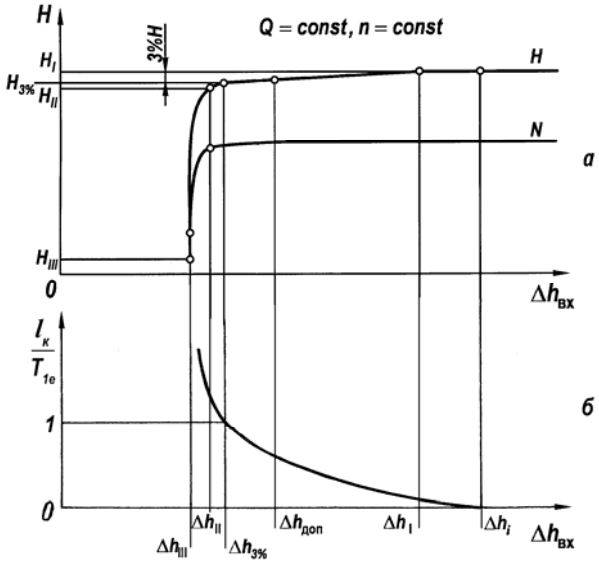


Рис. 1.8. Частная кавитационная характеристика насоса (*а*) и длина каверны (*б*)

длинными кавернами, замыкающимися за рабочим колесом, является предельным третьим (III) критическим режимом, режимом суперкавитации, или режимом кавитационного срыва насоса. Напор, мощность и кавитационный запас на этом режиме достигают своих минимальных значений. Понятия о I, II и III критических режимах кавитации предложены проф. С.С. Рудневым. ГОСТ 6134–2007 на методы испытаний лопастных насосов определяет всего один критический кавитационный запас на кавитационной характеристике — запас, при котором напор снижается на 3% от H. На рис. 1.8 указан также допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$.

Допускаемый кавитационный запас — это минимальный кавитационный запас, при котором насос работает без кавитации или с безопасной для него кавитацией. В последнем случае напор, мощность, вибрация, интенсивность кавитационной эрозии и другие показатели работы могут изменяться вследствие кавитации в допускаемых пределах.

Приведем некоторые сведения о кавитационной эрозии. Промышленные многоступенчатые насосы должны обладать длительным ресурсом работы в несколько десятков тысяч часов. В последние годы ресурс работы питательных насосов ТЭС и АЭС увеличился до 40 000 часов. В этих условиях требуется работа насоса без кавитационной эрозии. Проблема кавитационного разрушения первых ступеней пита-

тельных насосов обострилась в 70-е годы XX века. Как сообщается в работе [87], в период 1950 – 1998гг. мощность блоков ТЭС увеличилась со 125 МВт до 800 МВт, а давление пара в парогенераторе с 20 МПа до 45 МПа. Соответственно мощность питательных насосов достигла 30 МВт, частота вращения 6000 об/мин, а относительная скорость на диаметре горловины рабочего колеса 80 м/с. На блоках мощностью 600 МВт, построенных в 70-е годы, примерно через год работы обнаружилась сильная кавитационная эрозия рабочих колес первых ступеней. На рис. 1.9, заимствованном из [90], показана типичная картина разрушения входной кромки лопасти рабочего колеса.

На рис. 1.10 представлена кинетическая кривая эрозии согласно работе [11], на которой изображена зависимость потери массы металла Δm от времени T кавитационного воздействия. В *инкубационном периоде* продолжительностью T_0 потерь металла практически нет. В этот период изменяется состояние поверхности без потери массы: сдвиги, дробление зерен металла, структурные превращения. В течение второго периода длительностью T_1 металл разрушается с малой скоростью, на его поверхности появляются раковины. В третьем периоде продолжительностью T_2 скорость разрушений увеличивается, раковины заполняют весь поверхностный слой. В четвертом периоде разрушение образовавшихся ранее глубоких раковин затрудняется, и скорость потери металла уменьшается.

Кавитационно-стойкие сплавы. Существует несколько теорий кавитационного разрушения поверхностей проточной полости центробежных и осевых насосов. Большинство исследователей склоняются к мысли, что главной причиной эрозии являются гидромеханические силы, возникающие при замыкании каверн. Согласно одной из теорий при замыкании каверны возникает ударная волна, которая и разрушает поверхность. Согласно другой распространенной теории при замыкании каверны образуется высокоскоростная струя жидкости, которая разрушает поверхность. В соответствии с [93] любое разрушение материала вызвано работой потока против внутриатомных и внутримолекулярных сил. Эти силы поддерживают взаимное расположение частиц твердого тела. Сопротивление разрушению можно получить суммированием всех внутримолекулярных связей данного материала. Мерой суммарной энергии, необходмой для нарушения этих связей, является площадь диаграммы напряжение — деформация. Площадь диаграммы равна *удельной энергии деформации* U, Дж/м^3=Па. Ни один отдельно взятый параметр: твердость НВ, временное сопротивление $\sigma_{\text{в}}$, предел текучести $\sigma_{\text{т}}$ или удельная энергия де-

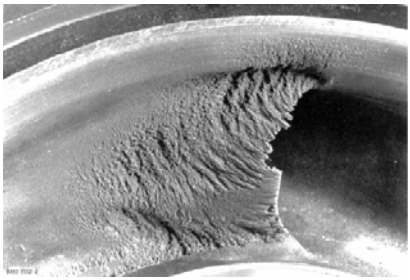


Рис. 1.9. Кавитационная эрозия входной кромки лопасти [90]

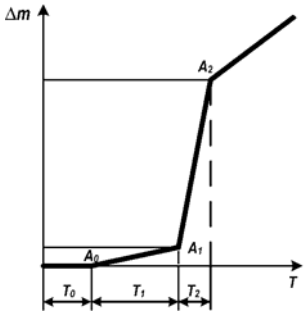


Рис. 1.10. Кинетическая кривая кавитационной эрозии [11]

формации U не характеризует в полной мере скорость кавитационной эрозии. В табл. 1.3 приведены свойства различных материалов и относительные скорости $\overline{E}$ кавитационной эрозии при испытании образцов материалов на магнитострикционном вибраторе. За единицу принята скорость разрушения образца из стали 25Л.

Стеллиты обладают наибольшей стойкостью к кавитационной эрозии. Они имеют самую высокую твердость, а удельная энергия деформации для них мала.

Нержавеющие стали обладают повышенной стойкостью к кавитационной эрозии. Считают, что это обусловлено большой удельной энергии деформации. Еще в 70 годы XX века Уральский политехнический институт предложил группу новых нержавеющих сталей [11]. Среди них дисперсионно твердеющие стали 1Х17Н5ТЮ, ООХ16Н4МД2, Х12Н8ТЮ и др. и нестабильные аустенитные хромомарганцевые стали 30Х10Г10, 0Х14АГ12. Дисперсионно-твердеющие стали имеют высокие прочностные характеристики благодаря старению мартенсита. В хромомарганцевых сталях под действием кавитации аустенит распадается с образованием мартенсита и поверхностный слой упрочняется. По мере разрушения упрочненного поверхностного слоя в работу вступают новые слои металла. Поэтому разрушающему воздействию кавитации все время противостоит упрочненный слой. Авторы не рас-

Таблица 1.3

Свойства стеллитов, стальных, титановых и алюминиевых сплавов и относительная скорость кавитационной эрозии

№ п/п	Сплав	Химический состав	HB	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	ε, %	U, МПа	$\bar{E}$
1	Стеллит 6	66%Co	440	900	800	1	8	61
2	*Нестабильный аустенитный* X-Cavalloy	0,1%C; 15%Mn; 0,25%N; 0,5%Si; 0,5%Ni; 18%Cr	260	700	450	45	260	9
3	*Нестабильный аустенитный* 30Х10Г10	0,3%C; 11%Mn; 11%Cr; 0,6%Si; S; P		620	250	10	45	
4	*TRIP-стали* 30Х9Н8М4Г2С2 25Н25М4Г1	(8–14)%Cr; (8–32)%Ni; (0,5–2,5)%Mn; (2–6)%Mo;		1600	1450	55	850	
5	ВТ3-1			1100	1000	10	120	
6	ВТ3-1Л			950	830	4	36	
7	Ti-6AL-4V		320					3,6
8	*Дисперсионно-твердеющий* 1Х17Н5ТЮ			1760	1500	13	212	
9	CA15Cu	0,15%C; 13%Cr; 0,5%Cu; 1%Mn; 0,5%Mo; 1%Ni; 0,1%W	390	620	450	18	96	2
10	17-4PH	0,07%C; 1%Mn; 16%Cr; 4%Ni; 4%Cu; 0,3%(Nb+Ta)	255	1070	1000	12	124	1,7
11	12Х18Н10Т	2%Mn; 11%Ni; 19%Cr; 0,8%Ti		540	280	50	204	
12	316L	2,5%Mo; 0,08%C; 2%Mn; 1%Si; 17%Cr; 12%Ni	160	515	205	40	144	1,4
13	CA6NM	0,06%C; 13%Cr; 1%Mn; 1%Mo; 3…4%Ni; 1%Si; 0,04%P; 0.03%S		800	550	15	105	1,1
14	2Х13	0,8%Mn; 0,3%Cu; 0,6%Ni; 14%Cr; 0,2%Ti		650	440	16	87	1,05
15	**25Л**	**0,33%C; 0,7% Mn**	**160**	**450**	**240**			**1,0**
16	Серый чугун		200					0,2
17	АХ-6			420	305	15	60	
18	1201			430	310	6	25	

полагают сведениями о применении в насосах сплавов типа 1Х17Н5ТЮ и 30Х10Г10.

Обращает внимание сплав, разработанный фирмой Flowserve [97]. Его применяют для изготовления центробежных рабочих колес и шнеков, от которых требуется высокая стойкость к кавитационной эрозии. Сплав хорошо отливается, обрабатывается и сваривается. Он представляет собой метастабильную аустенитную сталь, в которой главным легирующим элементом является марганец. Марганец способствует упрочнению поверхностного слоя под действием кавитации. Создается поверхностный слой с высоким сопротивлением к усталостным трещинам. Опыт промышленной эксплуатации рабочих колес из этого сплава, начиная с 1994 г., подтвердил результаты лабораторных испытаний [90]. Срок службы рабочих колес оказался по крайней мере в 3 раза выше, чем у рабочих колес из нержавеющих сталей CA15Cu и CA6NM. Отметим, что сплав 30Х10Г10 имеет значительно меньший предел текучести и удельную энергию деформации, чем сплав X-Cavalloy. Российские титановые сплавы ВТ3-1, ВТ3-1Л и зарубежный Ti-6AL-4V, по-видимому, уступают по эрозионной стойкости сплаву X-Cavalloy.

В работе [22] рекомендуются новые кавитационно-стойкие стали, называемые TRIP-сталями (Transformation Induced Plasticity). Для придания стали высоких механических свойств после аустенизации ее подвергают 80%-ной деформации (прокатка, волочение, гидроэкструзия и т.д.) при 250…550 ºС (ниже температуры рекристаллизации). Предполагается, что под воздействием кавитации аустенит становится метастабильным и превращается в мартенсит. Марки этих сталей 30Х9Н8М4Г2С2, 25Н25М4Г1 и др. [100].

Серый чугун и алюминиевые сплавы АХ-6, 1201 наименее стойки к кавитационной эрозии.

На рис. 1.11 приведены также данные [88] о стойкости к кавитационной эрозии при испытаниях в специальном устройстве. В этой работе не сообщается, какое именно устройство использовано для испытаний. По-видимому, применялся магнитострикционный вибратор или струеударная установка.

Пороговая скорость. В работах [81, 93] вводится понятие о пороговой скорости потока. Если скорость движения жидкости не превышает пороговую, то независимо от степени развития кавитации и времени ее воздействия кавитационная эрозия материала не возникает. Другими словами, для пороговой скорости инкубационный период бесконечно большой. Авторы этих работ предполагают, что при замыкании каверн возникают ударные волны, которые вызывают в материале напряжения, превышающие предел выносливости.

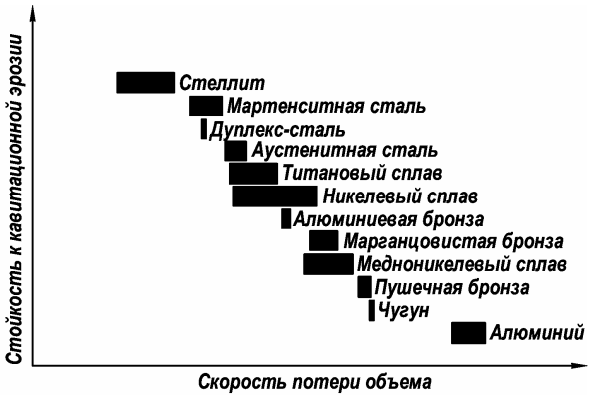


Рис. 1.11. Сравнительная стойкость материалов к кавитационной эрозии [88]

Согласно опытным данным последней работы предел выносливости равен пределу текучести. Поэтому пороговая скорость

$$W_{\text{п}} = \sqrt{\frac{a\sigma_{\text{т}}}{\rho\lambda_i / 2}} \tag{1.45}$$

где $a = \text{const}$,

$\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести,

λ_i — коэффициент начала кавитации,

ρ — плотность жидкости.

Параметр Тирувенгадама $a = \text{const}$ и не зависит от $\sigma_{\text{т}}$, ρ, λ_i, $W_{\text{п}}$, что подтверждено экспериментами на цилиндрах, установленных в гидродинамической трубе [93].

Тем не менее авторы работы [68] считают, что параметр a непостоянный и уменьшается с увеличением времени кавитационного воздействия. Анализ имеющиеся в литературе неполных и противоречивых сведений о пороговой скорости в осевых и центробежных насосах позволяет рекомендовать для центробежных и осевых рабочих колес с *длительным ресурсом работы*

$$a \approx 0{,}5 \cdot 10^{-3}. \tag{1.46}$$

Далее для заданных $\sigma_{\text{т}}$, ρ и найденного, как описано ниже λ_i, вычисляем пороговую скорость. Если $W_{1e} < W_{\text{п}}$, то кавитационная эрозия в рабочем колесе отсутствует.

Рабочее колесо первой ступени должно обеспечивать работу насоса без кавитационного срыва и не разрушаться от кавитационной эрозии.

Рассчитаем *режим начала кавитации с кавитационным запасом* Δh_i, *срывной режим с кавитационным запасом* Δh_{III} *и скорость кавитационной эрозии.*

Начало кавитации. Визуальные наблюдения [79] за развитием кавитации в четырех центробежных колесах типа 2 с коэффициентом быстроходности 160…180 показали следующее. На режимах без обратных токов на входе в колесо каверна возникает на участке входной кромке лопасти, примыкающей к покрывному диску. При безударном натекании относительного потока, когда угол атаки лопасти равен нулю, пик разряжения на лопасти минимальный. Соответственно кавитационный запас начала кавитации минимальный. При больших подачах, когда углы атаки отрицательные, каверна наблюдается на лицевой стороне (стороне давления) лопасти, а при малых подачах — на тыльной стороне лопасти (стороне разряжения). По мере уменьшения подачи кавитационный запас для начала кавитации Δh_i уменьшается, достигает минимума, а затем увеличивается (рис. 1.12). В соответствии с уравнением (1.138) при подаче $Q_{\text{кр}} \approx 0{,}5Q_0 = 0{,}5 \cdot 6{,}1 = 3{,}05$ м^3/мин на входе в колесо возникают обратные токи, поток перестраивается и при дальнейшем уменьшении подачи граница вихревой зоны смещается к оси вращения, что уменьшает углы атаки лопасти в активном потоке. Кавитационный запас снова уменьшается. На рис. 1.12 приведены также кривые кавитационных запасов Δh_{I} и Δh_{III}. В отличие от Δh_i кавитационные запасы Δh_{I} и Δh_{III} монотонно увеличиваются при возрастании подачи, причем особенно заметно при больших подачах, когда углы атаки отрицательные. При нулевом угле атаки все три кавитационных запаса сближаются между собой.

Можно попытаться обобщить данные для начала кавитации, построив зависимости экспериментального коэффициента кавитации от относительного угла атаки $\overline{\delta} = \delta/\beta_{1л}$ или расходного параметра, как в работе [49].

$$\lambda_{iэ} = \left(2g\Delta h_{iэ} - V_{1e}^2\right)\Big/W_{1e}^2 \tag{1.47}$$

$$q_{1e} = \left(\text{tg}\beta_1/\psi_1\text{tg}\beta_{1л}\right)_e. \tag{1.48}$$

Предварительные расчеты показали, что расходный параметр следует вычислять для потока со стеснением. Отметим, что угол атаки δ' в потоке со стеснением связан с углом атаки δ в потоке без стеснения примерным соотношением

$$\delta' \approx \delta - (1 - \psi_1)\beta_1 .$$

На рис. 1.13 представлены экспериментальные коэффициенты кавитации в зависимости от расходного параметра. Обращает внимание значительный разброс точек. Последнее может быть связано с тем, что кроме расходного параметра на коэффициент кавитации влияет форма и толщина входных кромок лопастей, их число, пространственность потока и др. Для расчетов коэффициента кавитации будем пользоваться двумя составленными нами эмпирическими формулами:

$$\lambda_i = \begin{cases} 0,25 + 5(q_1 - 1)^2, \text{ если } 0,5 < q_1 \le 1; \\ 0,25 + 20(q_1 - 1)^2, \text{ если } 1 < q_1 < 1,3 \cdot \end{cases} \quad (1.49)$$

В связи со значительным разбросом точек эти формулы можно использовать лишь для оценочных расчетов. В дальнейшем следует применить методы численной гидродинамики, которые дают более высокую точность [91]. Далее рассчитаем соответствующий началу кавитации кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{i\text{вх}} = (V_{1e}^2 + \lambda_i W_{1e}^2)/2g + \Delta h_{\text{п.подв}}. \quad (1.50)$$

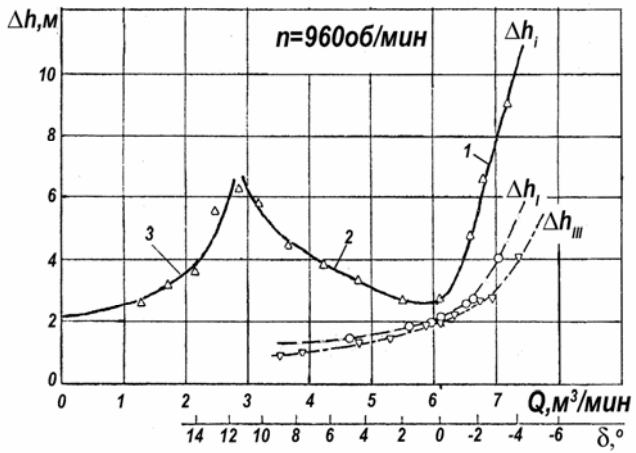


Рис. 1.12. Зависимость критических кавитационных запасов от подачи насоса с рабочим колесом *A* по данным [79]:
1 — кавитация на тыльной стороне лопасти; 2 — кавитация на лицевой стороне лопасти; 3 — кавитация в обратных токах

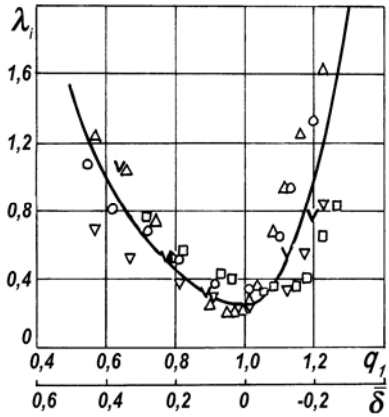


Рис. 1.13. Зависимость числа начала кавитации λ_i от расходного параметра q_1 :
○ — колесо *A*; ∇ — колесо *B*; △ — колесо *C*; □ — колесо *D*; v — колесо *V*;
———— — расчет по формулам (1.49)

Потери энергии в подводе зависят от вида подвода и рассчитываются по формулам (1.36) и (1.37).

Кавитационный срыв. Коэффициент кавитации для срывного режима рассчитывается по формуле:

$$\lambda_{\text{III}} = \left[\frac{\sin\beta_1 + \sqrt{\sin^2\delta + a\sin(\beta_1 - \delta)}}{\sin(\beta_1 + \delta) - a} \right]^2 - 1. \qquad (1.51)$$

где эффективное стеснение

$$a = K\sigma_1 / T .$$

Срывной кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{\text{IIIвх}} = (V_{1c}^2 + \lambda_{\text{III}} W_{1c}^2)/2g + \Delta h_{\text{п.подв}}. \qquad (1.52)$$

Расчеты по соответствующим уравнениям выполняются для заданной в ТЗ расчетной подачи, а также для других подач в диапазоне работы насоса, как показано на рис. 1.21.

Скорость кавитационной эрозии. Во многих случаях приходится назначать допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}} < \Delta h_i$. При этом в рабочем колесе имеются кавитационные каверны некоторой длины (рис. 1.8). Однако, если скорость кавитационной эрозии мала, то насос может иметь требуемый ресурс работы. Скорость кавитационной эро-

зии оценим по эмпирической формуле Gulich [85, 86]. Скорость кавитационной эрозии рассчитывается по локальной максимальной глубине разрушения. Последняя определяет срок службы рабочего колеса. Предлагаемая зависимость получена на основе обработки экспериментальных данных для ≈ 100 центробежных насосов и справедлива в широком диапазоне параметров. При обработке данных наблюдался заметный разброс экспериментальных точек. Поэтому погрешность расчетов может достигать 100%. Скорость кавитационной эрозии лопастей рабочего колеса в мм/ч:

$$E = c(l_{\text{к}} / l_{\text{к},10})^n (\sigma_{\text{доп}} - \varphi_{1e}^2)^3 U_{1e}^6 \rho^3 F_{cor} / 8 F_{mat} \sigma_{\text{в}}^2, \qquad (1.53)$$

где $c = \begin{cases} 8,28 \cdot 10^{-6} \text{ мм/ч} \cdot \text{Па} \text{ — для тыльной стороны лопасти;} \\ 396 \cdot 10^{-6} \text{ мм/ч} \cdot \text{Па} \text{ — для лицевой стороны лопасти;} \end{cases}$

$l_{\text{к}}$ — длина каверны, мм;

$l_{\text{к},10} = 10$ мм — исходная длина каверны, мм;

$n = \begin{cases} 2,83 \text{ — для тыльной стороны лопасти;} \\ 2,6 \text{ — для лицевой стороны лопасти;} \end{cases}$

$\sigma_{\text{доп}} = 2g\Delta h_{\text{доп}} / U_{1e}^2$ —безразмерный допускаемый кавитационный запас;

$\varphi_{1e} = (V_{m1} / U_1)_e$ — коэффициент расхода;

$U_{1e} = \omega r_{1e}$ — окружная скорость, м/с;

ρ —плотность перекачиваемой жидкости, кг/м^3;

F_{cor} — коэффициент, учитывающий свойства перекачиваемой жидкости;

F_{mat} — коэффициент, учитывающий свойства материала ЦК;

$\sigma_{\text{в}}$ — временное сопротивление материала ЦК, Па.

Для оценки длины каверны можно воспользоваться эмпирической формулой [86]:

$$\overline{l}_{\text{к}} = \left(l_{\text{к}} / T_{1e}\right) = \begin{cases} 0, \text{ если } \sigma_{\text{доп}} > \sigma_i; \\ 1 - \left[\left(\sigma_{\text{доп}} - \sigma_{3\%}\right) / \left(\sigma_i - \sigma_{3\%}\right)\right]^{0,33}, \text{ если } \sigma_{3\%} \le \sigma_{\text{доп}} \le \sigma_i. \end{cases} \qquad (1.54)$$

Здесь шаг лопастей $T_{1e} = 2\pi r_{1e} / Z_1$, а безразмерные кавитационные запасы $\sigma = 2g\Delta h / U_{1e}^2$. Все кавитационные запасы относятся ко входу в

Коэффициенты свойств материала F_{mat} и жидкости F_{cor} по данным [61]

Материал	F_{mat}	F_{cor}			
		Пресная вода 20 °С	Морская вода, 20 °С	Питательная вода, 175 °С	Сырая нефть
Ферритная сталь	1,0	1,0	1,5	0,705	0,261
Аустенитная сталь	1,6	1,0	1,3	0,705	0,261
Алюминиевая бронза	2,0	1,0	1,1		

насос. На рис. 1.8 представлена частная кавитационная характеристика совместно с зависимостью относительной длины каверны $\left(l_{\text{к}} / T_{1e}\right)$ от кавитационного запаса. Если $\Delta h_{\text{доп}} \geq \Delta h_i$, то кавитация в насосе отсутствует и $l_{\text{к}} = 0$. При $\Delta h_{\text{доп}} < \Delta h_i$ в рабочем колесе имеется каверна. По мере уменьшения $\Delta h_{\text{доп}}$ длина каверны увеличивается. При кавитационном запасе $\Delta h_{3\%}$ каверна достигает горла межлопаточного канала: $l_{\text{к}} \approx T_{1e}$. При $\Delta h \to \Delta h_{\text{III}}$ длина каверны $l_{\text{к}} \to \infty$. Такое поведение каверны подтверждается визуальными наблюдениями за развитием кавитации в рабочем колесе при положительных углах атаки и расчетами, например, [91].

Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ задан в ТЗ. Поэтому

$$\sigma_{\text{доп}} = 2g\Delta h_{\text{доп}} / U_{1e}^2 . \tag{1.55}$$

Как показывает анализ частных кавитационных характеристик центробежных насосов $n_s \leq 150$, спроектированных с соблюдением нижеизложенных требований к густоте решеток, углам атаки и т.д., они крутопадающие. Поэтому можно полагать кавитационный запас при 3% падении напора

$$\Delta h_{3\%} = 1{,}1\Delta h_{\text{IIIвх}}, \tag{1.56}$$

а соответствующий безразмерный кавитационный запас

$$\sigma_{3\%} = 1{,}1(2g\Delta h_{\text{IIIвх}} / U_{1e}^2) . \tag{1.57}$$

Безразмерный кавитационный запас σ_i, при котором в ЦК начинается кавитация

$$\sigma_i = 2g\Delta h_{i\text{вх}} / U_{1e}^2, \tag{1.58}$$

где $\Delta h_{i\text{вх}}$ рассчитывается по формуле (1.50).

Вычислив по (1.53) скорость кавитационной эрозии, находим максимальную глубину разрушения $h_{\max}$ за время работы T, указанное в ТЗ:

$$h_{\max} = TE\ . \qquad (1.59)$$

Эту глубину разрушения следует сравнить с толщиной лопасти $\sigma_{\text{к}}$ в месте замыкания каверны. Расстояние от входной кромки лопасти до этого места равно длине каверны $l_{\text{к}}$. Автор формулы (1.54) предлагает считать, что допускаемая максимальная глубина разрушения лопасти

$$h_{\text{доп}} = 0,75\sigma_{\text{к}}\ . \qquad (1.60)$$

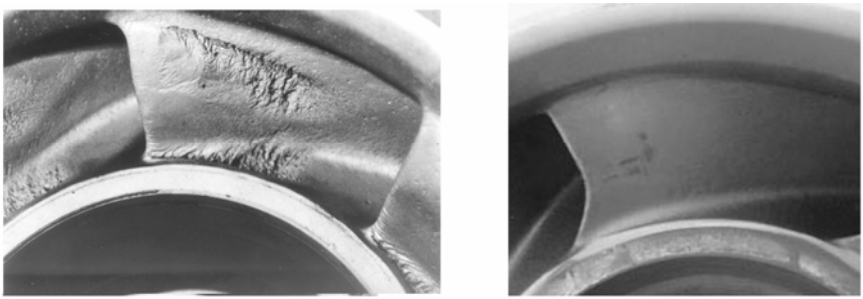
В общем случае глубину разрушения следует находить с учетом суточного графика работы насоса.

Способы ослабления кавитационной эрозии. Вышеизложенное позволяет рекомендовать следующие способы:

1. Проектировать подвод насоса с минимально возможной неравномерностью потока на входе в рабочее колесо.

2. Проектировать рабочие колеса с минимально возможными коэффициентами приведенного входного диаметра K_0 и втулочными отношениями $\overline{d}_1$, что увеличивает φ_{1e} и уменьшает U_{1e}. При этом в соответствии с (1.53) скорость КЭ уменьшается. Кроме того, для некоторых насосов скорость W_{1e} может стать меньше пороговой $W_{1\text{п}}$ по уравнению (1.45).

3. Применять рабочие колеса типа 1 по рис. 1.6*б*, выбирать положительный угол атаки $\delta_e = (1...3)^\circ$ и профилировать лопасть с постоянным углом установки на входном участке. Это способствует плавному повышению давления на начальном участке лопасти и уменьшает пик разряжения. В соответствии с уравнением (1.54) уменьшается и длина каверны. Так как давление на лицевой стороне лопасти больше, чем на тыльной, то пузырьки, захлопывающиеся на лицевой стороне, вызывают более интенсивные разрушения. Если вследствие отрицательных углов атаки каверна имеется на лицевой стороне, то в соответствии с приведенными выше значениями постоянной c в уравнении (1.53) скорость эрозии будет почти в 50 раз больше. Кроме того, при отрицательных углах увеличиваются Δh_{III}. Поэтому отрицательные углы атаки в рабочем колесе первой ступени недопустимы.



а *б*

Рис. 1.14. Лопасть рабочего колеса питательного насоса 12х18СА для блока ТЭС мощностью 1300 МВт [89]:
а — картина кавитационной эрозии на стороне разряжения лопасти через 18 месяцев работы; *б* — лопасть в форме одностороннего клина с вогнутой входной кромкой через 42 месяца работы

4. Чтобы уменьшить толщину каверны, а поэтому и интенсивность кавитационной эрозии, следует применять лопасти с эллиптической входной кромкой. В работах [89, 91] предлагается лопасть в форме одностороннего клина и вогнутой в меридианной проекции входной кромкой (рис. 1.14*б*). Такая кромка препятствует образованию каверны и кавитационной эрозии около втулки.

5. При выборе коэффициента запаса $k_{\text{IIIвх}}$ по кавитационному срыву необходимо принять во внимание , что при заданном $\Delta h_{\text{доп}}$ в соответствии с (1.53) скорость кавитационной эрозии $E \sim l_{\text{к}}^{2,8} U_{1e}^{6}$. Если увеличивать $k_{\text{IIIвх}}$, то согласно (1.54) длина каверны уменьшается, а $C_{\text{IIIвх}}$ увеличивается. Для получения больших $C_{\text{IIIвх}}$ придется сохранить диаметр втулки колеса и увеличивать K_0, что вызовет увеличение U_{1e}. Следовательно, скорость кавитационной эрозии при некотором $k_{\text{IIIвх}}$ будет иметь минимум. Поэтому следует задать последовательно $k_{\text{IIIвх}}$ =1,2; 1,4; 1,6, … и выбрать из ряда рабочих колес колесо с минимальной скоростью КЭ. Кроме того, необходимо иметь ввиду, что оптимальные по максимуму гидравлического КПД значения коэффициентов $K_0 = 3,6...4$.

6. При малых располагаемых кавитационных запасах для бессрывной и безэрозионной работы основного насоса перед ним необходимо

установить бустерный (вспомогательный) насос, который увеличивает кавитационный запас на входе в основной насос.

7. Применять в первых ступенях рабочие колеса без проходного вала. При прочих равных условиях это уменьшает окружную скорость и коэффициент расхода на диаметре входа в колесо и в соответствии с уравнением (1.53) — скорость КЭ.

8. Для ослабления КЭ можно применить двухвальные насосы. В таком насосе первая ступень вращается с пониженной частотой вращения. Это позволяет уменьшить окружную и относительную скорости на диаметре входа в колесо первой ступени. Кроме того, уменьшается допускаемый кавитационный запас. Имеется положительный опыт промышленного применения таких насосов [4].

9. Изготавливать рабочие колеса первых ступеней из сплавов, стойких к кавитационной эрозии (табл. 1.3).

10. Если перед центробежным колесом первой ступени устанавливается шнек, то по данным [54] для безэрозионной работы шнека необходимо, чтобы параметр кавитационной эрозии $K_э$ не превышал его порогового значения $K_п$:

$$K_э = U_{1e}(2r_{1e})^{1/2} \le K_п. \qquad (1.61)$$

Для изготовленных из стали 2Х13Л предвключенных шнеков промышленных конденсатных и питательных насосов, работающих на воде с температурой меньше $50\,°C$:

$$K_п = \begin{cases} 9 - \text{ шнеки с радиальным зазором } (0{,}001 - 0{,}002)D_1, \\ 12 - \text{ шнеки с радиальным зазором } 0{,}007D_1, \\ 20 - \text{ шнеки с выступом на тыльной стороне лопасти.} \end{cases} \qquad (1.62)$$

При температуре воды больше 50 °С, а также для нефти, указанные $K_п$ увеличиваются примерно в 2,5 раза.

Из представленного на рис. 1.6 ряда центробежных рабочих колес вначале выбираем тип колеса. Входной участок колеса проектируется из условия обеспечения заданной всасывающей способности и безэрозионной работы. Центробежное рабочее колесо первой ступени рассчитывается на кавитацию по срывному режиму и началу кавитации в такой последовательности. Назначаем отнесенный ко входному патрубку коэффициент запаса по кавитационному срыву

$$k_{\text{IIIвх}} = \Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{\text{IIIвх}} > 1 . \qquad (1.63)$$

Принимая во внимание ГОСТ 6134–2007, в отсутствие специальных требований назначаем:

$$1,2 \le k_{\text{IIIвх}} \le 1,5 . \qquad (1.64)$$

Для насосов с высоким ресурсом работы фирма Sulzer [85, 92] рекомендует выбирать отнесенный ко входу в насос коэффициент запаса

$$k_{3\%} = \Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{3\%} = 1,16 \left(\Delta h_{3\%} / \Delta h_{ref} \right)^{0,14} ,$$

где $\Delta h_{ref} = 1$ м — исходное значение кавитационного запаса, а $\Delta h_{3\%}$ — кавитационный запас, соответствующий 3% падению напора на кавитационной характеристике. Из этой формулы следует, что

$$k_{\text{IIIвх}} \approx k_{3\%} = 1,14 \left(\Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{ref} \right)^{0,12} . \qquad (1.65)$$

Для крупных питательных насосов с длительным ресурсом работы коэффициент запаса может доходить до

$$k_{\text{IIIвх}} = 2...2,5 . \qquad (1.66)$$

Наши соображения о выборе этого коэффициента изложены выше. По умолчанию $k_{\text{IIIвх}}$ рассчитывается по уравнению (1.65). В случае необходимости в соответствующую двойную ячейку можно ввести другой коэффициент запаса.

Критический кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{\text{IIIвх}} = \Delta h_{\text{доп}} / k_{\text{IIIвх}} , \qquad (1.67)$$

а на входе в рабочее колесо он меньше на величину потерь в подводе:

$$\Delta h_{\text{III}} = \Delta h_{\text{IIIвх}} - h_{\text{п.подв}} . \qquad (1.68)$$

Поэтому критический кавитационный коэффициент быстроходности рабочего колеса

$$C_{\text{III}} = n_{\text{н}} \sqrt{Q_1} \Big/ \left(\Delta h_{\text{III}} / 10 \right)^{3/4} . \qquad (1.69)$$

Коэффициент быстроходности первой ступени

$$n_{s1} = 3,65 n_{\text{н}} \sqrt{Q_1} \Big/ H_1^{3/4} . \qquad (1.70)$$

Объемный КПД первой ступени

$$\eta_{\text{o}1} = Q_1 \Big/ \left(Q_1 + q_{\text{у}1} \right) , \qquad (1.71)$$

где расход утечки $q_{\text{у}1}$ через переднее уплотнение определяется по

формуле (1.24). Гидравлический КПД этой ступени оценивается по формуле [24]:

$$\eta_{г1} = 1 - 0,42 \Big/ \left[\lg\left(1000 D_{0i}\right) - 0,172 \right]^2 . \qquad (1.72)$$

В нее подставляется в мм приведенный входной диаметр промежуточной, а не первой, ступени. В противном случае гидравлический КПД первой ступени, которая часто имеет больший приведенный входной диаметр, будет больше гидравлического КПД промежуточной ступени, что маловероятно.

Проектирование нового насоса может сопровождаться модельными испытаниями ступеней. Пусть эти испытания выполняются согласно рис. 1 работы [46] по известной методике [13] и в результате испытаний получены механический, объемный и гидравлический КПД модельной ступени. Затем последние пересчитаны с модельной ступени на натурную, как описано в работе [46]. В этом случае указанные КПД можно ввести в программу и по ним с большой точностью найти мощность дискового трения

$$N_{т.д1} = \rho g \left(1/\eta_м - 1\right) Q_1 H_1 / \eta_{о1} \eta_{г1} , \qquad (1.73)$$

расход утечки через переднее уплотнение

$$q_{у1} = \left(1/\eta_{о1} - 1\right) Q_1 \qquad (1.74)$$

и теоретический напор

$$H_{т1} = H_1 / \eta_{г1} . \qquad (1.75)$$

Можно ввести все три КПД, или только некоторые из них, например, гидравлический КПД.

Втулочное отношение

$$\bar{d}_1 = \begin{cases} 0,25...0,3 \text{ — для консольных РК первых ступеней,} \\ 0,4...0,5 \text{ — для многоступенчатых насосов,} \\ 0,6...0,7 \text{ — для высоконапорных многоступенчатых насосов.} \end{cases} \qquad (1.76)$$

Далее первая ступень рассчитывается на кавитацию по III критическому режиму. Вначале расчет на кавитацию выполняется по одной средней линии тока, а затем после ввода массива значений r_1, F_1 — по трем линиям тока.

Назначается относительная толщина входной кромки лопасти

$$0,02 \le \bar{\sigma}_{1c} \le 0,06 , \qquad (1.77)$$

соответственно выбранному типу рабочего колеса вычислительной машиной задается коэффициент проекции силы $K = K_c$ и подсчитывается эффективное стеснение

$$a_c = K_c \bar{\sigma}_{1c}. \tag{1.78}$$

Предусмотрена возможность ввода коэффициента K_c вручную.

Для известных $C_{\text{III}\max} = C_{\text{III}}$, $\bar{d}_1$ и a_c по рис. 1.15 находим K_0. Возможно, что даже при минимальных k_{III}, $\bar{d}_1$ и $\bar{\sigma}_{1c}$ не существует значения K_0, при котором достигается необходимый C_{III}. В этом случае следует переходить от ЦК типа 2 к ЦК типа 1, которые имеют меньшие K_c (рис. 1.6). Затем вычисляются геометрические размеры рабочего колеса

$$\begin{aligned} D_0 &= K_0 D_{Q1}, \\ D_{\text{г}} &= D_0 \Big/ \sqrt{1 - \bar{d}_1^2}, \\ d_1 &= \bar{d}_1 D_{\text{г}}, \\ D_{1c} &= \begin{cases} D_{\text{г}} \sqrt{\left(1 + \bar{d}_1^2\right)/2}, \text{ если тип 1;} \\ 1{,}05 D_{\text{г}} \sqrt{\left(1 + \bar{d}_1^2\right)/2}, \text{ если тип 2,} \end{cases} \end{aligned} \tag{1.79}$$

а также относительный диаметр $\bar{D}_{1c} = D_{1c}/D_{\text{г}}$. Последняя из формул (1.79) — приближенная.

При одинаковых $\bar{\sigma}_{1c}$ и C_{III} увеличение диаметра втулки d_1 со стороны входа в рабочее колесо увеличивает $\bar{d}_1$, что требует увеличения K_0. Поэтому желательно, чтобы диаметр втулки был минимальным. В зависимости от способа передачи крутящего момента рабочему колесу (шпонка, шлицы, посадка с натягом и т.д.) относительный диаметр втулки

$$1{,}1 \le d_1/d_{\text{в}} \le 1{,}3. \tag{1.80}$$

Рекомендации по выбору числа лопастей весьма разнообразны. Обзор можно найти в работе [18]. Приведем одну из них. Согласно работе [57] в отсутствие специальных требований число лопастей промышленных центробежных насосов можно задавать в зависимости от коэффициента быстроходности n_s:

n_s	50...60	60...180	180...350
Z_1	9...8	8...6	6

(1.81)

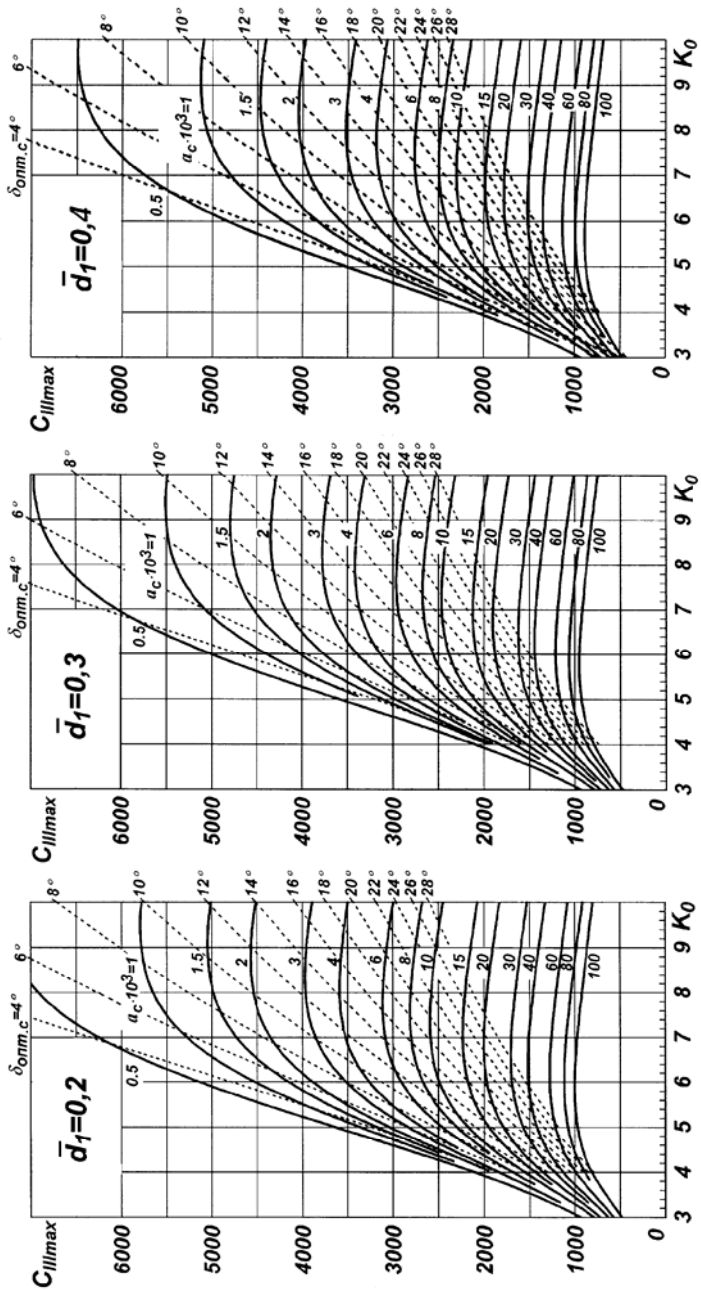


Рис. 1.15. Зависимость $C_{\text{IIImax}} = f\left(K_0, \bar{d}_1, a_c\right)$ **при** $\delta = \delta_{\text{опт}}$

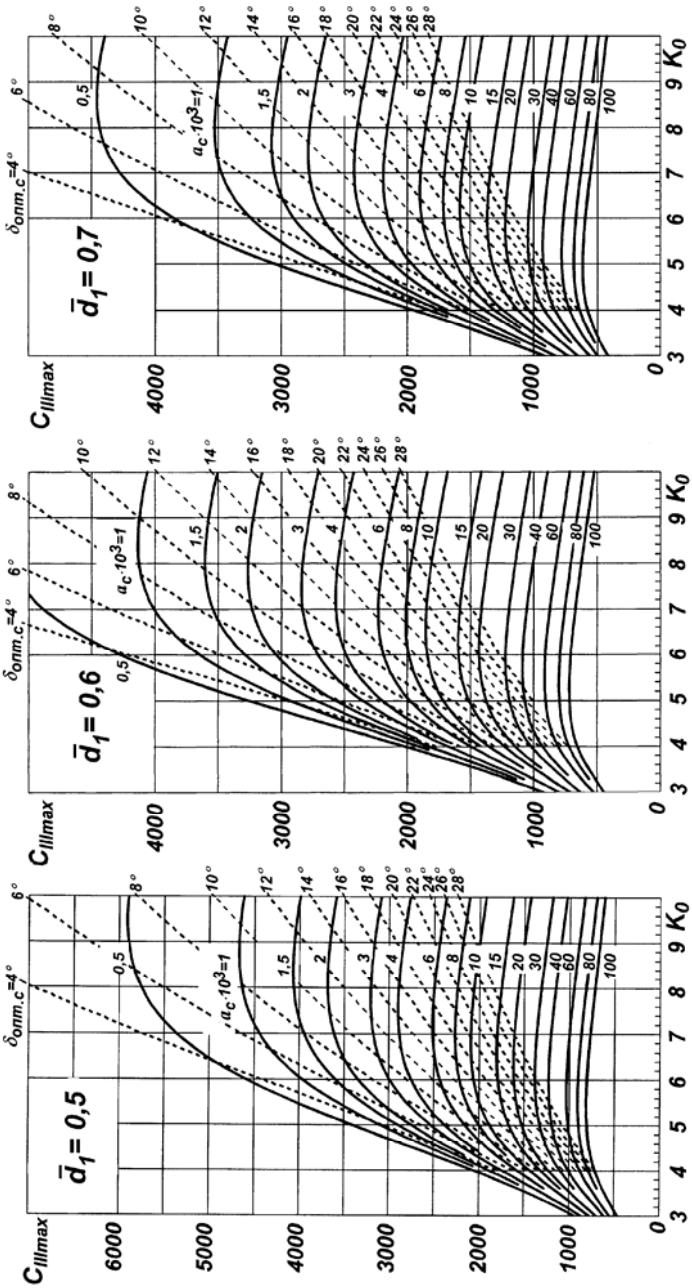


Рис. 1.15. Продолжение

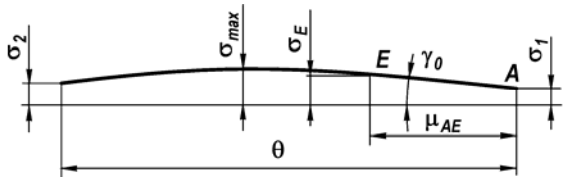


Рис. 1.16. График нормальных толщин лопасти рабочего колеса первой ступени ($\theta = 125°$, $\mu_{AE} = 40°$, $\sigma_1 = 3,3$ мм $\sigma_E = 6,6$ мм, $\sigma_{max} = 8$ мм, $\sigma_2 = 4,8$ мм)

Толщина входной кромки

$$\sigma_{1c} = \pi D_{1c}\bar{\sigma}_{1c}/Z_1 \tag{1.82}$$

рабочих колес, отлитых из сталей 20Л, 20Х13Л, Х18Н12М3ТЛ, должна удовлетворять *ограничению* [57]:

D_2	σ_1	σ_{max}	σ_2
100	1…1,5	4	3
200	1…1,5	4…5	3,5…4
300	1,5…2,5	6…7	4…5
500	3…4	7…8	5…6
800	4…5	10…14	8…10 ,

(1.83)

где все размеры в мм. Соответствующий этим данным график нормальных толщин лопасти приведен на рис.1.16 и в работе [66].

В зависимости от выбранного типа рабочего колеса задается степень диффузорности его входного участка:

$$\bar{F}_1 = \begin{cases} 1, \text{ если тип 1;} \\ 1...\bar{F}_п, \text{ если тип 2 или 3.} \end{cases}$$

Выбранная для рабочего колеса типа 2 степень диффузорности $\bar{F}_1$ уточняется при профилировании лопастей [66].

Далее вычисляются приближенная окружная составляющая абсолютной скорости, площадь входа на лопасти, коэффициент режима и угол относительного потока:

$$\left.\begin{aligned} V_{1uc} &= 2\left(rV_u\right)_1/D_{1c}, \\ U_{1c} &= \omega D_{1c}/2, \\ F_{1c} &= \bar{F}_1\pi D_0^2/4, \\ m_c &= \left(U_{1c} - V_{1uc}\right)/\left(Q_1/\eta_{o1}F_{1c}\right), \\ \beta_{1c} &= \mathrm{arctg}\left(1/m_c\right). \end{aligned}\right\} \tag{1.84}$$

Согласно уравнению (1.19) работы [43], оптимальный по $\lambda_{\min}$ угол атаки

$$\delta_{\text{опт.}c} = \arcsin\sqrt{a_c / \sin\beta_{1c}}\,. \tag{1.85}$$

Угол атаки δ_c и угол установки лопасти $\beta_{1лc}$ целесообразно выбирать меньше оптимальных

$$\left.\begin{aligned} &\delta_c = (0{,}3...0{,}7)\,\delta_{\text{опт.}c} = 5...7^\circ, \\ &\beta_{1лc} = \beta_{1c} + \delta_c. \end{aligned}\right\} \tag{1.86}$$

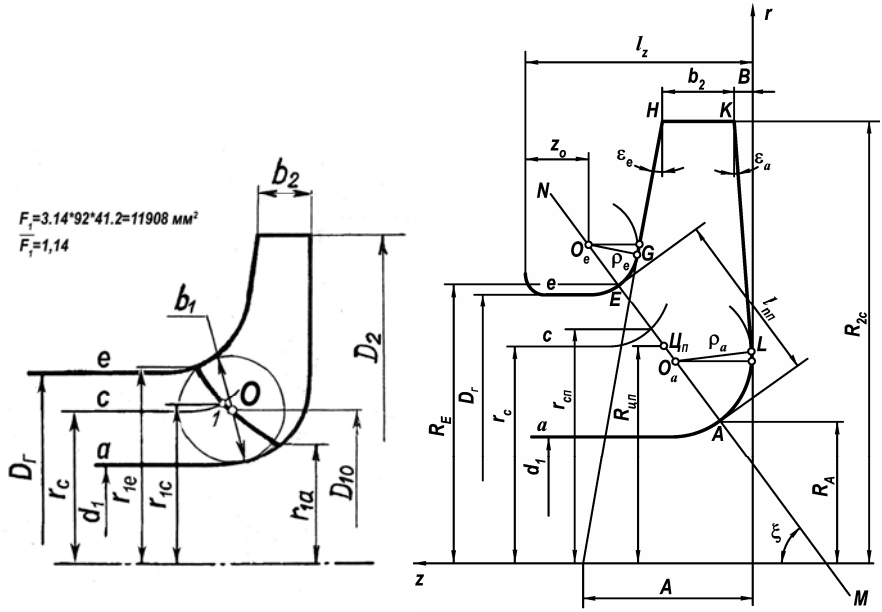
Для уменьшения средней относительной скорости и потерь энергии при входе в колесо, а также диффузорности межлопаточного канала рекомендуется, чтобы

$$\beta_{1лc} \geq 15^\circ, \tag{1.87}$$

а коэффициент стеснения

$$\psi_{1c} = 1 - \overline{\sigma}_{1c} / \sin\left[\operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\beta_{1лc}\sin\lambda_c\right)\right] \geq 0{,}8\,. \tag{1.88}$$

Причем, в этой формуле принят предварительно $\lambda_c = 60^\circ$.



а *б*

Рис. 1.17. Площадь входа на лопасти (а) и меридианная проекция рабочего колеса (б)

Если толщина входной кромки σ_{1c} и коэффициент стеснения ψ_{1c} не удовлетворяют ограничениям (1.83) и (1.88), то нужно уменьшить $\overline{d}_1$, Z_1 и увеличить $\overline{\sigma}_{1c}$. Наиболее эффективный способ увеличения σ_{1c} и ψ_{1c} — применение двухрядной решетки лопастей с малым числом лопастей на входном участке (рис. 1.22). В многоступенчатых насосах можно увеличить β_1 и соответственно $\beta_{1л}$, если подкрутить поток на входе в колесо с помощью лопаточного отвода.

Затем строится меридианная проекция рабочего колеса (рис. 1.17). Форма меридианного сечения центробежного колеса определяется диаметрами втулки d_1 и горловины $D_г$, радиусом дуги окружности ρ_e, относительной площадью $\overline{F}_п$ на повороте потока из осевого направления в радиальное, углом ξ наклона линии MN центров O_e и O_a окружностей, наружным радиусом R_{2c} и шириной b_2 колеса, углом наклона диска ε_a и соответствующими отрезками прямых. Для уменьшения относительных скоростей и потерь энергии на повороте потока вдоль линии тока e (рис. 1.17) рекомендуется выбирать коэффициент радиуса по ведомому (покрывному) диску возможно большим

$$\overline{\rho}_e = \rho_e / D_Q .$$

Как показывают данные на рис. П.5,

$$0,5 \le \overline{\rho}_e \le 1,5 . \qquad (1.89)$$

Относительная площадь $\overline{F}_п = F_п / F_0$ меридианного потока в месте поворота

$$1,2 \le \overline{F}_п \le 1,4 . \qquad (1.90)$$

Так что радиус и площадь на повороте потока из осевого направления в радиальное:

$$\rho_e = \overline{\rho}_e D_Q , \qquad (1.91)$$

$$F_п = \pi \overline{F}_п D_0^2 / 4 . \qquad (1.92)$$

Линию MN центров окружностей располагаем под углом

$$\xi = 45 \pm 15^\circ . \qquad (1.93)$$

Увеличение этого угла смещает максимум $F_п$ навстречу потоку. Из

рис. 1.17 следует, что $\left(\rho_e + D_г/2 - R_{цп}\right)/\sin\xi - \rho_e = l_{nп}/2$, где радиус центра тяжести $R_{цп}$, расположенный на середине нормали EA, связан с площадью $F_п$ на повороте потока соотношением $R_{цп} = F_п/2\pi l_{nп}$. После подстановки $R_{цп}$ в предыдущее уравнение и небольших преобразований получим квадратное уравнение для длины нормали на повороте. Его решение:

$$\left.\begin{aligned} l_{nп} &= S - \sqrt{S^2 - F_п/\pi\sin\xi}, \\ S &= \left[\left(1-\sin\xi\right)\rho_e + D_г/2\right]/\sin\xi. \end{aligned}\right\} \quad (1.94)$$

где

На основании первой формулы (1.94) площадь $F_п \le \pi S^2 \sin\xi$. Поэтому относительная площадь на повороте потока (1.90) не может превышать максимально допускаемую

$$\overline{F}_{п\,max} = F_{п\,max}/F_0 = \left(4S^2\sin\xi\right)/D_0^2, \quad (1.95)$$

где S определяется по второй формуле (1.94). Значение $F_{п\,max}$ рассчитывается ПЭВМ и отображается на экране.

Угол наклона основного диска

$$\varepsilon_a \ge 0, \quad (1.96)$$

причем при $\varepsilon_a > 0$ изготовление колеса усложняется.

Координата торца z_0 входной воронки рабочего колеса определяет длину его переднего щелевого уплотнения, которая назначается в соответствии с (1.284).

Если нет особых соображений, то ширина рабочего колеса на выходе выбирается близкой к оптимальной

$$b_2 \approx b_{2опт}, \quad (1.97)$$

приведенной в табл. 1.6.

Радиус окружности

$$\rho_a = \left(R_E - d_1/2 - l_{nп}\sin\xi\right)/\left(1-\sin\xi\right), \quad (1.98)$$

где

$$R_E = D_г/2 + \left(1-\sin\xi\right)\rho_e. \quad (1.99)$$

Согласно рис. 1.17 параметр наклона основного диска

$$B = \left[R_{2c} - d_1/2 - \rho_a\left(1+\sin\varepsilon_a\right)\right]\mathrm{tg}\varepsilon_a + \rho_a\left(1-\cos\varepsilon_a\right). \quad (1.100)$$

Угол наклона покрывного диска определяется из уравнения:

$$\mathrm{tg}\varepsilon_e = \frac{\left[\left(D_г - d_1\right)/2 + \rho_e - \rho_a\right]/\mathrm{tg}\xi + \rho_a - B - b_2 - \rho_e/\cos\varepsilon_e}{R_{2c} - D_г/2 - \rho_e}, \quad (1.101)$$

а параметр наклона

$$A = b_2 + B + R_{2c}\,\mathrm{tg}\,\varepsilon_e. \quad (1.102)$$

Найдем угол ε_e. В уравнении (1.101) обозначим: $C = R_{2c} - D_г/2 - \rho_e$, $D = \left[\left(D_г - d_1\right)/2 + \rho_e - \rho_a\right]/\mathrm{tg}\xi + \rho_a - B - b_2$ и перепишем его как $\rho_e/\cos\varepsilon_e = D - C\cdot\mathrm{tg}\,\varepsilon_e$. После возведения в квадрат обеих частей последнего соотношения, подстановки $1/\cos^2\varepsilon_e = 1 + \mathrm{tg}^2\,\varepsilon_e$ и небольших преобразований получим уравнение:

$$\mathrm{tg}^2\,\varepsilon_e + \left[2CD/\left(\rho_e^2 - C^2\right)\right]\mathrm{tg}\,\varepsilon_e + \left(\rho_e^2 - D^2\right)/\left(\rho_e^2 - C^2\right) = 0, \quad (1.103)$$

из которого

$$\mathrm{tg}\,\varepsilon_e = -\frac{CD}{\rho_e^2 - C^2} \pm \sqrt{\left(\frac{CD}{\rho_e^2 - C^2}\right)^2 - \frac{\rho_e^2 - D^2}{\rho_e^2 - C^2}}, \quad (1.104)$$

причем знак «плюс» выбирается, если $\rho_e > C$, и знак «минус», если $\rho_e < C$. Угол наклона покрывного диска в промышленных насосах $n_s \le 140$ обычно равен

$$0 \le \varepsilon_e \le 10°. \quad (1.105)$$

Если это условие не удовлетворяется, можно изменить угол ξ. В рабочих колесах типа 3 по рис. 1.6*е* для высокооборотных шнекоцентробежных насосов этот угол может доходить до $\varepsilon_e = 25...35°$.

Осевая длина меридианной проекции рабочего колеса

$$l_z = z_o + \rho_e/\cos\varepsilon_e + b_2 + B + \left(R_{2c} - \rho_e - D_г/2\right)\mathrm{tg}\,\varepsilon_e. \quad (1.106)$$

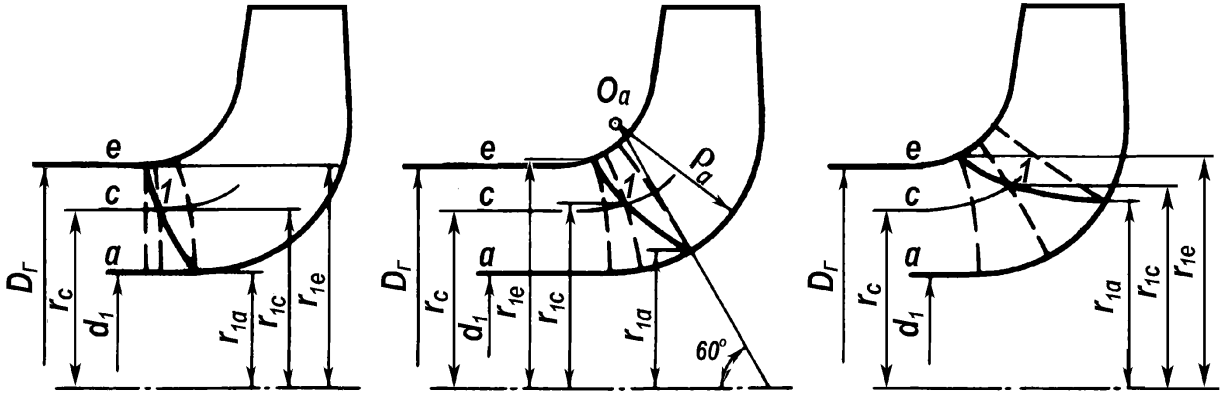
Радиус среднерасходной линии тока в горловине колеса

$$r_c = \sqrt{(D_г^2 + d_1^2)/8}. \quad (1.107)$$

В равноскоростном меридианном потоке скорости вдоль нормали *EA* постоянны, поэтому

$$2\pi\left[\left(R_E + r_{сп}\right)/2\right]\left[\left(R_E - r_{сп}\right)/\sin\xi\right] = 2\pi\left[\left(r_{сп} + R_A\right)/2\right]\left[\left(r_{сп} - R_A\right)/\sin\xi\right]. \quad (1.108)$$

Из этого уравнения следует, что радиус точки пересечения среднерас-



а *б* *в*

Рис. 1.18. Положение входной кромки лопасти в рабочих колесах разных типов:

а — тип 1; *б* — тип 2; *в* — тип 3;

ходной линии тока с нормалью EA равен: $r_{\text{сп}} = \sqrt{(R_E^2 + R_A^2)/2}$. Так как $R_A = R_E - l_{n\text{п}} \sin\xi$, то

$$r_{\text{сп}} = R_E \sqrt{\left[1 + (1 - l_{n\text{п}} \sin\xi / R_E)^2\right]/2} . \qquad (1.109)$$

Как показывает наш опыт, при расчете размеров рабочего колеса удобно использовать два приближения. В 1-ом приближении с применением программы «КОМПАС-3D» по найденным размерам строится меридианная проекция рабочего колеса. Площадь при входе на лопасти F_1 и относительная площадь $\overline{F}_1$ определяются приближенно, как показано на рис. 1.17*а*. Радиусы r_1 и площади F_1 выбираются по умолчанию. Соответственно выбранному ранее типу колеса (п. 4, табл. 1.1) ПЭВМ располагает входную кромку, как показано на рис. 1.18. Радиусы r_{1e}, r_{1c}, r_{1a} вдоль входной кромки выбраны по опыту проектирования рабочих колес, причем $r_{1a} = d_1/2 + (1 - \sin 60°)\rho_a = d_1/2 + 0{,}13\rho_a$. Радиусы и площади нормальных сечений равноскоростного меридианного потока указаны в табл. 1.4. Как радиусы, так и площади пока приближенные. Затем они уточняются при профилировании лопасти. Точные площади сечений меридианного потока и радиусы

$$\left.\begin{array}{l} F_1 = 2\pi R_{\text{ц}1} l_{n1}, \\ r_{1e},\ r_{1c},\ r_{1a} \end{array}\right\}, \qquad (1.110)$$

определяются в программе «Профилирование лопастей» [66].

По рис. 1.17*б* определяется относительная площадь на повороте потока $\overline{F}_{\text{п}} = F_{\text{п}}/F_0$, где $F_{\text{п}} = 2\pi R_{\text{цп}} l_{n\text{п}}$, причем $R_{\text{цп}}$ и $l_{n\text{п}}$ измеряются на чертеже.

Таблица 1.4

Радиусы вдоль входной кромки и площади при входе на лопасти

Линия тока	Радиус	Тип рабочего колеса			Площадь
		1	2	3	
e	r_{1e}	$D_{\text{г}}/2$	$D_{\text{г}}/2$	$1{,}05 D_{\text{г}}/2$	$F_{1e} = F_0$
c	r_{1c}	r_c	$1{,}05 r_c$	$0{,}9 D_{\text{г}}/2$	$F_{1c} = \overline{F}_1 F_0$
a	r_{1a}	$d_1/2$	$d_1/2 + 0{,}13\rho_a$	$0{,}85 D_{\text{г}}/2$	$F_{1a} = F_{1c}$

После соответствующих построений из чертежа определяется угол ζ. Все величины заносятся в программу. Затем лопасти рабочего колеса профилируются и во 2-ом приближении в программу вводятся уточненные значения величин.

Кроме построений вручную, предусмотрена возможность автоматизированного построения меридианной проекции в программе AutoCAD. Нажатием кнопки **Меридианная проекция** соответствующий макрос помещается в буфер обмена. Запускается AutoCAD, в командную строку вставляется содержимое буфера обмена и меридианная проекция отображается на экране дисплея. После сохранения файла в AutoCAD его можно открыть в программе КОМПАС-3D. Кроме того, меридианная проекция строится в программе «Профилирование лопасти» (п.1.11в табл. 1.1). Меридианная проекция рабочего колеса первой ступени проектируемого насоса с уплотнениями показана на рис. 1.19.

После ввода геометрических параметров на входе в колесо в соответствии с [66] выполняется расчет на кавитацию. Для выбранного типа подвода ПЭВМ рассчитывает по формуле (1.40) момент скорости на входе в колесо и отображает его для справки в соответствующей ячейке. Далее для трех точек входной кромки последовательно рассчитываются:

$$V_{1m} = \left(Q_1 + q_{y1}\right)\Big/F_1,\ V_{1u} = \left(rV_u\right)_1\Big/r_1,\ U_1 = \omega r_1,$$
$$V_1^2 = V_{1u}^2 + V_{1m}^2,\ W_1^2 = \left(U_1 - V_{1u}\right)^2 + V_{1m}^2. \tag{1.111}$$

На основании работы [43] коэффициент кавитации и приведенная входная скорость

$$\left.\begin{aligned} &\lambda_{\text{III}} = \left(2g\Delta h_{\text{III}} - V_1^2\right)\Big/W_1^2, \\ &\bar{W} = 1\Big/\sqrt{1+\lambda_{\text{III}}}. \end{aligned}\right\} \tag{1.112}$$

Из треугольника скоростей на входе в колесо найдем

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}\left[V_{1m}\Big/\left(U_1 - V_{u1}\right)\right]. \tag{1.113}$$

Выберем степенной закон изменения тангенсов углов установки лопасти вдоль входной кромки. Соображения в пользу такого выбора изложены в работе [43]. Поэтому

$$\delta = \beta_{1л} - \beta_1. \tag{1.116}$$

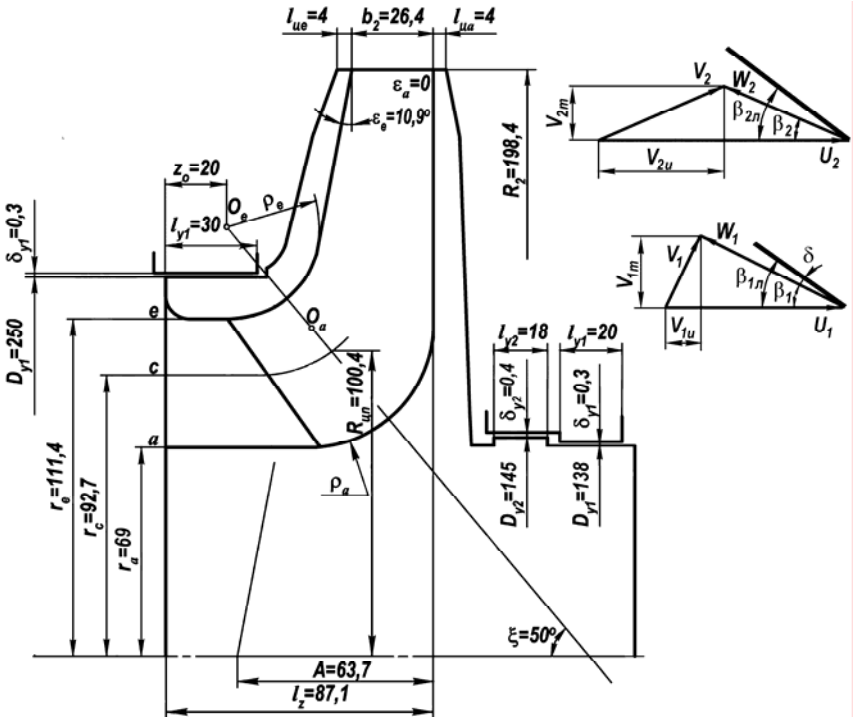


Рис. 1.19. Меридианная проекция рабочего колеса первой ступени (размеры в мм)

Для центробежных рабочих колес типов 1 и 2, применяемых в первой ступени, можно рекомендовать

$$\delta_e = 1...3°,\ \delta_c = 5...7°,\ \delta_a = 8...10°, \qquad (1.117)$$

причем выбор углов атаки на средней линии тока обоснован выше — см. формулы (1.86). Отметим также, что по данным [43] большинство рабочих колес удавалось спрофилировать, выбирая $n \approx 1$.

Из уравнения (1.114) видно, что при $n = 1$ углы установки лопасти увеличиваются от линии тока *e* к линии тока *a*, как у шнека постоянного хода. Выбранные по уравнению (1.114) углы уточняются при профилировании лопасти на конформной диаграмме и вводятся в соответствующую двойную ячейку.

Согласно уравнению работе [43] эффективное стеснение

$$a = \overline{W}^2 \sin\left(\beta_{1л} - 2\delta\right) - 2\overline{W} \sin\left(\beta_{1л} - \delta\right) + \sin\beta_{1л}. \qquad (1.118)$$

Шаг лопастей на входе

$$T_1 = 2\pi r_1 / Z_1 . \qquad (1.119)$$

При постоянном вдоль входной кромки коэффициенте проекции силы K толщины входной кромки лопасти

$$\sigma_1 = aT_1 / K \qquad (1.120)$$

увеличиваются к втулке. Эти толщины должны удовлетворять *ограничению* (1.83), а коэффициенты стеснения на любой из линий тока

$$\psi_1 \approx 1 - Z_1\sigma_1 / 2\pi r_1 \sin\left[\operatorname{arc\,tg}\left(\operatorname{tg}\beta_{1л} \sin\lambda\right)\right] \geq 0,8 . \qquad (1.121)$$

Пока лопасть не спрофилирована, углы λ неизвестны. Поэтому принимаем предварительно $\lambda = 60°$. Если входные кромки лопасти получились слишком тонкими, то следует увеличить K_0, угол установки лопасти $\beta_{1лe}$ или применить двухрядную решетку лопастей с числом лопастей на входном участке $Z_1 = 3...5$ (рис.1.22). Данные [43] показывают, что кавитационные качества рабочего колеса не изменятся, если входную кромку лопасти выполнить постоянной толщины

$$\sigma_{1e} = \sigma_{1c} = \sigma_{1a} . \qquad (1.122)$$

Программой предусмотрена возможность ввода одинаковых значений толщины в соответствующие двойные ячейки. Этим можно воспользоваться для литых рабочих колес с небольшим наружным диаметром $D_2 < 200$ мм, у которых технологически нецелесообразно или сложно выполнять входную кромку переменной толщины. Иногда одинаковые толщины выбирают, чтобы выполнить условия (1.135) и (1.136).

Общая последовательность проектирования рабочих колёс типа 3 такая же, как и колёс типов 1 и 2. Однако всасывающая способность рабочих колёс типа 3 рассчитывается по другим формулам. Согласно работе [12] при углах атаки $\delta > 6°$

$$\lambda_{II} = \begin{cases} 1,2\operatorname{tg}\beta_1 + \left(0,07 + 0,42\operatorname{tg}\beta_1\right)\left(\overline{S}_1 - 0,615\right), \text{если } 0,15 < \operatorname{tg}\beta_1 < 0,4; \\ 0,65\operatorname{tg}\beta_1\left(1 + 1,35\overline{S}_1\right), \text{если } \operatorname{tg}\beta_1 \leq 0,15, \end{cases} \qquad (1.123)$$

где толщина входной кромки лопасти учитывается параметром

$$\overline{S}_1 = 11,31\overline{\sigma}_1 . \qquad (1.124)$$

В этих формулах все величины подсчитываются для точки *1* входной кромки на линии тока *c* (рис. 1.18).

В соответствии с работой [12] в принятых нами обозначениях критический кавитационный коэффициент быстроходности на входе в рабочее колесо.

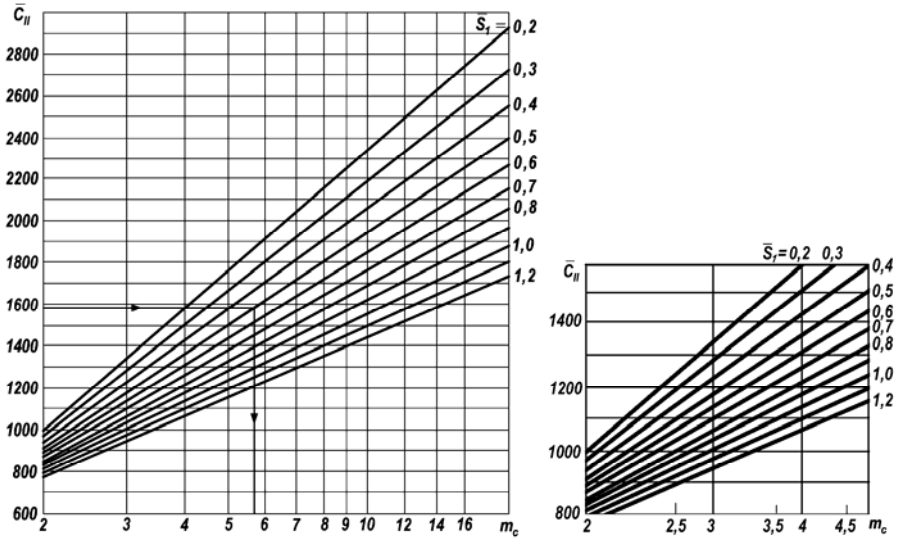


Рис. 1.20. Зависимость приведённого критического кавитационного коэффициента быстроходности от режима работы и параметра относительной толщины входной кромки согласно [12]

$$C_{\text{II}} = 1777 m_c \sqrt{\eta_{\text{o}} \bar{l}_{n1c}} \Big/ \varepsilon_{\text{II}}^{3/4}, \qquad (1.125)$$

где относительная длина нормали, проходящей через точку *1* на средней линии тока *c* равноскоростного меридианного потока,

$$\bar{l}_{n1c} = l_{n1c} / D_{1c}, \qquad (1.126)$$

а безразмерный кавитационный запас

$$\varepsilon_{\text{II}} = 2g\Delta h_{\text{III}} / V_1^2 = 1 + \lambda_{\text{II}}(1 + m_c^2).$$

Графики зависимости приведенного кавитационного коэффициента быстроходности

$$\bar{C}_{\text{II}} = C_{\text{II}} \Big/ \sqrt{2\eta_{\text{o}} \bar{l}_{n1c}} = 1256 m_c / \varepsilon_{\text{II}}^{0,75} = f\left(m_c, \bar{S}_1\right), \qquad (1.127)$$

заимствованные из [12] и перестроенные нами в полулогарифмическом масштабе, представлены на рис. 1.20. В диапазоне $m_c < 6,7$ расчет производился с использованием первой формулы (1.123), а в диапазоне $m_c > 6,7$ — второй формулы (1.123). При увеличении m_c, η_{o}, $\bar{l}_{n1c}$ и уменьшении $\bar{S}_1$ коэффициент C_{II} монотонно увеличивается и может достигать $C_{\text{II}} \approx 3000$. После задания типа рабочего колеса, напора первой ступени и втулочного отношения задаём в соответствии с (1.77) относи-

тельную толщину входной кромки $\bar{\sigma}_{1c}$.

По рекомендациям [72] выбираем коэффициент приведенного входного диаметра

$$K_0 = \begin{cases} 3,5\ldots3,8, & \text{если } C_{\text{II}} < 500; \\ 4,3\ldots4,6, & \text{если } 1200 < C_{\text{II}} < 1400; \\ 5,2\ldots5,7, & \text{если } 1400 < C_{\text{II}} < 2000. \end{cases} \tag{1.128}$$

Степень диффузорности входного участка колеса назначается в пределах

$$1,2 \le \bar{F}_1 = F_1 / F_0 \le 2,5, \tag{1.129}$$

а затем уточняется при профилировании лопастей.

Для колеса типа 3 назначен относительный диаметр

$$\bar{D}_{1c} = D_{1c} / D_{\text{г}} = 0,9. \tag{1.130}$$

Далее предполагается, что $2R_{\text{ц}1} \approx D_{1c}$ и рассчитывается относительная длина нормали

$$\bar{l}_{n1c} = l_{n1c} / D_{1c} \approx (1 - \bar{d}_1^2)\bar{F}_1 / 4\bar{D}_{1c}^2,$$

а по формулам (1.22–1.24) — объёмный КПД первой ступени. Полагая $C_{\text{II}} = C_{\text{III}}$, по уравнению (1.127) определяется $\bar{C}_{\text{II}}$ и по предпоследнему уравнению (1.84*а*) — коэффициент режима m_c. Значения $\bar{C}_{\text{II}}$, $\bar{S}_1$ и m_c отображаются на экране. Изменяя теперь $\bar{F}_1$ (или $\bar{\sigma}_1$ и K_0), добиваемся, чтобы рассчитанный ПЭВМ коэффициент m_c примерно равнялся m_c, найденному по рис. 1.20, а толщина входной кромки σ_{1c} удовлетворяла ограничению (1.83). Затем толщина входной кромки уточняется. Для этого по первой формуле (1.112) определяется λ_{III}. Полагая $\lambda_{\text{II}} = \lambda_{\text{III}}$ и вычисляя $\text{tg}\beta_1 = 1/m_c$, найдём параметр толщины входной кромки

$$\bar{S}_1 = \begin{cases} \dfrac{\lambda_{\text{II}} - 1,2\text{tg}\beta_1}{0,07 + 0,42\text{tg}\beta_1} + 0,615, \text{ если } \text{tg}\beta_1 > 0,15; \\ \dfrac{1}{1,35}\left(\dfrac{\lambda_{\text{II}}}{0,65\text{tg}\beta_1} - 1\right), \text{ если } \text{tg}\beta_1 \le 0,15 \end{cases} \tag{1.131}$$

и ее уточненную толщину

$$\sigma_1 = \bar{S}_1 r_{1c} / 1,8 Z_1. \tag{1.132}$$

В соответствии с рис. 1.16 угол заострения входного участка лопасти РК

$$\gamma_0 = \operatorname{arctg}\left(\frac{\sigma_E - \sigma_1}{r_1}\frac{\cos\beta_{1л}}{\mu_{AE}}\right), \qquad (1.133)$$

где σ_E и μ_{AE} уточняются при профилировании лопасти.

Относительная толщина каверны

$$\bar{h}_m = h_m / \sigma_E \approx T_1 \sin\delta / \sigma_E . \qquad (1.134)$$

Как показано в работе [43], входной участок РК следует спроектировать так, чтобы удовлетворялись *функциональные ограничения*

$$\delta/\gamma_0 > 1, \qquad (1.135)$$

$$\bar{h}_m > 1 . \qquad (1.136)$$

Интенсивности низкочастотных пульсаций давления и расхода, а также кавитационной эрозии, увеличиваются при работе с обратными токами на входе в рабочее колесо. Отношение расхода через колесо $Q_к$ к расходу условного безударного натекания на лопасть $Q_{0к} = \left[F_1\psi_1\left(U_1 - V_{1u}\right)\operatorname{tg}\beta_{1л}\right]_c$ равно:

$$\bar{Q}_к = Q_к / Q_{0к} = \operatorname{tg}\beta_{1c} / \psi_1 \operatorname{tg}\beta_{1лc} . \qquad (1.137)$$

В соответствии с исследованиями [55] относительный критический расход, при котором возникают обратные токи на входе в рабочее колесо, зависит от положения входной кромки колеса. Последнее можно характеризовать отношением r_{1c}/r_{1e} :

$$\bar{Q}_{к.кр} = Q_{к.кр} / Q_{0к} = \begin{cases} 1,65 - 1,34\, r_{1c}/r_{1e}, \text{ если } r_{1c}/r_{1e} > 0,86; \\ 0,5, \text{ если } r_{1c}/r_{1e} \le 0,86. \end{cases} \qquad (1.138)$$

Обратные токи на входе в колесо будут отсутствовать, если $\bar{Q}_к \ge \bar{Q}_{к.кр}$.

Рассчитанная по параметрам первой ступени критическая подача насоса

$$Q_{н.кр1} = Q_{0к1}\bar{Q}_{к.кр1} - q_{у1} - q_{гп} - q_{по} , \qquad (1.139)$$

а относительная критическая подача равна

$$Q_{н.кр1} / Q_н . \qquad (1.140)$$

Из уравнения (1.139) следует, что для уменьшения критической подачи насоса следует уменьшать $Q_{0к1}$ и $\bar{Q}_{к.кр1}$. Чтобы уменьшить $Q_{0к1}$,

можно попытаться за счет уменьшения угла атаки δ_c уменьшить $\beta_{1лc} = \beta_{1c} + \delta_c$. Однако при $\delta_c < \delta_{опт.c}$ это уменьшает толщину входной кромки лопасти. Уменьшение $\overline{Q}_{к.кр1}$ требует перемещения входной кромки лопасти на больший диаметр, т.е. перехода от рабочих колес типа 1 к типам 2 и 3, что не всегда возможно.

В примере расчета, представленном в табл. 1.1, относительная скорость меньше пороговой. Поэтому КЭ лопастей рабочего колеса отсутствует. Для иллюстрации расчетов КЭ рассмотрим первую ступень питательного насоса ПН-1000-340 с параметрами: подача насоса в напорный трубопровод $Q = 0{,}318$ м^3/с, $H = 3515$ м, $n = 6000$ об/мин, подача насоса в трубопровод промотбора $Q_{по} = 0{,}043$ м^3/с. Рабочий диапазон подач $\overline{Q} = Q/Q_р = (50...110)\%$. Насос установлен на блоке ТЭС, мощностью 300 МВт и работает в паре с бустерным насосом, который обеспечивает избыточное давление на входе в питательный насос $p_{вх.доп} = 1{,}96$ МПа. При температуре воды 165°С этому давлению соответствует $\Delta h_{доп} = 154$ м. Суточный график работы энергоблока ТЭС такой, что при $\overline{Q} = 50\%$ насос рабо-

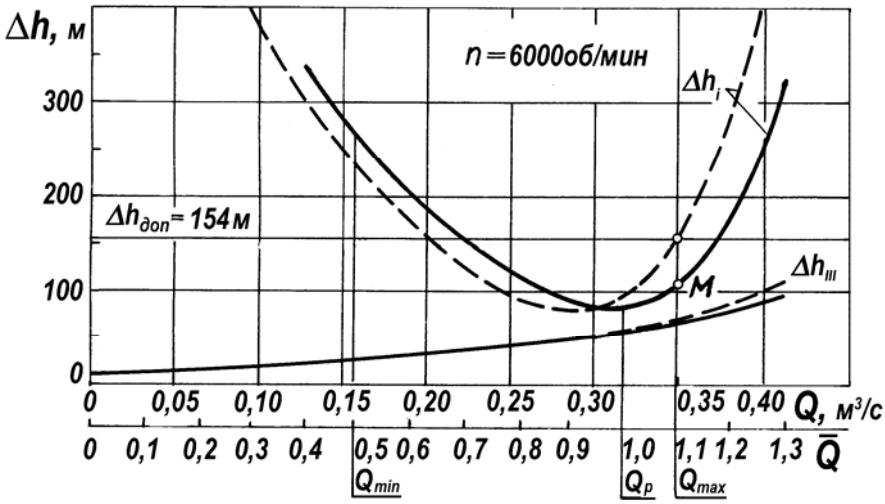


Рис. 1. 21. Допускаемый кавитационный запас питательного насоса ПН-1000-340:

———— — вариант№1; – – – – – — вариант№2

тает 6 ч/сут, т.е. 1/4 ресурса T между капитальными ремонтами.

С использованием программ «Многоступенчатый центробежный насос» и «Профилирование» выполнен расчёт насоса и рабочего колеса первой ступени. Рабочее колесо имеет: $K_0 = 3{,}56$, $C_{\text{III вх}} = 916$, $D_{\text{г}} = 0{,}200$ м, $d_1 = 0{,}142$ м, $\beta_{1\text{л}e,c,a} = 24°; 29{,}9°; 36°$, $\sigma_{1e,c,a} = 3{,}5$ мм. Кривые зависимостей $\Delta h_i(Q)$ и $\Delta h_{\text{III}}(Q)$ для этого рабочего колеса (вариант 1), построенные ПЭВМ, представлены на рис. 1.21. Проведем линию допускаемого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}} = 154$ м. Видно, что на правой границе рабочего диапазона подач $\overline{Q}_{\max} = 110\%$ ($Q_{\max} = 0{,}349$ м^3/с) допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}} > \Delta h_i = 110$ м. Следовательно, кавитационная эрозия отсутствует. Рассмотрим левую границу диапазона $\overline{Q}_{\min} = 50\%$ ($Q_{\min} = 0{,}159$ м^3/с). Вводим в ПЭВМ это значение $Q_{\min}$, подбираем и задаем такие параметры, чтобы размеры рабочего колеса не изменились (табл. 1.5). Коэффициент K_0 влияет на d_1, $D_{\text{г}}$, а $K_{\text{III вх}}$ на σ_1. При положительных углах атаки каверна развивается на тыльной стороне лопасти. В окне программы выбираем эту сторону лопасти и находим относительную длину каверны $\overline{l}_{\text{к}}$, скорость кавитационной эрозии E и максимальную глубину разрушений $h_{\max}$. Так как при $\overline{Q} = 50\%$ насос работает в течение $T/4$, то глубина разрушений $h_{\max}/4 = 1{,}5$ мм. Длина каверны $l_{\text{к}} = \overline{l}_{\text{к}} \cdot T_{1\text{e}} = 0{,}19 \cdot 90 = 17$ мм. По графику толщин лопасти её толщина в месте замыкания каверны $\sigma_{\text{к}} = 4{,}5$ мм. Поскольку $(h_{\max}/4)/\sigma_{\text{к}} = (5{,}8/4)/4{,}5 = 0{,}32$, то принимая во внимание (1.60), такие разрушения к концу межремонтного периода можно считать допустимыми.

Разрушения лопасти можно уменьшить, если сдвинуть кривую $\Delta h_i(Q)$ в область меньших подач. Для этого увеличиваем подачу до $\overline{Q}_{\max} = 110\%$ и подбираем соответствующие значения K_0 и $K_{\text{III вх}}$, как описано выше. Уменьшаем угол установки лопасти $\beta_{1\text{л}e}$ до такого значения, чтобы $\Delta h_i = \Delta h_{\text{доп}}$ и перепрофилируем лопасть. Из таблицы

Таблица 1.5

Варианты рабочих колес

($D_г = 200$ мм, $d_1 = 142$ мм, $\sigma_{1e,c,a} = 3{,}5$ мм)

Вар. №	1		2	
$\overline{Q}$, %	100	50	110	50
Q, м^3/с	0,318	0,159	0,349	0,159
K_0	3,56	4,32	3,46	4,32
$K_{\text{III вх}}$	2,7	5,45	2,16	5,5
$C_{\text{III вх}}$	916	1097	813	1104
$\beta_{1\text{л}e,c,a}$	24°; 29,9°; 36°	24°; 29,9°; 36°	22,9°;28,6°;35,1°	22,9°;28,6°;35,1°
δ'_e	0,9°	10,1°	–2,4°	9°
$\Delta h_{i\,\text{вх}}$, м	88,4	263,4	154,0	233,6
$\overline{l}_к$	0	0,19	0	0,15
E, мм/ч	0	$1{,}5\cdot10^{-4}$	0	$7{,}8\cdot10^{-5}$
h_{max}, мм	0	5,8	0	3,1

видно, что для $\overline{Q}_{min} = 50\%$ скорость КЭ и глубина разрушения уменьшились почти в 2 раза. Однако следует иметь ввиду, что в варианте №2 даже при небольшом увеличении подачи $\overline{Q} > 110\%$ вследствие колебаний нагрузки блока ТЭС резко увеличивается скорость КЭ. Как следует из рис. 1.21 и табл. 1.5 при $\overline{Q} > 110\%$ кавитационный запас $\Delta h_i > \Delta h_{доп}$, а угол атаки δ_e отрицательный. Поэтому каверна образуется на лицевой стороне лопасти, что очень сильно увеличивает скорость КЭ. В уравнении (1.53) постоянная c увеличивается почти в 50 раз. Как показали пробные расчёты, лучше иметь некоторый запас и отдать предпочтение варианту №1.

Представленные выше расчёты согласуются с данными эксплуатации насоса ПН-1000-340 на блоке ТЭС.

Если допускаемый кавитационный запас не задан, следует спроектировать рабочее колесо первой ступени с учетом предлагаемых способов ослабления кавитационной эрозии и рассмотреть построенные

ПЭВМ зависимости $\Delta h_i(Q)$, $\Delta h_{\text{III}}(Q)$. По заданной $\overline{Q}_{\max}$ найти Δh_i (точка *M* на рис. 1.21). Выбрать $\Delta h_{\text{доп}} > \Delta h_i$ и рассчитать максимальную глубину $h_{\max}$ разрушения лопасти при $\overline{Q}_{\min}$. Если она превышает допустимую, следует увеличить $\Delta h_{\text{доп}}$ и повторить расчёт.

В заключении найдём напор бустерного насоса. Пренебрегая, ввиду малости, скоростными напорами и разницей высот расположения бустерного и основного насосов запишем: допускаемый кавитационный запас $\rho g \Delta h_{\text{доп}} = p_{\text{вх.доп}} - p_{\text{н.п}}$, напор бустерного насоса $\rho g H_{\text{б}} = p_{\text{вых.б}} - p_{\text{вх.б}}$, уравнение баланса напоров в трубопроводе от выхода из бустерного насоса до входа в основной насос $p_{\text{вых. б}} = p_{\text{вх. доп}} + \rho g \sum h_{\text{п}}$, где $\sum h_{\text{п}}$ – сумма потерь напора в трубопроводе. Поэтому напор бустерного насоса

$$H_{\text{б}} = \Delta h_{\text{доп}} + (p_{\text{н.п}} - p_{\text{вх.б}})/\rho g + \sum h_{\text{п}} . \qquad (1.141)$$

Так как КПД бустерного насоса меньше такового для основного насоса, то при уменьшении мощности бустерного насоса увеличивается общий КПД питательного агрегата. Поэтому не следует завышать напор бустерного насоса.

Выходной участок рабочего колеса рассчитывается из условия обеспечения заданного напора при условии выполнения всех *функциональных и критериальных ограничений*.

По статистическим данным Всесоюзного института гидромашин (ВИГМ), оптимальные по минимуму потерь энергии в отводе и на дисковое трение диаметр и ширина рабочего колеса на выходе [13]:

$$D_2 = \left[9{,}35 \Big/ \left(n_s/100 \right)^{0{,}5} \right] D_Q , \qquad (1.142)$$

$$b_2 = \begin{cases} 0{,}78 \left(n_s/100 \right)^{0{,}5} D_Q, \text{ если } n_s < 180; \\ 0{,}64 \left(n_s/100 \right)^{0{,}83} D_Q, \text{ если } n_s \geq 180, \end{cases} \qquad (1.143)$$

где $D_Q = \sqrt[3]{Q/n}$ вычисляется по расходу соответствующей ступени.

В работах [14, 16], обобщающих опыт Ленинградского политехнического института (ЛПИ) в разработке многоступенчатых насосов с проходным валом, предложены несколько иные зависимости. По

уравнению Эйлера $gH_{\text{т}} = U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u} = \bar{V}_{2u} U_2^2 - U_1 V_{1u}$, где коэффициент закрутки $\bar{V}_{2u} = V_{2u} / U_2$. Для этого коэффициента предлагается статистическая формула

$$\bar{V}_{2u} = 1{,}87 n_s^{-0{,}28} . \qquad (1.144)$$

Так как $U_1 V_{1u} << gH_{\text{т}}$, то скорость $U_2 = \pi D_2 n / 60 = \sqrt{gH_{\text{т}} / 1{,}87 n_s^{-0{,}28}}$ и $D_2 = 9{,}876 n_s^{0{,}14} \sqrt{2gH} / n \sqrt{\eta_{\text{г}}}$. Принимая во внимание, что

$$\sqrt{2gH} / n = \sqrt[3]{Q/n} / 2{,}052 \left(n_s / 100 \right)^{2/3} , \qquad (1.145)$$

получим:

$$D_2 = \left[9{,}16 / \left(n_s / 100 \right)^{0{,}53} \sqrt{\eta_{\text{г}}} \right] D_Q . \qquad (1.146)$$

Согласно вышеупомянутым работам ширина рабочего колеса на выходе

$$b_2 = 0{,}07 \left(n_s / 100 \right)^{4/3} D_2 . \qquad (1.147)$$

После подстановки в эту формулу диаметра по уравнению (1.146), найдем:

$$b_2 = \left[0{,}64 \left(n_s / 100 \right)^{0{,}8} / \eta_{\text{г}} \right] D_Q . \qquad (1.148)$$

В работе [62] на рис. 5.2 предлагаются зависящие от n_s безразмерные коэффициенты, которые позволяют найти основные размеры рабочего колеса. Коэффициент окружной скорости на выходе

$$k_u = U_2 / \sqrt{2gH}$$

определяет наружный диаметр колеса. Подставляя в это уравнение $U_2 = \pi D_2 n / 60$, найдем:

$$D_2 = 19{,}1 k_u \sqrt{2gH} / n . \qquad (1.149)$$

Принимая во внимание (1.145), придадим последнему уравнению вид:

$$D_2 = 9{,}31 \frac{k_u}{\left(n_s / 100 \right)^{2/3}} D_Q .$$

По данным графика на рис. 5.2 в диапазоне $n_s = 80...300$ коэффициент $k_u = 1{,}03 \left(n_s / 100 \right)^{0{,}125}$. Следовательно

$$D_2 = \left[9{,}59 / \left(n_s / 100 \right)^{0{,}54} \right] D_Q . \qquad (1.150)$$

Коэффициент меридианной скорости с учетом стеснения потока на выходе из РК

$$k_m = V_{2m} \Big/ \sqrt{2gH}\ , \qquad (1.151)$$

где $V_{2m} = Q \big/ \pi D_2 b_2 \psi_2$. Поэтому ширина рабочего колеса на выходе $b_2 = Q \Big/ \pi D_2 n \psi_2 k_m \left(\sqrt{2gH} \big/ n \right)$. Подставляя сюда наружный диаметр по уравнению (1.149) и используя (1.145), получим:

$$b_2 = \frac{0{,}07}{\psi_2} = \frac{\left(n_s/100\right)^{4/3}}{k_u k_m} D_Q\,. \qquad (1.152)$$

Согласно рис. 5.2 при $n_s = 80...300$ коэффициент $k_m = 0{,}12\left(n_s/100\right)^{0,6}$. Если положить $\psi_2 = 0{,}9$ и коэффициенты k_u и k_m вычислять по приведенным формулам, то

$$b_2 = 0{,}63\left(n_s/100\right)^{0,61} D_Q\,. \qquad (1.153)$$

Все шесть формул для диаметра и ширины рабочего колеса на выходе приведены к одному виду, в котором множитель перед D_Q представляет собой коэффициент диаметра K_{D_2} или коэффициент ширины K_{b_2}. Сопоставим эти коэффициенты между собой, положив $\eta_г = 0{,}9$ (табл. 1.6). Кроме того, эти коэффициенты представлены в Приложении на рис. П.4.

Сравнивая представленные данные, приходим к следующему выводу. В диапазоне $n_s = 80...300$ рабочие колеса по статистике ЛПИ и американским данным имеют больший или тот же самый диаметр и меньшую ширину, чем рабочие колеса по статистике ВИГМ.

Оптимальные ширина и диаметр рабочего колеса на выходе по разным формулам вычисляются ПЭВМ и отображаются на экране. Следует иметь в виду, что согласно исследованиям [59] изменение ширины по сравнению с оптимальной в пределах ±30% мало влияет на КПД ступени. Однако, как показано ниже, ширина рабочего колеса влияет на форму напорной характеристики. Выбранная с учетом приведенных данных ширина рабочего колеса на выходе заносится в соответствующую ячейку. Оптимальные наружные диаметры $D_{2опт}$ приводятся для справки, а сам наружный диаметр рассчитывается, как описано ниже.

Таблица 1.6

Коэффициенты диаметра и ширины центробежного колеса на выходе

Автор	K_{D_2}	K_{b_2}
Руднев С.С. [57]	$9{,}35\big/\left(n_s/100\right)^{0{,}5}$	$0{,}78\left(n_s/100\right)^{0{,}5}$, если $n_s<180$ $0{,}64\left(n_s/100\right)^{0{,}83}$, если $n_s\geq 180$
Горгиджанян С.А. [15]	$9{,}65\big/\left(n_s/100\right)^{0{,}53}$	$0{,}67\left(n_s/100\right)^{0{,}8}$
Степанов А.И. [62]	$9{,}59\big/\left(n_s/100\right)^{0{,}54}$	$0{,}63\left(n_s/100\right)^{0{,}61}$

Если условие (1.88) для коэффициента стеснения на входе в рабочее колесо не выполняется, или мала ширина межлопаточного канала на входе в колесо, или кавитационные качества низкие, то можно применить рабочее колеса с двухрядной (двухъярусной) решеткой лопастей (рис. 1.22). Кроме того, при увеличении числа лопастей на выходе уменьшается неравномерность скоростей по окружности выхода из межлопаточного канала. Последнее приводит к уменьшению пульсаций давления. В таком колесе уменьшается по сравнению с (1.81) число лопастей в первом ряду и добавляется второй ряд. Число лопастей второго ряда Z_2 часто выбирается равным числу лопастей первого ряда Z_1, как показано на рис. 1.22. (Для однорядной решетки $Z_2=0$.) Короткие лопасти второго ряда лопастей целесообразно сместить к тыльным сторонам длинных лопастей. Например, по данным д.т.н. Жарковского А.А. (СПбГПУ) для ступени питательного насоса для блока ТЭС мощностью 1200 МВт с рабочим колесом $D_2=326$ мм, $\beta_{2л}=26°$, $Z_1+Z_2=5+5$ и отношением длины короткой лопасти к длинной $l_2/l_1=0{,}6...0{,}7$ оптимальное по КПД и кавитационным качествам смещение $\Delta T_2=T_1/16$.

Как показано в работе [56], теоретический напор пространственной решетки лопастей рабочего колеса

$$H_т=\frac{\omega}{g}(1-k)\left[r_a^2\omega-iQ_к/2\pi-\left(rV_u\right)_1\right]. \qquad (1.154)$$

При проектировании рабочих колес ступеней $n_s\leq 300$ можно пренебречь переменной толщиной слоя и находить коэффициент прозрачности k, относительный активный радиус и коэффициент нулевого направления

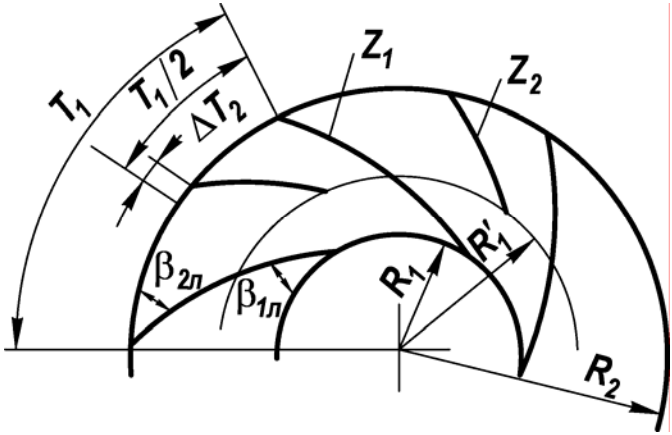


Рис. 1.22. Рабочее колесо с двухрядной решеткой лопастей

$$y = \left(r_a / R_2\right)^2, \qquad i = 1/b_2 \psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л} \tag{1.155}$$

как для плоских решеток. Поэтому теоретический напор решетки на поверхности тока

$$H_т = \frac{\omega}{g}\left(1-k\right)\left(yR_2^2\omega - \frac{R_2 V_{2m}}{\psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л}} - \left(rV_u\right)_1\right), \tag{1.156}$$

а ее наружный радиус

$$R_2 = \frac{V_{2m}}{2\omega y \psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л}} + \frac{1}{\omega}\sqrt{\frac{1}{y}\left(\frac{gH_т}{1-k} + \omega\left(rV_u\right)_1\right) + \left(\frac{V_{2m}}{2y\psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л}}\right)^2}. \tag{1.157}$$

Теоретический напор и расход через колесо первой ступени равны:

$$H_{т1} = H_1 / \eta_г, \tag{1.157а}$$

$$Q_{к1} = Q_н + q_{по} + q_{гп} + q_{у1}. \tag{1.157б}$$

Причем, пренебрегая изменением меридианной скорости вдоль выходной кромки колеса

$$V_{2m} = Q_{к1} / 2\pi R_{2c} b_2. \tag{1.158}$$

Рассчитанные в работах [8, 56] коэффициент прозрачности и относительный активный радиус приведены на рис. 1.23 и 1.24. Как видно из графика, с уменьшением $\left(R_1/R_2\right)^{Z/2}$ и $\beta_л$ коэффициент прозрачности k быстро уменьшается. В большинстве случаев он мал и может приниматься равным нулю. Исключение составляют решетки с малым числом коротких лопастей или с большими углами $\beta_л$. При малых R_1/R_2 относительный активный радиус y увеличивается с возрастанием Z и уменьшением $\beta_л$.

Помимо приведенных выше данных гидродинамической теории решеток предложено множество поправок на конечное число лопастей [96], которые также позволяют найти наружный диаметр рабочего колеса. Со-

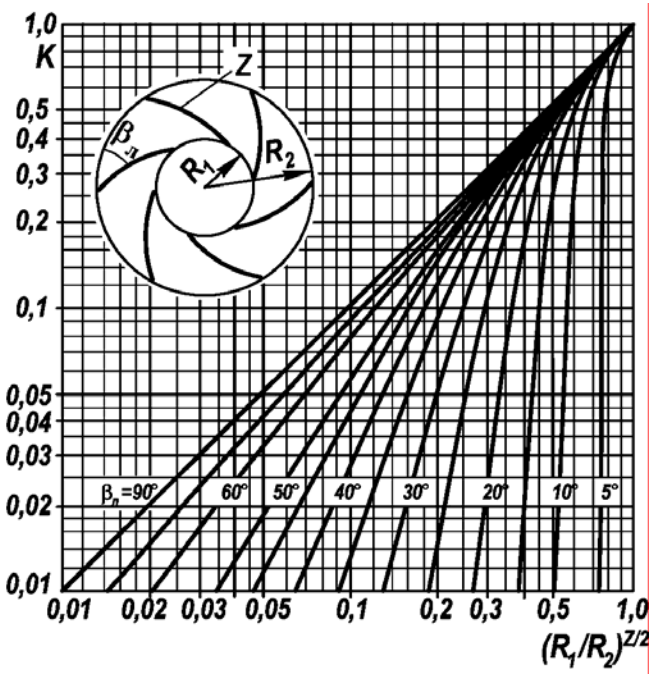


Рис. 1.23. Коэффициент прозрачности круговой решетки из отрезков логарифмических спиралей [56]

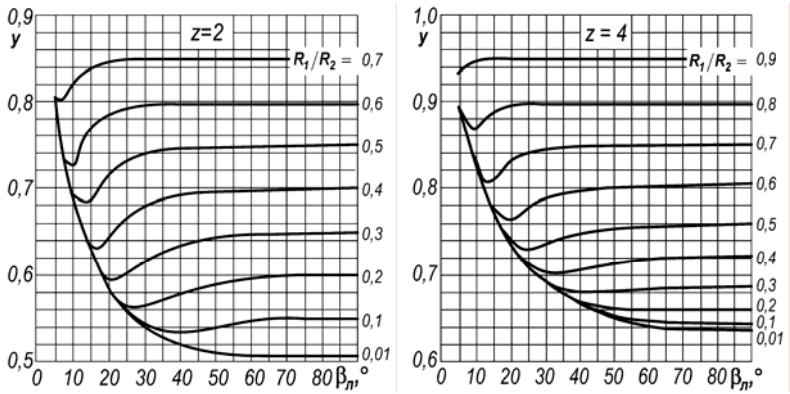


Рис. 1.24. Относительный активный радиус круговой решетки из отрезков логарифмических спиралей [56]

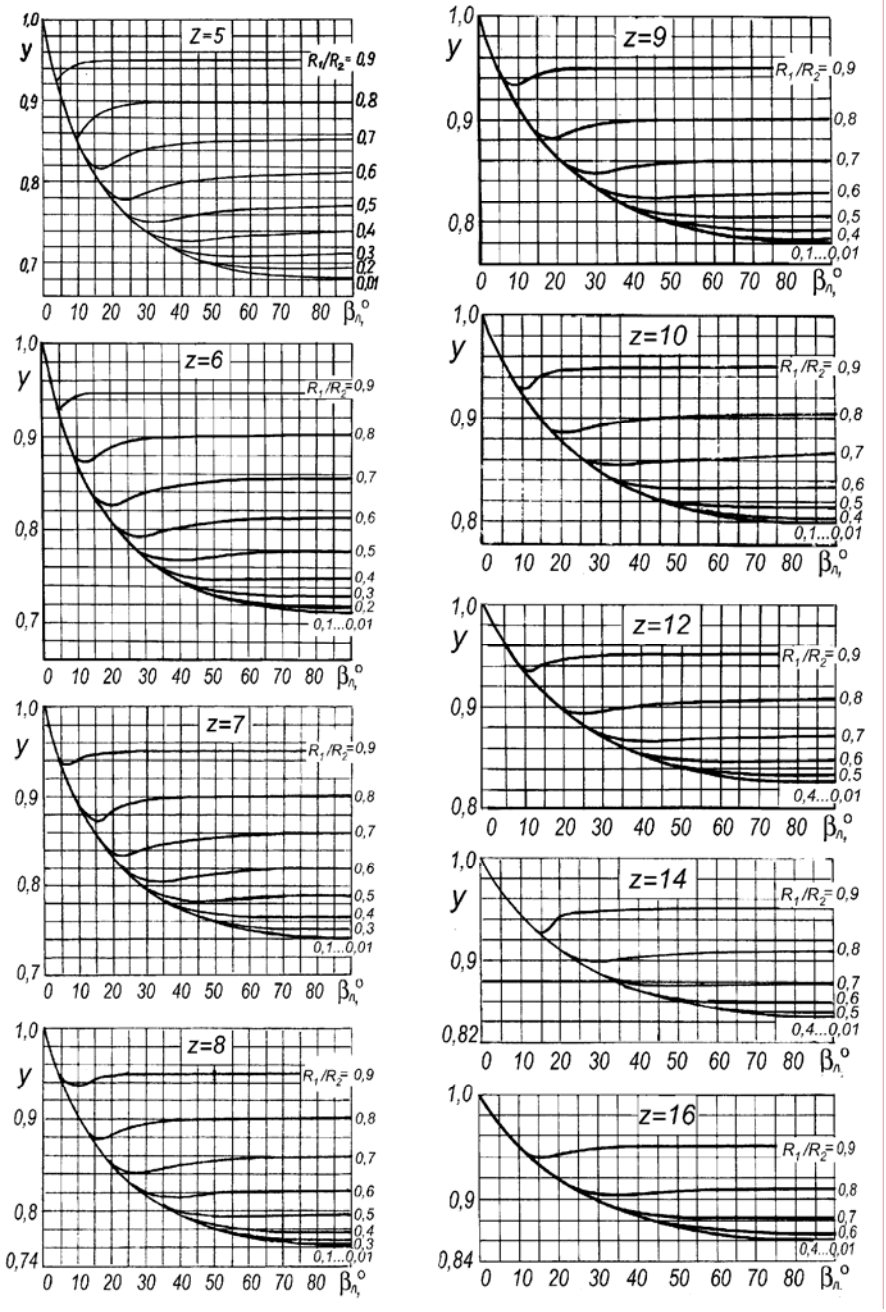


Рис. 1.24. Продолжение

гласно одной из них — формуле Стодола — Майзеля

$$k = 0,\ \ y = 1 - \pi \sin\beta_{2л} / Z\,. \qquad (1.159)$$

В соответствии с формулой Вейснера [96]

$$k = 0,\ \ y = \begin{cases} 1 - \sqrt{\mathrm{Sin}\beta_{2л}} / \mathrm{Z}^{0,7}, \text{ если } R_1/R_2 \le \varepsilon; \\ \left(1 - \sqrt{\mathrm{Sin}\beta_{2л}} / \mathrm{Z}^{0,7}\right)\left[1 - \left(\dfrac{R_1/R_2 - \varepsilon}{1-\varepsilon}\right)^3\right], \text{ если } R_1/R_2 > \varepsilon. \end{cases} \qquad (1.159a)$$

В этих формулах $\varepsilon = \left(\exp\dfrac{8{,}16\sin\beta_{2л}}{\mathrm{Z}}\right)^{-1}$.

Коэффициенты прозрачности и активного радиуса двухрядной решетки лопастей определяем по рис. 1.23 и рис. 1.24, полагая $R_1 = R_1'$, $Z = Z_1 + Z_2$ и $\beta_л = \beta_{2л}$. Как следует из уравнения (1.156), для увеличения теоретического напора рабочего колеса радиус R_1' следует назначить так, чтобы при $\left(R_1/R_2\right)^{Z/2} = \left(R_1/R_2\right)^{(Z_1+Z_2)/2}$ и выбранном $\beta_{2л}$ получить коэффициент прозрачности $k < 0{,}01$. Угол $\beta_{2л}$ установки лопасти на выходе из рабочего колеса выбирается на основании следующих соображений [13]. При увеличении этого угла увеличивается диффузорность межлопаточного канала, уменьшается коэффициент реактивности, уменьшается наружный диаметр рабочего колеса, т.е. его радиальный габарит, изменяется форма напорной и мощностной характеристик.

Гидравлические потери энергии в рабочем колесе зависят от *степени диффузорности* относительного потока [24]

$$\bar{W}_2 = W_2/W_1 = F_1\psi_1 \sin\beta_{1л} / F_2\psi_2 \sin\beta_{2л}\,, \qquad (1.160)$$

или относительной площади на выходе [41]

$$\bar{F}_2 = F_2/F_0\,. \qquad (1.161)$$

В этих формулах все величины подсчитываются для среднерасходной линии тока. Для уменьшения гидравлических потерь энергии в рабочем колесе в соответствии с [24, 41] рекомендуется:

$$0{,}7 \le \bar{W}_2 \le 1,\ \ 1 \le \bar{F}_2 \le 2\,. \qquad (1.162)$$

Обе величины отображаются на экране монитора.

Коэффициентом реактивности рабочего колеса называется относительное приращение потенциального напора $H_{пот}$ колеса:

$$\rho = H_{пот}/H_т = \sqrt{\eta_г} - \left(V_2^2 - V_0^2\right)\Big/2gH_т \approx 1 - gH_т\big/2U_{2c}^2\,. \qquad (1.163)$$

Найдем коэффициенты реактивности рабочих колес, диаметры которых

Таблица 1.7

Нормативные коэффициенты реактивности

n_s	40	60	80	100	120	140	160	200	300
ρ	0,626	0,673	0,703	0,724	0,741	0,754	0,764	0,781	0,809

определяются формулой (1.142). Поскольку $H_т = H/\eta_г$, а $U_2 = \pi D_2 n/60$, то согласно приближенной формуле (1.163) коэффициент

$$\rho = 1 - \frac{3600}{4\pi^2}\frac{1}{\sqrt{\eta_г}}\left(\frac{\sqrt{2gH}}{n}\right)^2\frac{1}{D_2^2}. \qquad (1.164)$$

После подстановки в это уравнение соответствующих величин по формулам (1.142) и (1.145) получим окончательно

$$\rho = 1 - 0,248\Big/\eta_г\left(n_s/100\right)^{1/3}. \qquad (1.165)$$

Если принять гидравлический КПД ступени $\eta_г = 0,9$, то нормативные коэффициенты реактивности будут (табл. 1.7):
Близкие к этим значениям дает и формула (1.144):

$$\rho = 1 - 0,257\Big/\left(n_s/100\right)^{0,28}. \qquad (1.166)$$

Уменьшение *коэффициента реактивности* по сравнению с (1.165) увеличивает динамический напор, который необходимо преобразовать в потенциальный в отводе ступени. Это уменьшает КПД ступени.

Радиальный габарит рабочего колеса можно характеризовать *коэффициентом напора*

$$\bar{H} = gH/U_2^2. \qquad (1.167)$$

Полагая $k = 0$ и $\left(rV_u\right)_1 = 0$, из уравнения (1.156) с учетом $H = H_т\eta_г$ получаем $\bar{H} = \left(y - V_{2m}/U_2\psi_2\,\mathrm{tg}\,\beta_{2л}\right)\eta_г$. Поэтому в ступенях с малыми значениями параметра $V_{2m}/U_2 < 0,1$ коэффициент напора $\bar{H} \approx y\eta_г$ почти не зависит от угла $\beta_{2л}$ и для таких ступеней по [39] можно выбирать

$$\beta_{2л} = 20...40°,$$

что уменьшает диффузорность межлопаточного канала. В насосах с большими значениями параметра $V_{2m}/U_2 > 0,1$ увеличение $\beta_{2л}$ приводит к существенному повышению коэффициента напора и для них

$$\beta_{2л} = 50...70°.$$

Форма напорной характеристики $H = f\left(Q\right)$ ступени или насоса

характеризуется зоной западания $Q_{\max}/Q_{\text{опт}}$, глубиной западания $(H_{\max}-H_0)/H_{\max}$ и крутизной $\chi=(H_{\max}-H_{\text{опт}})/H_{\text{опт}}$. Формы характеристики показаны на рис. 1.25, заимствованном из справочника [26]. По крутизне напорные характеристики делятся на пологие (с крутизной менее 0,15) и крутопадающие (с большей крутизной). Насосы со стабильной, или непрерывно падающей напорной характеристикой гарантированы от помпажа и могут работать параллельно в широком диапазоне подач.

Ступени с коэффициентом быстроходности $n_s<150$, как правило, имеют напорные характеристики с западанием в области малых подач, как показано на рис. 1.25*а* и рис. 1.42. Воспользуемся работами [26, 28, 52] и укажем условия получения непрерывно падающей напорной характеристики ступени.

Форма и крутизна напорной характеристики ступени $H=f(Q)$ в значительной степени определяется крутизной прямой $H_{\text{т}}=\varphi(Q_{\text{к}})$. Крутизну этой прямой можно характеризовать коэффициентом нулевого направления потока в решетке

$$i=1/b_2\psi_2\,\text{tg}\beta_{2\text{л}}$$

или предложенным в работе [52] *коэффициентом наполнения (расходным параметром)*

$$q_{\text{р}}=V_{2m\text{р}}/U_2\psi_2\,\text{tg}\beta_{2\text{л}}\,. \qquad (1.168)$$

Он вычисляется для расчетного режима работы ступени. Полагая для простоты $k=0$ и $(rV_u)_1=0$ и подставляя коэффициент i по (1.155) в

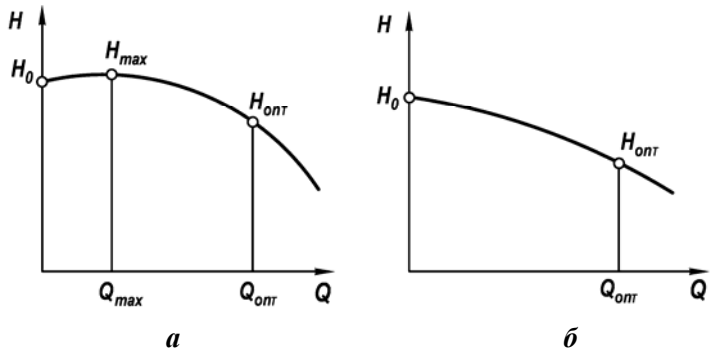


Рис. 1.25. Форма напорной характеристики:
а — с западанием; *б* — непрерывно падающая

уравнение (1.154), получим:

$$gH_{\text{т}} = U_2^2\left(y - Q_{\text{к}}/2\pi\omega R_2^2 b_2 \psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2\text{л}}\right). \qquad (1.169)$$

В этой формуле относительный активный радиус решетки $y = \left(r_a/R_2\right)^2$ можно найти по рис. 1.24, или вычислить, например, по формуле Стодола — Майзеля (1.159). Этот радиус не зависит от расхода ступени.

Выясним зависимость теоретического напора от расходного параметра. Так как на расчетном режиме при $Q_{\text{к}} = Q_{\text{к.р}}$ расход через колесо $Q_{\text{к.р}} = 2\pi R_2 b_2 V_{2m\text{р}}$, а множитель $2\pi\omega R_2^2 b_2 \psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2\text{л}} = q_{\text{р}}/Q_{\text{к.р}}$, то уравнение (1.169) перепишется как

$$gH_{\text{т}} = U_2^2\left(y - q_{\text{р}}\, Q_{\text{к}}/Q_{\text{к.р}}\right). \qquad (1.170)$$

Следовательно, теоретический напор на расчетном режиме

$$gH_{\text{т.р}} = U_2^2\left(y - q_{\text{р}}\right). \qquad (1.171)$$

Разделив (1.170) на (1.171), после небольших преобразований получим зависимость теоретического напора от расхода через колесо

$$H_{\text{т}} = \frac{H_{\text{т.р}}}{y - q_{\text{р}}}\left(y - \frac{q_{\text{р}}}{Q_{\text{к.р}}} Q_{\text{к}}\right). \qquad (1.172)$$

Эта прямая проходит через точку $\left(Q_{\text{к.р}}, H_{\text{т.р}}\right)$, отсекает от осей координат отрезки

$$H_{\text{т}}\big|_{Q_{\text{к}}=0} = yH_{\text{т.р}}/\left(y - q_{\text{р}}\right), \qquad (1.173)$$

$$Q_{\text{к}}\big|_{H_{\text{т}}=0} = yQ_{\text{к.р}}/q_{\text{р}} \qquad (1.174)$$

и наклонена к горизонтальной оси под углом

$$\operatorname{tg}\nu = q_{\text{р}} H_{\text{т.р}}/\left(y - q_{\text{р}}\right)Q_{\text{к.р}}\,, \qquad (1.175)$$

как показано на рис. 1.26. Из последнего уравнения при $Q_{\text{к.р}} = \text{const}$ и $H_{\text{т.р}} = \text{const}$ следует, что чем больше параметр $q_{\text{р}}$ и чем меньше y, тем круче прямая $H_{\text{т}} = \varphi\left(Q_{\text{к}}\right)$ и тем меньше вероятность западания характеристики $H = f\left(Q\right)$ в области малых расходов. В соответствии с [29], ступень с однорядной решеткой лопастей и числом лопастей Z

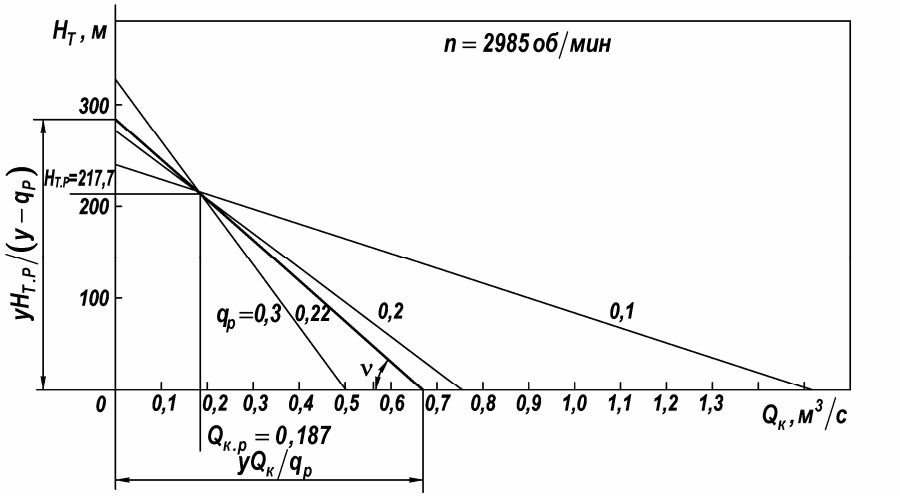


Рис. 1.26. Зависимость $H_т = \varphi(Q_к)$ при разных $q_р$ ($Q_{к.р} = 0{,}187$ м^3/с, $H_{т.р} = 217{,}7$ м, $n = 2985$ об/мин, $\beta_{2л} = 25°$, $Z = 7$, $y = 0{,}81$, $\sigma_2 = 5$ мм)

будет иметь следующую форму характеристики:

$$\left.\begin{array}{ll} q_р > 0{,}3,\ Z < 6 & \text{— крутая непрерывно падающая;} \\ 0{,}2 < q_р < 0{,}3,\ 6 < Z < 8 & \text{— пологая непрерывно падающая;} \\ q_р < 0{,}2,\ Z > 8 & \text{— с западанием.} \end{array}\right\} \quad (1.176)$$

Т.е. для увеличения крутизны и устойчивости характеристики необходимо увеличивать $q_р$ и уменьшать Z. Эти условия согласуются с рекомендациями [53] и, в частности, рис. 275, а также с рис. 3.39 работы [39] и данными работы [52] на стр. 352. Условия устойчивости характеристики по [53] с дополнениями [62] представлены на рис. П.3.

Установим зависимость расходного параметра $q_р$ на расчетном режиме от коэффициента y и геометрических параметров ступени. Так как $V_{2mр} = Q_{к.р}/2\pi R_2 b_2$ и на основании уравнения (1.171) $U_2^2 = gH_{т.р}/(y - q_р)$, то после подстановок в (1.168) и небольших преобразований получим

$$q_р = \frac{y}{1 + \dfrac{2\pi g H_{т.р}}{\omega Q_{к.р}} b_2 \psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л}}. \quad (1.177)$$

Согласно второму уравнению (1.159)

$$y = 1 - \pi \sin \beta_{2л} / Z \qquad (1.178)$$

При постоянных $Q_{к.р}$, $H_{т.р}$, ω и σ_2 параметр $q_р$ зависит от b_2, $\beta_{2л}$ и Z ($\psi_2 \approx \text{const}$). Изменяя последние три величины, можно выполнить условия (1.176) и получить напорную характеристику соответствующей формы.

Подставляя (1.171) в (1.175), или непосредственно из (1.169), получим угол наклона $\text{tg}\nu = \omega / 2\pi g b_2 \psi_2 \text{tg}\beta_{2л}$. Очевидно, что он не зависит от Z.

Кроме соответствующего выбора $q_р$ и Z для получения непрерывно падающей напорной характеристики следует принять во внимание данные [58]. Для промежуточных ступеней центробежных секционных насосов $n_s = 80...100$ в работе [58] рекомендуется следующее. Во-первых, продлить лопасти рабочего колеса в горловину, чтобы при расходе ступени $(0,4...0,3)Q_{опт}$ вызвать обратные токи на наружном диаметре входа в колесо. Во-вторых, лопатки обратных каналов лопаточного отвода продлить в радиальном, а если можно, то и в осевом направлении, чтобы предотвратить закрутку основного потока обратными токами. При дальнейшем уменьшении расхода последние поддерживают постоянной меридианную скорость в основном потоке на входе в колесо. В результате в основном потоке сохраняются малые углы атаки, что уменьшает потери на удар и устраняет западание начального участка напорной характеристики. С этой же целью в подводе перед входом в рабочее колесо первой ступени необходимо установить неподвижную густую решетку радиальных пластин. На форму характеристики влияет также согласование параметров на выходе из колеса и входе в отвод [26]. В одно- или двухступенчатых насосах западание напорной характеристики можно исключить установкой шнека или осевихревого устройства, как показано на рис. П.2 в приложении.

Потребляемая мощность насосов у которых $\beta_{2л} < 90°$, при изменении подачи меняется сравнительно мало. Поэтому приводной двигатель насоса при изменении подачи работает в почти постоянном режиме. При $\beta_{2л} > 90°$ насос имеет непрерывно возрастающую кривую мощности, что вынуждает выбирать двигатель с большим запасом мощности.

Кроме того, при уменьшении $\beta_{2л}$ может увеличиваться D_2, что облегчает *профилирование рабочих колес* с повышенными кавитационными качествами, у которых велико отношение D_{1c} / D_2.

В связи со всем вышеизложенным, по данным [57] в насосах общепромышленного назначения угол установки лопасти на выходе из рабочего колеса составляет:

n_s	50	100	200	250
$\beta_{2л}$	40°	27...25°	23°	22°

(1.179)

В первом приближении коэффициенты прозрачности k и активного радиуса y рассчитываются ПЭВМ по умолчанию. При этом соответствующие ячейки отображаются на экране пустыми. Во втором приближении они уточняются проектировщиком по рис. 1.23 и рис. 1.24. Так что

$$k = \begin{cases} 0 \text{ — по умолчанию;} \\ f\left[\beta_л, \left(R_1/R_2\right)^{z/2}\right] \text{— по рис. 1.23;} \end{cases} \tag{1.180}$$

$$y = \begin{cases} 1 - \pi \sin\beta_{2л}/Z \text{ — по умолчанию;} \\ \varphi\left(\beta_л, Z\right) \text{— по рис. 1.24.} \end{cases} \tag{1.181}$$

Кроме того на листе «Дополнительные расчеты» приведен расчет относительного активного радиуса по Вейснеру [96]:

$$y = 1 - \sqrt{\sin\beta_{2л}}\Big/ Z^{0,7}\,. \tag{1.181a}$$

Формула справедлива при $R_1/R_2 < 1/\exp\left(8{,}16\sin\beta_{2л}/Z\right)$. Из трех значений y следует выбрать меньшее.

На толщину выходной кромки σ_2 накладывается *ограничение* (1. 83) и обычно *коэффициент стеснения*

$$\psi_2 = 1 - Z\sigma_2\Big/2\pi R_2 \sin\left[\operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\beta_{2л}\sin\lambda_2\right)\right] \geq 0{,}9, \tag{1.182}$$

где $Z = Z_1 + Z_2$ и принято: $2R_2 = D_{2опт}$, угол между меридианным сечением средней поверхности лопасти и линией тока $\lambda_2 \approx 90°$.

После расчета меридианной скорости на выходе из рабочего колеса

$$V_{2m} = \left(Q_1 + q_{у1}\right)\Big/2\pi R_2 b_2 \tag{1.182a}$$

и теоретического напора по уравнению (1.75) согласно уравнению (1.157) вычисляются наружные радиусы рабочего колеса по трем линиям тока.

Для проектирования рабочих колес с одно- и многорядными решетками, форма которых сильно отличается от плоских, используется программа расчета вращающихся гидродинамических решеток тонких профилей, расположенных на произвольной поверхности вращения в слое переменной толщины [7]. Эта программа входит в блок программ «Профилирование лопасти».

Спроектированное рабочее колесо должно удовлетворять всем вышеуказанным *параметрическим, функциональным* и *критериальным* ограничениям. С этой целью по завершении расчета следует еще раз проанализировать все данные п. 4 в табл. 1.1.

1.5. РАСЧЕТ ЛОПАТОЧНОГО ОТВОДА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ

Лопаточный отвод предназначен для отвода жидкости от рабочего колеса, преобразования кинетической энергии потока на выходе из колеса в энергию давления, уменьшения момента скорости и подвода жидкости к колесу следующей ступени или к напорному патрубку насоса. Элементы проточной полости ступени и характерные сечения показаны на рис. 1.3. Входным сечением лопаточного отвода считается цилиндрическое сечение 3, а выходным — кольцевое сечение 0 после выхода потока из обратных каналов. Это сечение совпадает с сечением в горловине рабочего колеса. Участок 6–0 относится к отводу, а 0–1 — к рабочему колесу. Положение остальных характерных сечений очевидно из этого рисунка.

Балансовые испытания и зондирование потока [25] показали, что в ступени питательного насоса потери энергии распределены примерно так, как представлено в табл. 1.8. Эти данные указывают на сильное влияние потерь в отводе на КПД ступени.

В основу расчета лопаточного отвода положим следующие соображения, высказанные проф. С.С. Рудневым. В проточной полости лопаточного отвода преобразуется в энергию давления кинетическая энергия $\Delta = \left(V_2^2 - V_0^2\right)/2g = \left(V_2^2 - V_4^2\right)/2g + \left(V_4^2 - V_0^2\right)/2g$, где все скорости средние, а коэффициенты кинетической энергии считаются равными единице. Разделив это уравнение на кинетическую энергию Δ,

Таблица 1.8

Распределение потерь энергии в ступени питательного насоса по данным [25]

Участок проточной полости	Доля общих потерь, %
Рабочее колесо	50…45
Спиральные каналы	10…15
Диффузорные каналы	10
Переводные каналы	20
Обратные каналы	10

получим в относительных величинах: $1 = \overline{\Delta}_{2-4} + \overline{\Delta}_{4-0}$, где доля $\overline{\Delta}_{2-4} = \left(V_2^2 - V_4^2\right)/\left(V_2^2 - V_0^2\right)$, а доля $\overline{\Delta}_{4-0} = \left(V_4^2 - V_0^2\right)/\left(V_2^2 - V_0^2\right)$. Так как в искривленных переводных и обратных каналах на участке 4 — 0 это преобразование сопровождается большими потерями энергии (табл. 1.8), то большая доля кинетической энергии должна преобразовываться в энергию давления на участке 2 — 4. Для ступеней низкой и средней быстроходности проф. С.С. Руднев рекомендует

$$\overline{\Delta}_{2-4} = 0{,}7...0{,}8\,. \qquad (1.183)$$

Существует и другая точка зрения [15, 16]. В соответствии с табл. 1.8 основные потери сосредоточены в переводных каналах. Поэтому для уменьшения потерь как в самих переводных, так и в обратных каналах, скорость на выходе из диффузорных каналов рекомендуется назначать примерно равной скорости в горловине рабочего колеса, т. е. $V_4 \approx V_0$. Другими словами, переводные и обратные каналы меняют лишь направление потока, но не преобразуют кинетическую энергию в давление. При этом $\overline{\Delta}_{4-0} = 0$, а $\overline{\Delta}_{2-4} = 1$. Недостаток таких ступеней — это увеличенные радиальный габарит и металлоемкость. Мы не располагаем данными о том, в каких ступенях потери энергии будут меньшими.

Вначале рассчитаем участок отвода: выход из рабочего колеса — вход в диффузор. Предполагаем, что течение на этом участке установившееся, осесимметричное, потенциальное, а в спиральных каналах еще и плоское. Тогда форма линии тока в полярных координатах определяется тремя уравнениями [5]:

$$\psi_3 = 1 - \sigma_3 Z_{\text{ло}} / 2\pi R_3 \sin\alpha_{3\text{л}}\,, \qquad (1.184)$$

$$R = R_3 e^{(\operatorname{tg}\alpha_{3\text{л}})\varphi}\,, \qquad (1.185)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{3\text{л}} = cQ_1 / 2\pi\left(rV_u\right)_2 b_3\psi_3\,. \qquad (1.186)$$

Поправка c учитывает несоответствие расчетной схемы действительному течению и считается известной. Вдоль линии тока — логарифмической спирали — располагается тыльная сторона лопатки (рис. 1.27). При характерных для отвода малых углах $\alpha_{3\text{л}}$ можно положить $\sin\alpha_{3\text{л}} = \operatorname{tg}\alpha_{3\text{л}} = cQ_1 / 2\pi\left(rV_u\right)_2 b_3\psi_3$. Подставляя эту величину в уравнение (1.184), найдем

$$\psi_3 = 1 / [1 + \left(rV_u\right)_2 b_3\sigma_3 Z_{\text{ло}} / cQ_1 R_3] \qquad (1.187)$$

и далее из уравнения (1.186) — $\mathrm{tg}\alpha_{3л}$, а из (1.185) — $R = R(\varphi)$ и по точкам построим тыльную сторону лопатки. Из рис. 1.28 очевидно, что радиальная высота диффузора на входе $a_3 = R_р - R_3 - \sigma_3$. Положив в уравнении (1.185) угол $\varphi = \varphi_р = 2\pi/Z_{ло}$, получим

$$R_р = R_3 e^{2\pi\,\mathrm{tg}\alpha_{3л}/Z_{ло}}.$$

Поэтому

$$a_3 = R_3(e^{2\pi\,\mathrm{tg}\alpha_{3л}/Z_{ло}} - 1) - \sigma_3. \qquad (1.188)$$

Входной радиус отвода в питательных насосах обычно выбирается

$$R_3 = [1+(0{,}03...0{,}05)]R_{2c}. \qquad (1.189)$$

При увеличении этого радиуса увеличиваются потери энергии на участке выход из рабочего колеса — вход в отвод, но уменьшается виброактивность насоса. Для уменьшения вибраций насоса на лопаточной частоте без заметного снижения КПД в работе [50] предлагается назначать

$$R_3 = (1 + 0{,}001 n_s)R_{2c}. \qquad (1.190)$$

По умолчанию ПЭВМ вычисляет R_3 согласно (1.190) и отображает его на экране монитора. В случае необходимости в соответствующую двойную ячейку можно ввести другой радиус.

Поле относительных скоростей меняется по окружности выхода из рабочего колеса. На тыльной стороне лопасти относительная скорость больше, чем на лицевой. Это поле скоростей вращается вместе с рабочим колесом. Поэтому поле абсолютных скоростей при входе на лопатки ЛО нестационарное. Последнее вызывает нестационарные крутящий момент и поперечную силу на ЛО и ЦК. Указанные силы вызывают вибрации корпуса. В соответствии с данными [39] для разгрузки ЛО от действия переменных крутящего момента M и поперечной силы P должны выполняться соответственно следующие неравенства:

$$k_г Z / Z_{ло} \neq m \qquad (1.191)$$

$$(k_г Z \pm 1)/Z_{ло} \neq m, \qquad (1.192)$$

где m — целое число; $k_г$ — номер гармоники лопастной частоты $f = \omega Z/2\pi$, ω — угловая скорость РК, рад/с. Расчет удобно вести в табличной форме, как показано для примера в табл. 1.9. Для рабочего колеса с двухрядной решеткой лопастей, по-видимому, следует считать $Z = Z_1 + Z_2$. Из этой таблицы видно, что при $Z/Z_{ло} = 7/9$ имеется неста-

Таблица 1.9

Нестационарные крутящий момент M и радиальная сила P

Гармоника $k_г$	$Z/Z_{ло} = 7/9$			$Z/Z_{ло} = 7/12$		
	M	P		M	P	
1	7/9	8/9	6/9	7/12	8/12	6/12
2	14/9	15/9	13/9	14/12	15/12	13/12
3	21/9	22/9	20/9	21/12	22/12	20/12
4	28/9	29/9	27/9 = 3	28/12	29/12	27/12
5	35/9	36/9 = 4	34/9	35/12	36/12 = 3	34/12

Таблица 1.10

Выбор сочетания числа лопаток

		Число лопастей рабочего колеса Z												
		3	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**
Число лопастей отвода $Z_{ло}$	**3**													
	4				3				3				3	
	5	3				3	3				3	3		
	6	3	4				4	3	4				4	3
	7	3	3	4				4	3	3	4			
	8	4	3	4	5				5	4	3	4	5	
	9	4	3	3	4	5				5	4	3	3	4
	10	4	5+	3	5+	4	5+				5+	4	5+	3
	11	5	4	3	3	4	5	5+				5+	5	4
	12	5	4	5+	3	5+	4	5	5+				5+	5

□ — недопустимо; 3 — приемлемо; 4 —хорошо; 5 — отлично; 5+ — идеально

ционарная поперечная сила при $k_г = 4$ и 5. Если $Z/Z_{ло} = 7/12$, тот нестационарная поперечная сила наблюдается только при $k_г = 5$. Поэтому пара $Z/Z_{ло} = 7/9$ оценивается как отличная, а вторая считается идеальной. Данные этой работы приведены также в табл. 1.10.

Чтобы подавить те или иные лопастные гармоники вибрации, в работе [50] для рабочих колес с однорядной решеткой лопастей при $Z = 5...9$ рекомендуются числа $Z_{ло}$ лопаток отвода согласно табл. 1.11. Минима-

Таблица 1.11

Рекомендуемое число лопаток $Z_{ло}$

Z	Состав нейтрализуемых лопастных гармоник		
	1 и 2	1 и 3	2 и 3
5	7;8;(12;13)	9;10;11;12;(13)	6;(12;13)
6	8;9;(10)	4;11;12;13;(8)	5;(7;8;10)
7	9;10;11;12	9;13;(12)	6;9;(8;12)
8	6;10;11;12;13	10;(11;13)	7;10;(13)
9	13;(7;11;12)	6;(11;12)	5;11;(8;10;12)

льная интенсивность колебаний на 1, 2 и 3 гармониках лопастной частоты будет при сочетаниях $Z/Z_{ло}$ = 5/12, 5/13, 7/9, 7/12, 8/13, 9/11. Если по вышеупомянутым рекомендациям назначать $Z_{ло}$ для насосов n_s< 60, то a_3 получается малым, что затрудняет механическую обработку каналов отвода. Чтобы увеличить a_3, приходится уменьшать число лопаток до

$$Z_{ло} = 3...4. \qquad (1.193)$$

Толщина входной кромки лопатки σ_3 выбирается на основании опыта так, чтобы она обладала достаточной механической прочностью и чтобы рассчитанный по уравнению (1.187) коэффициент стеснения

$$\psi_3 \geq 0{,}85\,. \qquad (1.194)$$

Ширину лопаточного отвода на входе целесообразно выбирать больше ширины рабочего колеса. При этом увеличиваются допуски на осевое смещение РК при сборке насоса, а осевые и радиальные силы не изменяются из-за неточной установки РК при сборке или осевых смещениях ротора. Кроме того, под действием центробежной силы с дисков рабочего колеса стекает пограничный слой, обладающий некоторым моментом количества движения. Если открыть боковую полость между колесом и лопаточным отводом, то пограничный слой будет поступать в отвод. Часть энергии дискового трения восстанавливается, что увеличивает КПД ступени на 1…2%. Поэтому

$$b_3 = b_2 + m_3 D_{2c}\,, \qquad (1.195)$$

где согласно [5] оптимальный по максимуму КПД коэффициент ширины

$$m_3 = 0{,}04...0{,}05\,. \qquad (1.196)$$

Для уменьшения осевого габарита многоступенчатого насоса или увеличения a_3 следует выбирать меньшие $m_3 = 0{,}04\ldots0{,}01$ так, чтобы

$$b_3 = b_2 + (2...4)\ \text{мм}\,. \qquad (1.197)$$

Автор работы [5] считает, что существует оптимальное отношение a_3/b_3, при котором гидравлическое сопротивление диффузора минимальное:

$$\left(\frac{a_3}{b_3}\right)_{\text{опт}} = \begin{cases} 0{,}5, \text{ если диффузор расширяется в одной плоскости;} \\ 1, \text{ если диффузор расширяется в двух плоскостях.} \end{cases} \qquad (1.198)$$

Из уравнений (1.186) и (1.188) вытекает, что получить $(a_3/b_3)_{\text{опт}}$ можно изменением b_3, $Z_{\text{ло}}$ и R_3. Однако эксперименты [15, 17] показывают, что условия (1.198) не являются определяющими.

Как следует из уравнений (1.186) и (1.188), с увеличением поправки c увеличивается угол подъема логарифмической спирали и высота диффузора на входе. При прочих равных условиях это приводит к увеличению расхода ступени $Q_{\text{опт}}$, соответствующего режиму максимального КПД. Чтобы оптимальный расход $Q_{\text{опт}}$ совпал с расчетным Q_1, необходимо правильно выбрать поправку c. Большинство исследователей полагает, что $c > 1$ и на основании экспериментальных исследований они предложили различные эмпирические поправки, три из которых приведены ниже.

По данным И.В. Давыдова [17], который испытал 25 ступеней, поправка зависит от коэффициента быстроходности и для $70 < n_s < 100$

$$c_{\text{Д}} = 0{,}017 n_s - 0{,}38. \qquad (1.199)$$

О.В. Байбакову [5] подтвердить эту зависимость или получить какую-либо другую зависимость между c и n_s не удалось. Он предложил следующую поправку:

$$c_{\text{Б}} = 1{,}29 - 1{,}5(0{,}9p - a_3/R_3 - Z_{\text{ло}}/100), \qquad (1.200)$$

где $p = V_{2u\infty}/V_{2u} - 1$. В соответствии с [56] поправку на конечное число лопастей можно положить $V_{2u\infty} - V_{2u} = \left(\pi \sin\beta_{2\text{л}}/Z_{\text{ло}}\right)U_2$. Так как составляющая $V_{2u} = \left(rV_u\right)_2/R_2$, то $p = \left(\pi\omega R_{2c}^2 \sin\beta_{2\text{л}c}\right)/Z_{\text{ло}}\left(rV_u\right)_2$. На основании (1.188) отношение $a_3/R_3 \approx e^{2\pi \text{tg}\alpha_{3\text{л}}/z_{\text{ло}}} - 1 \approx 2\pi \text{tg}\alpha_{3\text{л}}/Z_{\text{ло}}$. Подстав-

ляя в это уравнение $\operatorname{tg}\alpha_{3л} \approx c_Б Q_1 / 2\pi (rV_u)_2 b_3 \psi_3$, получим относительную высоту $a_3/R_3 \approx c_Б Q_1 / (rV_u)_2 b_3 \psi_3 Z_{ло}$. Полагая $\psi_3 \approx 0{,}9$, найдем

$$c_Б = \left[1{,}29 - 1{,}5\left(0{,}9p - 0{,}01 Z_{ло}\right)\right] \Big/ \left[1 - 1{,}5 Q_1 / 0{,}9 (rV_u)_2 b_3 Z_{ло}\right]. \quad (1.201)$$

Следует отметить, что эмпирическая формула (1.200) получена в результате обработки экспериментальных данных для 17 лопаточных отводов в сочетании с 7 рабочими колесами применительно к ступеням низкой и средней быстроходности $n_s = 70...150$ при $p = 0{,}25...0{,}55$, $a_3/R_3 = 0{,}074...0{,}18$ и $Z_{ло} = 3...5$. В настоящее время, как правило, применяются большие $Z_{ло}$.

С.А. Горгиджанян и Н.В. Гусин [15] предложили рассчитывать площадь на входе в диффузор по средней скорости в этом сечении

$$V_3 = k_3 \sqrt{2gH_1}\,. \quad (1.202)$$

Как показано на рис. 1.27, 1.29 и 1.30, размер горла диффузора равен длине отрезка *GE*:

$$a_г = GE = a_3 \cos\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right).$$

Аналогичным образом в работе [62] рассчитывается площадь входа в диффузор спирального отвода, причем

$$k_3 = 1{,}8 / \sqrt[3]{n_s}\,. \quad (1.203)$$

Обработав экспериментальные данные для более чем 30 ступеней скважинных и питательных насосов $n_s = 50...270$, авторы работы [15] получили следующую эмпирическую формулу:

$$k_3 = 8{,}5 / n_s^{2/3} + 0{,}00022 n_s\,. \quad (1.204)$$

В диапазоне $n_s = 80...300$ эта формула дает значения k_3 весьма близкие к таковым по формуле (1.203), что указывает на правомерность предложенного способа расчета площади входа в диффузор по формулам (1.202) и (1.204). Воспользуемся этими формулами, найдем поправку c и сравним ее с приведенными выше поправками (1.199) и (1.200). На основании (1.200) площадь горла диффузора

$$F_г = a_г b_3 = Q_1 / Z_{ло} k_3 \sqrt{2gH_1}\,, \quad (1.205)$$

а согласно (1.188) та же площадь

$$F_г = a_3 b_3 \cos\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right) = \left[R_3\left(e^{2\pi \operatorname{tg}\alpha_{3л}/Z_{ло}} - 1\right) - \sigma_3\right] b_3 \cos\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right). \quad (1.206)$$

Приравнивая эти площади, после небольших преобразований получим:

$$2\pi \operatorname{tg}\alpha_{3л} = Z_{ло}\ln\left(1+\sigma_3/R_3 + Q_1\big/Z_{ло}k_3b_3\cos\left(\alpha_{3л}+\theta_a/2\right)R_3\sqrt{2gH_1}\right).$$

Из уравнений (1.186) и (1.187) следует, что

$$2\pi \operatorname{tg}\alpha_{3л} = cQ_1\big/\left(rV_u\right)_2 b_3 + Z_{ло}\sigma_3/R_3 .$$

Поэтому поправка С.А. Горгиджаняна

$$c_Г = \left(rV_u\right)_2 b_3 Z_{ло}\left[\ln\left(1+\sigma_3/R_3 + Q_1\big/Z_{ло}k_3b_3R_3\cos\left(\alpha_{3л}+\theta_a/2\right)\sqrt{2gH_1}\right)-\sigma_3/R_3\right]\Big/Q_1 \tag{1.207}$$

Анализ уравнения (1.207) показывает, что эта поправка зависит от n_s и мало изменяется с изменением $Z_{ло}$, σ_3/R_3 и ширины лопаточного отвода b_3. Зависимость (1.207) качественно согласуется с (1.199) и в диапазоне $n_s = 80...300$ поправка $c_Г = 1...1,4$. Вследствие разной структуры формул (1.200) и (1.207) их сравнение в общем виде затруднительно.

На экране отображаются только те поправки, которые удовлетворяют указанным диапазонам n_s. Окончательное значение поправки выбирает и вводит в ПЭВМ проектировщик. При этом можно использовать экспериментальные данные о значении поправки для лопаточного отвода, схожего по форме с проектируемым.

После расчета спирального канала найдем геометрические размеры диффузора. Так как $V_4^2 = V_0^2 + \left(V_2^2 - V_0^2\right)\overline{\Delta}_{4-0} = V_0^2 + \left(V_2^2 - V_0^2\right)\left(1-\overline{\Delta}_{2-4}\right)$, то площадь на выходе из диффузора

$$F_4 = Q_1\Bigg/ Z_{ло}\sqrt{\left(V_{2mc}^2 + V_{2uc}^2\right)\left[1-\left(1-\frac{V_{0mc}^2+V_{0uc}^2}{V_{2mc}^2+V_{2uc}^2}\right)\overline{\Delta}_{2-4}\right]}, \tag{1.208}$$

где V_{2mc} рассчитывается по уравнению (1.182*а*), а $V_{2uc} = \left(rV_u\right)_2\big/R_{2c}$. При постоянных V_{2m}, V_{2uc} и $Z_{ло}$ с увеличением доли $\overline{\Delta}_{2-4}$ увеличивается площадь диффузора F_4 на выходе и степень его расширения

$$\overline{F}_4 = F_4/F_3 = F_4/a_3b_3\cos\left(\alpha_{3л}+\theta_a/2\right). \tag{1.209}$$

Во избежание отрыва потока рекомендуется [24] ограничить степень расширения диффузора

$$\overline{F}_4 \le 2 . \tag{1.210}$$

Задавая $\overline{\Delta}_{2-4}$ согласно (1.183), проверяем выполнение условия (1.210). Если при расчете получили $\overline{F}_4 \le 2$, а соответствующий внешний радиус

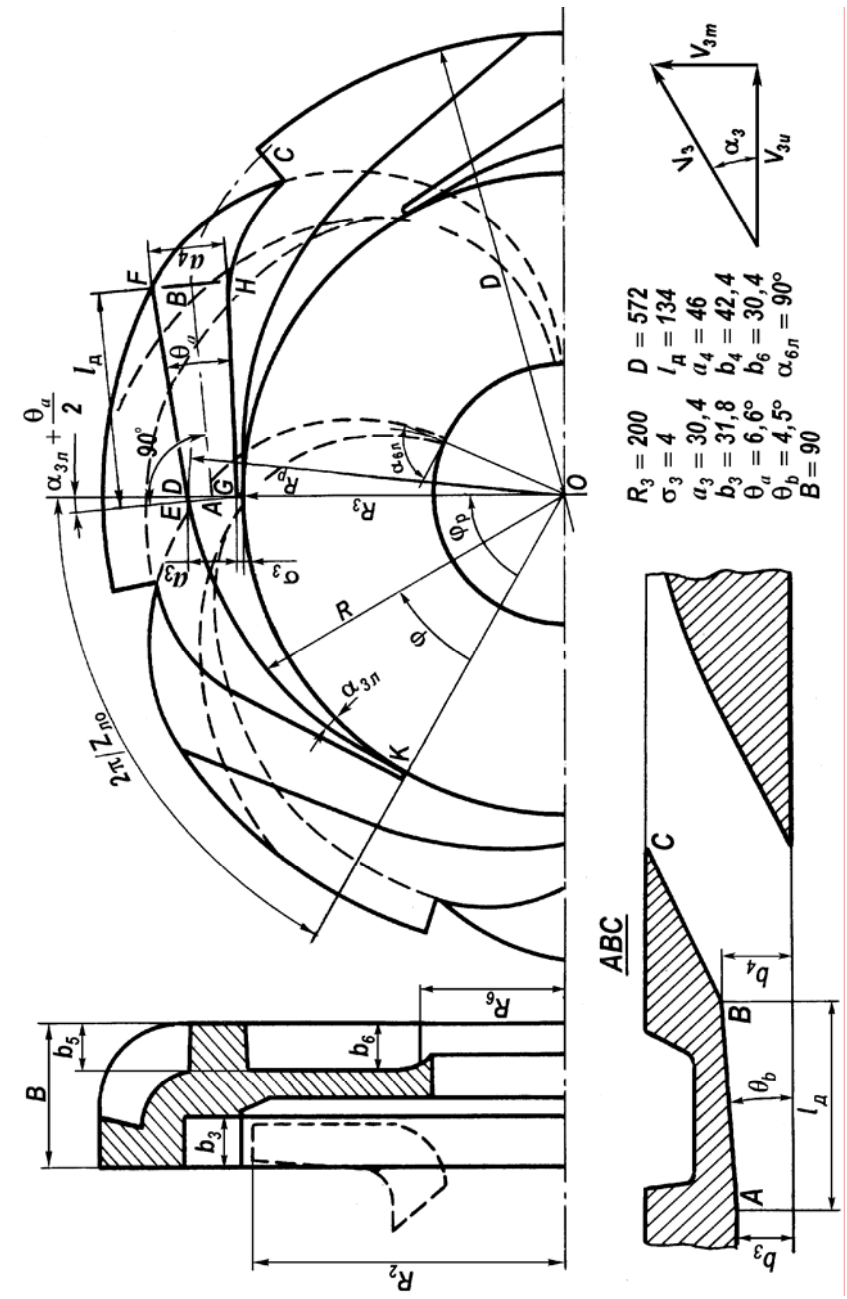


Рис.1 27. Лопаточный отвод [32]

отвода R_4 допускается увеличить, то возможно увеличение $\overline{\Delta}_{2-4}$ сверх значений по (1.182).

В соответствии с исследованиями [5] для диффузоров с оптимальными размерами входа по уравнению (1.198) рекомендуются следующие углы расширения. Если диффузор расширяется в одной или двух плоскостях, то

$$\theta_a = 10...12°,\ \theta_b = 0,$$
$$\theta_a = \theta_b = 6...8°. \tag{1.211}$$

(Так как при $\theta_b = 0$ первая формула (1.211) дает неопределенность, то в этом случае в ПЭВМ вводится $\theta_b = 0{,}001° \approx 0$).

Как следует из рис. 1.28, площадь диффузора на выходе $F_4 = \left[a_3 \cos\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right) + 2l_д \operatorname{tg}\left(\theta_a/2\right)\right]\left[b_3 + l_д \operatorname{tg}\left(\theta_b\right)\right]$. Длина диффузора

$$l_д = -A + \sqrt{A^2 + \left[F_4 - a_3 b_3 \cos\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right)\right]/T}, \tag{1.212}$$

где $T = 2\operatorname{tg}\dfrac{\theta_a}{2}\operatorname{tg}\theta_b$, $A = \left(2b_3 \operatorname{tg}\dfrac{\theta_a}{2} + a_3 \cos\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right)\operatorname{tg}\theta_b\right)\Big/2T$.

На основании рис. 1.28 высота и ширина диффузора на выходе:

$$\left.\begin{aligned} a_4 &= a_3 \cos\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right) + 2l_д \operatorname{tg}\left(\theta_a/2\right), \\ b_4 &= b_3 + l_д \operatorname{tg}\theta_b. \end{aligned}\right\} \tag{1.213}$$

Далее строим спиральный канал и диффузор (рис. 1.27). На листе «Геометрические размеры» для углов $\varphi = 0$, $\Delta\varphi$, $2\Delta\varphi$, ..., $360°/Z_{ло}$ в соответствии с уравнениями (1.184) — (1.186) вычисляются радиусы R логарифмической спирали KE, которая строится на рабочем чертеже отвода по точкам. Выбран шаг изменения угла $\Delta\varphi = 360°/10Z_{ло}$. По свидетельству [53] можно с хорошим приближением заменить логарифмическую спираль эквивалентной окружностью с радиусом

$$R_с = \left(R_3 + R_p\right)\Big/2\cos\alpha_{3л}. \tag{1.214}$$

Чтобы избежать подрезки входной кромки лопатки, стенку GH диффузора следует провести под углом $\pi/2 + \alpha_{3л}$ к линии OG. Вторая стенка EF строится под углом θ_a так, чтобы она коснулась логариф-

мической спирали в некоторой точке E. При этом небольшим увеличением высоты диффузора по сравнению с таковой по уравнению (1.188) пренебрегаем.

С увеличением n_s увеличивается F_3, а поэтому и кинетическая энергия $\left(V_2^2 - V_3^2\right)/2g$, преобразуемая в энергию давления. Даже для $\bar{\Delta}_{2-4} = 1$ при $n_s = 230$ по расчетам [16] степень расширения диффузора $\bar{F}_4 = 1$. Т.е. лопаточный отвод не имеет диффузора. Чтобы уменьшить при этом потери в переводном канале рекомендуется увеличить число лопаток до $Z_{\text{ло}} = 10\ldots12$.

Полезные сведения о проектировании лопаточных отводов для ступеней $n_s = 100\ldots200$ приводятся в работе [74].

Согласно экспериментальным данным [17] положение максимума КПД на кривой $\eta - Q$ при $b_3 = \text{const}$ зависит, главным образом, от a_3. При увеличении a_3 оптимальная подача увеличивается и наоборот. Если $a_3 = \text{const}$, то форма лопаток практически не влияет на характеристику ступени. Поэтому внутреннюю сторону лопатки необязательно очерчивать логарифмической спиралью. Вместо логарифмической спирали можно выбрать архимедову спираль, дугу круга и т.д. Однако форма лопатки влияет на уровень вибрации на лопаточной частоте, а также на интенсивность вихревых и кавитационных вибраций. Для уменьшения этих вибраций в работе [50] рекомендуется выбирать угол $\alpha'_{3\text{л}}$ внутренней стороны лопатки на входе равным углу потока

$$\alpha'_{3\text{л}} = \alpha_3 = \text{arctg}\left(Q_1/2\pi\left(rV_u\right)_2 b_2\psi_3\right), \qquad (1.215)$$

который рассчитывается из треугольника скоростей на входе в отвод по ширине струи жидкости b_2, выходящей из рабочего колеса, так что $V_{3m} = V_{2m}$ (рис. 1.29). Угол внешней стороны лопатки

$$\alpha''_{3\text{л}} = \alpha'_{3\text{л}} + 4...5^\circ, \qquad (1.216)$$

как показано на рис. 1.28. Высота диффузора сохраняется и определяется уравнением (1.188). Логарифмическая спираль заменяется кривой, плавно сопрягающейся в окрестности точки D со стенкой диффузора.

Важным геометрическим параметром является наружный диаметр D отвода (рис. 1.27). Он в значительной степени определяет радиальный габарит и металлоемкость насоса. Для уменьшения радиаль-

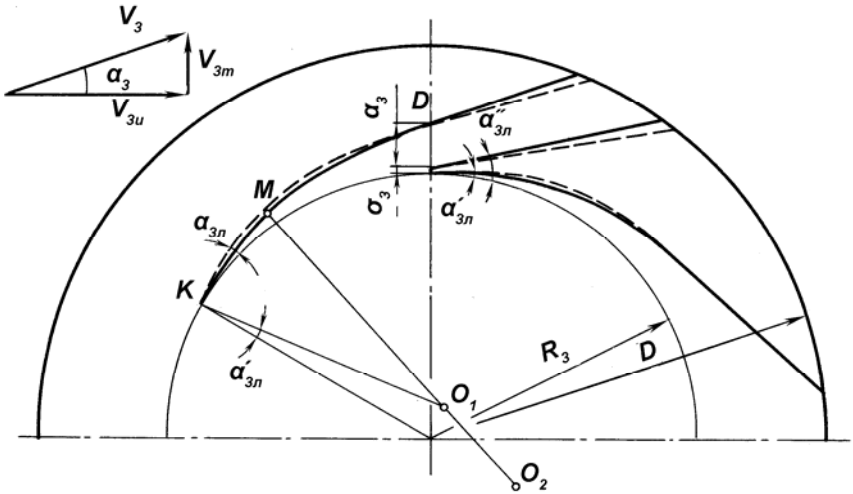


Рис. 1.28. Лопаточный отвод ($\alpha_{3л} = 8{,}6°$, $\alpha'_{3л} = 7{,}4°$, $\alpha''_{3л} = 11{,}4°$, $\theta_a = 6{,}6°$, $R_3 = 200$, $D = 590$):

– – – – — логарифмическая спираль; ——— — две дуги окружностей

ных размеров ступеней питательных насосов мощных турбоблоков приходится принимать специальные меры [19]. Относительный диаметр D/D_2 увеличивается с увеличением n_s. Лучшие ступени с $n_s = 80...120$ имеют

$$D/D_2 < 1{,}35...1{,}4\,. \qquad (1.217)$$

На рис. 1.27 отрезок $GD = a_3$, угол между прямыми GE и GD равен $\alpha_{3л} + \theta_a/2$, а треугольник DEG можно приближенно считать прямоугольным с углом $\pi/2$ при вершине *E*. Из косоугольного треугольника ODF (на рисунке не показан) найдем наружный диаметр отвода

$$D = 2\sqrt{R_р^2 + DF^2 + 2R_р DF \sin\left(\alpha_{3л} + \theta_a\right)}\,, \qquad (1.218)$$

где $R_р = R_3 e^{2\pi \operatorname{tg}\alpha_{3л}/Z_{ло}}$, $DF = l_д - a_3 \sin\left(\alpha_{3л} + \theta_a/2\right)$. Рассчитанные значения D и D_4/D_2 отображаются на экране монитора. Если лимитируются радиальный габарит и металлоемкость насоса, то добиться выполнения условия (1.217) можно уменьшением доли $\overline{\Delta}_{2-4}$ по уравнению (1.183), увеличением θ_a и θ_b, уменьшением угла наклона

$\alpha_{3л} + \theta_a/2$ оси диффузора и специальным профилированием спирального канала [19]. Наружный диаметр лопаточного отвода по рис. 1. 30 можно приближенно найти из косоугольного треугольника OGH на этом рисунке. Так как $OH^2 = OG^2 + GH^2 - 2OG \cdot GH \cos(\pi/2 + \alpha_{3л})$, а $OG = R_3 + \sigma_3$ и $GH = l_д / \cos(\theta_a/2)$, то

$$D \approx 2\sqrt{(R_3+\sigma_3)^2 + \left[l_д/\cos(\theta_a/2)\right]^2 + 2(R_3+\sigma_3) l_д \sin\alpha_{3л}/\cos(\theta_a/2)} + a_4 . \quad (1.219)$$

Из табл. 1.8 очевидно, что движение жидкости в сильно искривленных переводных каналах сопровождается большими потерями энергии. Поэтому в этих каналах кинетическую энергию в давление не преобразуют и выполняют их с постоянной площадью.

Из переводных каналов поток поступает в обратные каналы. Последние должны преобразовать оставшуюся после переводных каналов кинетическую энергию в энергию давления и подвести поток к рабочему колесу последующей ступени с заданным моментом скорости. Необходимо, чтобы потери энергии были минимальными, а поток перед входом в колесо — стационарный и осесимметричный. Обычно ширина на входе в обратные каналы

$$b_5 \approx b_4 , \quad (1.220)$$

а на выходе

$$b_6 \geq b_5 . \quad (1.221)$$

Так как $\alpha_{5л} << \alpha_{6л}$, то лопатки обратных каналов сильно изогнуты, что может вызвать отрыв потока. Для уменьшения изогнутости можно выбирать угол

$$\alpha_{6л} \leq 90° . \quad (1.222)$$

Кроме того, при этом получается положительный момент скорости на входе в рабочее колесо $(rV_u)_1 \approx (rV_u)_0 > 0$, что уменьшает относительную скорость W_1 и увеличивает углы β_1 и $\beta_{1л}$. Все это способствует уменьшению потерь энергии в рабочем колесе и увеличению гидравлического КПД ступени. Обычно назначают

$$(rV_u)_0 / (rV_u)_2 = \left(\overline{rV_u}\right)_0 = 0{,}01...0{,}03 . \quad (1.223)$$

Небольшое уменьшение теоретического напора компенсируется увеличением гидравлического КПД. Напор ступени и наружный диаметр рабочего колеса изменяются незначительно. Для предварительной

оценки осредненного момента скорости на выходе из лопаточного отвода воспользуемся данными [10]. Авторы этой работы предположили, что поток на выходе из густой решетки обратных каналов определяется только геометрическими размерами элементов выхода. Применительно к ступеням многоступенчатых насосов $n_s = 60...200$ это предположение подтвердилось. Авторы располагали результатами 56 опытов и получили эмпирическую формулу, в соответствии с которой осредненный момент скорости

$$\left(rV_u\right)_0 = \left(0{,}13/\operatorname{tg}\alpha^*_{6л} + 0{,}0231\right)Q_1/b_6\,, \qquad (1.224)$$

где $\alpha^*_{6л}$ — среднее арифметическое значение для выпуклой и вогнутой сторон лопатки на радиусе $R^*_6 = \left(r_{0e} + R_6\right)/2$. Если $\alpha^*_{6л} = 100{,}08°$, то $\left(rV_u\right)_0 = 0$. Проектировщик находит из чертежа угол $\alpha^*_{6л}$, полагает $\alpha_{6л} = \alpha^*_{6л}$ и вводит его в окно. При расчете обратных каналов проектировщик назначает такой угол $\alpha_{6л}*$, чтобы выполнялось условие (1.223). На чертеже обратных каналов задается угол $\alpha_{6л}$, а не $\alpha_{6л}*$. В дальнейшем расчет момента скорости можно уточнить по гидродинамической теории решеток [6].

Изготовление обратных каналов упрощается, если обводы меридианной проекции — прямые линии, перпендикулярные оси вращения (рис. 1.27). Меридианная проекция строится с учетом принятых b_5, b_6 и входных размеров рабочего колеса. Одновременно строится план обратных каналов, который накладывается на план диффузорных и переводных каналов. Взаимное положение обоих планов выбирается так, чтобы обратные каналы стали непрерывным продолжением переводных. Лопатки обратных каналов плавно изгибаются с постепенным уменьшением радиуса кривизны в направлении течения и устанавливаются на выходе под углом $\alpha_{6л}$. Строится график проходных площадей между сечениями 3—0 по длине средней линии межлопаточного канала, проверяется закон изменения площадей и в случае необходимости форма переводных и обратных каналов корректируется. Профилирование обратных каналов облегчается, если построить их конформное отображение на цилиндр [32].

Для расчета рабочего колеса промежуточной ступени должен быть известен поток в сечении 0—0 на выходе из лопаточного отвода

(рис. 1.3). Вследствие резкого поворота потока на 90° по выходе из обратных каналов распределение меридианных и окружных составляющих скоростей в этом сечении неравномерное как вдоль окружности, так и вдоль радиуса. Упростим задачу расчета и будем рассматривать профили осредненных по окружности скоростей (рис. 1.3*б*). Утечкой через переднее уплотнение колеса пока пренебрегаем. Профиль безразмерной меридианной скорости

$$\overline{V}_{0m} = V_{0m} / V_{0m\text{ср}}\,, \tag{1.225}$$

где

$$V_{0m\text{ср}} = Q_1 \Big/ \pi\left(r_{0e}^2 - r_{0a}^2\right),$$

задаем тремя значениями $\overline{V}_{0me}, \overline{V}_{0mc}, \overline{V}_{0ma}$ на радиусах r_{0e}, r_{0c}, r_{0a}, которым соответствуют безразмерные радиусы

$$\overline{r}_{0e} = r_{0e} / r_{0e} = 1\,,\ \ \overline{r}_{0c} = r_{0c} / r_{0e}\,,\ \ \overline{r}_{0a} = r_{0a} / r_{0e}\,. \tag{1.226}$$

Аппроксимируем этот профиль параболой второй степени:

$$\overline{V}_{0m} = f\overline{r}^2 + g\overline{r} + h\,. \tag{1.227}$$

По правилу Крамера

$$f = D_f / D\,,\ \ g = D_g / D\,,\ \ h = D_h / D \tag{1.228}$$

где

$$D = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \overline{r}_c^2 & \overline{r}_c & 1 \\ \overline{r}_a^2 & \overline{r}_a & 1 \end{vmatrix} = \overline{r}_c + \overline{r}_a^2\left(1 - \overline{r}_c\right) - \overline{r}_c^2\left(1 - \overline{r}_a\right) - \overline{r}_a\,,$$

$$D_f = \begin{vmatrix} \overline{V}_{me} & 1 & 1 \\ \overline{V}_{mc} & \overline{r}_c & 1 \\ \overline{V}_{ma} & \overline{r}_a & 1 \end{vmatrix} = \overline{V}_{me}\left(\overline{r}_c - \overline{r}_a\right) - \overline{V}_{mc}\left(1 - \overline{r}_a\right) + \overline{V}_{ma}\left(1 - \overline{r}_c\right), \tag{1.229}$$

$$D_g = \begin{vmatrix} 1 & \overline{V}_{me} & 1 \\ \overline{r}_c^2 & \overline{V}_{mc} & 1 \\ \overline{r}_a^2 & \overline{V}_{ma} & 1 \end{vmatrix} = \overline{V}_{me}\left(\overline{r}_a^2 - \overline{r}_c^2\right) + \overline{V}_{mc}\left(1 - \overline{r}_a^2\right) - \overline{V}_{ma}\left(1 - \overline{r}_c^2\right),$$

$$D_h = \begin{vmatrix} 1 & 1 & \overline{V}_{me} \\ \overline{r}_c^2 & \overline{r}_c & \overline{V}_{mc} \\ \overline{r}_a^2 & \overline{r}_a & \overline{V}_{ma} \end{vmatrix} = \overline{V}_{me}\overline{r}_a\overline{r}_c\left(\overline{r}_c - \overline{r}_a\right) - \overline{V}_{mc}\overline{r}_a\left(1 - \overline{r}_a\right) + \overline{V}_{ma}\overline{r}_c\left(1 - \overline{r}_c\right).$$

Неизвестные коэффициенты f, g и h найдем из системы трех линейных уравнений:

$$\begin{cases} f + g + h = \overline{V}_{me} \\ f\overline{r}_c^2 + g\overline{r}_c + h = \overline{V}_{mc} \\ f\overline{r}_a^2 + g\overline{r}_a + h = \overline{V}_{ma}. \end{cases} \tag{1.230}$$

(Там, где это не вызывает недоразумений, индекс 0 для упрощения записи формул опущен). Заданный профиль меридианной скорости должен удовлетворять следующему условию: подсчитанный по профилю меридианной скорости интегральный объемный расход

$$\begin{aligned} Q_0 &= 2\pi\int_{r_a}^{r_e} V_m r dr = 2\pi V_{m\text{ср}} r_e^2 \int_{\overline{r}_a}^{1} \overline{V}_m \overline{r} d\overline{r} = 2\pi V_{m\text{ср}} r_e^2 \int_{\overline{r}_a}^{1} \left(f\overline{r}^2 + g\overline{r} + h\right)\overline{r} d\overline{r} = \\ &= 2\pi V_{m\text{ср}} r_e^2 \left[\left(1-\overline{r}_a^4\right) f \Big/ 4 + \left(1-\overline{r}_a^3\right) g \Big/ 3 + \left(1-\overline{r}_a^2\right) h \Big/ 2\right] \end{aligned} \tag{1.231}$$

должен равняться расходу Q_1 первой ступени. Поэтому относительный расход

$$Q_0 / Q_1 = 1 \tag{1.232}$$

и это условие должно выполняться с небольшой погрешностью, например, ±1%.

Профиль безразмерной окружной составляющей скорости

$$\overline{V}_{0u} = V_{0u} / V_{0uc} \tag{1.233}$$

также будем задавать ее тремя значениями на радиусах r_{0e}, r_{0c}, r_{0a}. Так как в соответствии с (1.224) окружная составляющая

$$V_{0uc} = \left(rV_u\right)_0 \Big/ r_{0c}\ , \tag{1.234}$$

то моменты скорости на выходе из лопаточного отвода

$$\left(rV_u\right)_0 = r_0 V_{0uc} \overline{V}_{0u}\ , \tag{1.235}$$

а на основании (1.225) меридианные составляющие скорости

$$V_{0m} = \overline{V}_{0m} V_{0m\text{ср}}\ . \tag{1.236}$$

При задании профиля $\overline{V}_{0u}$ следовало бы удостовериться в том, что

$$\left(2\pi\int_{r_a}^{r_e} \left(rV_u\right)_0 V_{0m} r dr\right) \Big/ Q_1 = \left(rV_u\right)_0\ . \tag{1.237}$$

Однако поскольку $V_{0u} << \omega r_0$, то окружная составляющая скорости, в отличие от меридианной, мало влияет на направление потока. Поэтому можно и не проверять условие (1.237).

Для справки на листе «Дополнительные расчеты» вычислен угол

потока

$$\alpha_{0c} = \mathrm{arctg}\left(V_{0m\text{ср}} / V_{0uc}\right). \qquad (1.238)$$

Расчет трехмерного потока вязкой жидкости средствами вычислительной гидродинамики, который позволил бы найти распределение скоростей в сечении 0—0, выходит за рамки настоящей работы. Поэтому будем пользоваться экспериментальными профилями скоростей в лопаточных отводах, схожих с проектируемым. Такие профили получены, например, в работе [58]. Близкие к ним профили заданы в табл. 1.1. Проточная полость рассчитанного в табл. 1.1 лопаточного отвода приведена на рис. 1.27. Чертеж отвода заимствован из работы [32].

Из переводных каналов последней ступени жидкость с нулевым моментом скорости поступает не в обратные каналы, а в кольцевой канал. В этом случае следует ввести r_{0e}, r_{0c}, r_{0a}, $\overline{V}_{0m} = 1$, $\overline{V}_{0u} = 0$, $\alpha_{6л} = 100{,}08°$. При этом $Q_0 / Q_1 = 1$, $\left(rV_u\right)_0 = 0$ и в соответствии с (1.236) $V_{0m} = V_{0m\text{ср}}$.

Лопаточный отвод с винтовым переводным каналом. Чтобы упростить изготовление переводных каналов ОАО «Калужский турбинный завод» запатентовал лопаточный отвод, показанный на рис. 1.29, в котором переводные каналы выполнены винтовыми [48]. Для построения твердотельной модели такого отвода используется приложение SolidWorks (SW). С этой целью в среде Excel создана вспомогательная программа — блок «Вариантное проектирование лопаточного отвода» (ВПЛО), как показано в табл. 1.12. Предварительно нужно создать папку C:\ВПЛО и скопировать в нее файлы ЛО.sldprt, ВПЛО.xls и ЛО.xls. Имя папки и имена файлов изменять нельзя.

При нажатии кнопки **Лопаточный отвод** в основной программе «Многоступенчатый центробежный насос» эта программа экспортирует геометрические размеры в файл ВПЛО.xls. Последний экспортирует эти размеры в связанный с ним файл ЛО.xls. Далее приложение SW импортирует данные из ЛО.xls в файл ЛО.sldprt и строит модель. Модель для проектирования в SW сформирована по технологическому принципу: заготовка — спиральный канал — диффузорный канал— переводный канал — обратный канал.

Построения выполнены в соответствии с рис. 1.29–1.31 по геометрическим размерам, рассчитанным в программе МЦН (зеленые ячейки в табл. 1.12) и заданным проектировщиком (белые ячейки). Выбирается полюс *O* полярной системы координат и полярная ось, от которой от-

Таблица 1.12

Вариантное проектирование лопаточного отвода

№ п/п	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение	Формула или рисунок
1	Число лопаток	$Z_{ло}$		6	Табл. 1.1
	Заготовка				
2	Внутренний диаметр	d	мм	138,5	Рис. 1.30
3	Входной радиус	R_3	мм	200	Табл. 1.1
4	Ширина	B	мм	90	Рис. 1.30
5	Радиус расточки	R	мм	180	Рис. 1.30
6	Глубина расточки	b	мм	40	Рис. 1.30
	Спиральный канал				
7	Радиус эквивалентной окружности	R_c	мм	219,7	Табл. 1.1
8	Шаговый угол	ζ	градус	60,0	Табл. 1.1
	Диффузорный канал				
8	Толщина входной кромки лопатки	σ_3	мм	4	Табл. 1.1
9	Высота диффузора на входе	a_3	мм	30,4	Табл. 1.1
10	Ширина диффузора на входе	b_3	мм	31,8	Табл. 1.1
11	Угол диффузора в плане	θ_a	градус	6,6	Табл. 1.1
12	Угол диффузора в осевой плоскости	θ_b	градус	4,5	Табл. 1.1
13	Длина диффузора	$l_д$	мм	135	Табл. 1.1
14	Длина ребра диффузора	GH	мм	135,2	Табл. 1.1
15	Угол установки лопатки	$\alpha_{3л}$	градус	8,6	Табл. 1.1
16	Высота диффузора на выходе	a_4	мм	46	Табл. 1.1
17	Ширина диффузора на выходе	b_4	мм	42,5	Табл. 1.1
	Переводный канал				
18	Угол	φ_4	градус	39	Рис. 1.30
19	Угол	φ_5	градус	58	Рис. 1.30
	Обратный канал				
20	Ширина на входе	b_5	мм	30,4	Рис. 1.30
21	Ширина на выходе	b_6	мм	30,4	Рис. 1.30
22	Выходной радиус	R_6	мм	85	Рис. 1.30
23	Угол расположения выходной кромки лопатки	φ_6	градус	90	Рис. 1.32
24	Окружная толщина выходной кромки лопатки	σ_6	мм	5	Рис. 1.32
25	Угол установки лопатки на выходе	$\alpha_{6л}$	градус	90	Рис. 1.32
26	Клиновидность лопатки на выходе	$\gamma_{6л}$	градус	4	Рис. 1.32
27	Радиус	ρ_2	мм	100	Рис. 1.32
28	Радиус	ρ_3	мм	190	Рис. 1.32

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ!

Во избежание разрушения модели в SW запрещается вводить какие-либо значения величин в зеленые ячейки. Корректные значения можно вводить только в белые окна-ячейки

считываются углы. Проводится окружность радиуса R_3 и назначается произвольно точка K — начало входной кромки (рис. 1.30). Вдоль полярной оси откладывается толщина входной кромки σ_3 и через точку G под углом $90° + \alpha_{3л}$ проводится отрезок длиной

$$GH = l_д / \cos(\theta_a / 2) . \qquad (1.239)$$

Через точку H под углом $90° - \theta_a / 2$ проводится отрезок длиной $HF = a_4$. Сообразуясь с положением точки F, проектировщик задает в табл. 1.12 угол φ_4, под которым расположена ось OJ входного отверстия переводного канала. Строится перпендикуляр HS и определяется поло-

жение центра S дуг окружностей радиусов ρ_4 и ρ. Через точки H и F проводятся дуги окружностей HT и FJ. Последняя окружность определяет наружный диаметр отвода D. Эквивалентная окружность, радиус R_c которой рассчитывается по формуле (1.214), проводится через точки K и D. В завершение построений проводится касательная к окружностям радиусов ρ и R_c (точки касания Q и I). Незначительными изменениями a_3 и a_4 по сравнению с расчетными пренебрегаем.

Далее проектировщик задает угол φ_5 выходного отверстия переводного канала так, чтобы обеспечить плавный поворот потока в переводном канале (рис. 1.29). Обычно угол наклона переводного канала на развертке $\beta_{пк} = 25°...30°$.

Обратные каналы строятся следующим образом. Задаются ширины обратных каналов на входе b_5 и выходе b_6 (табл. 1.12). Как показано на рис. 1.31, двумя координатами задается положение средней линии лопатки — точка $c(\varphi_6,\ R_6)$. Назначаются угол $\alpha_{6л}$ между касательной к окружности и средней линией лопатки и окружная толщина лопатки σ_6. Отложив по обе стороны от оси $\sigma_6/2$, находим положение точек *a* и *b*. Задаем угол $\gamma_{6л}$ клиновидности лопаток на выходе. Обычно этот угол составляет $\gamma_{6л} = 6°...8°$. Проводим отрезки прямых *bd* и *ae*. Выпуклая и вогнутая стороны лопасти касаются этих прямых в точках *a* и *b*. Далее задается радиус окружности ρ_2. Эта окружность полностью определяется тремя параметрами: радиусом, точкой *a*, и касательной в этой точке. Затем в табл. 1.12 задается радиус окружности ρ_3. Эта окружность также определяется тремя параметрами: радиусом, точкой *W* и касательной в точке *f*.

Проектирование можно вести следующим образом.

1. По команде **Лопаточный отвод,** поданной в основной программе, на мониторе отображается таблица 1.12 вариантного проектирования ВПЛО. В случае необходимости размеры в светлых ячейках корректируются. (Так как многие размеры связаны между собой, то корректировать размеры в темных ячейках произвольным образом нельзя. Для изменения этих размеров необходимо вернуться в программу «Многоступенчатый центробежный насос», скорректировать расчет и повторить п. 1).

2. По команде **Сохранить** (Ctrl+C) сохраняется файл **ВПЛО.xls**.

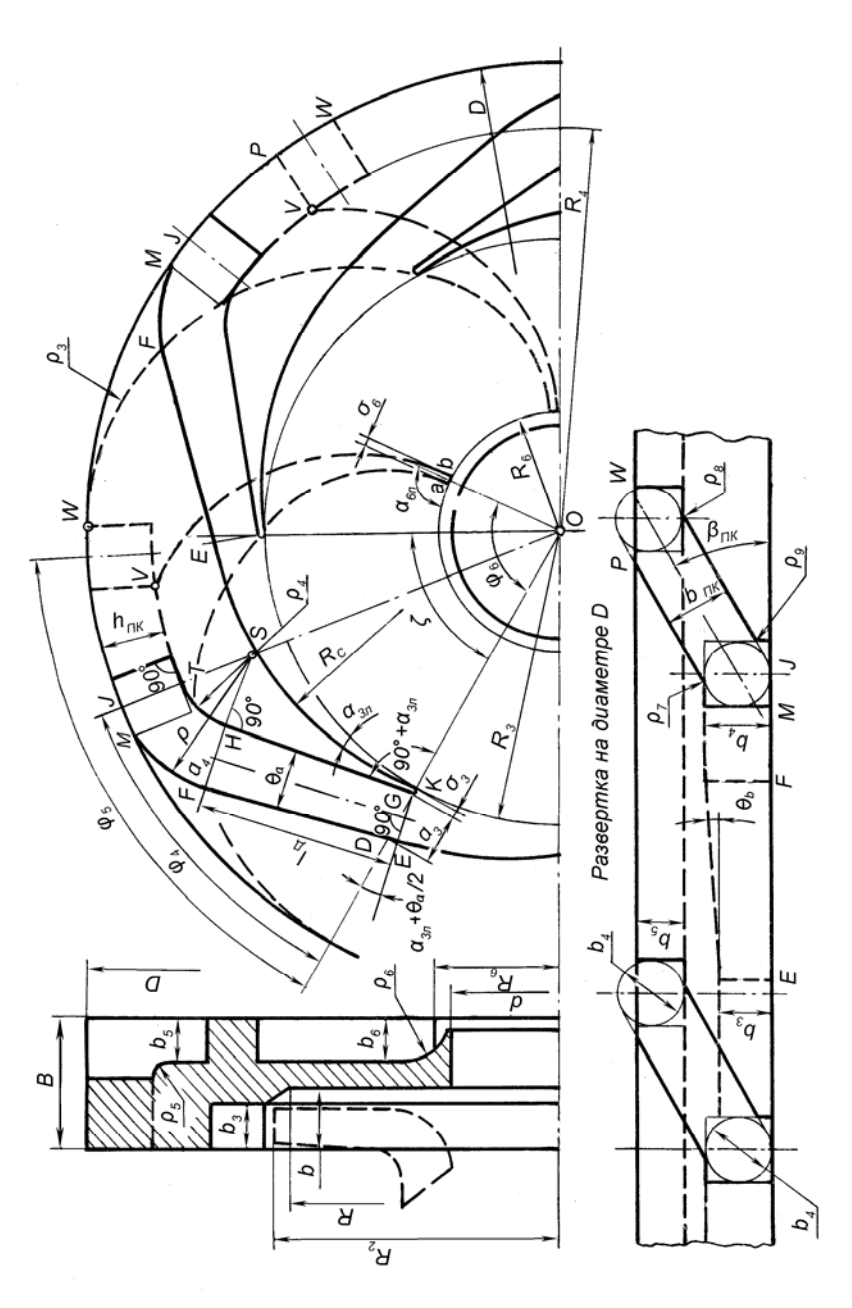


Рис.1.29. Лопаточный отвод с винтовыми переводными каналами

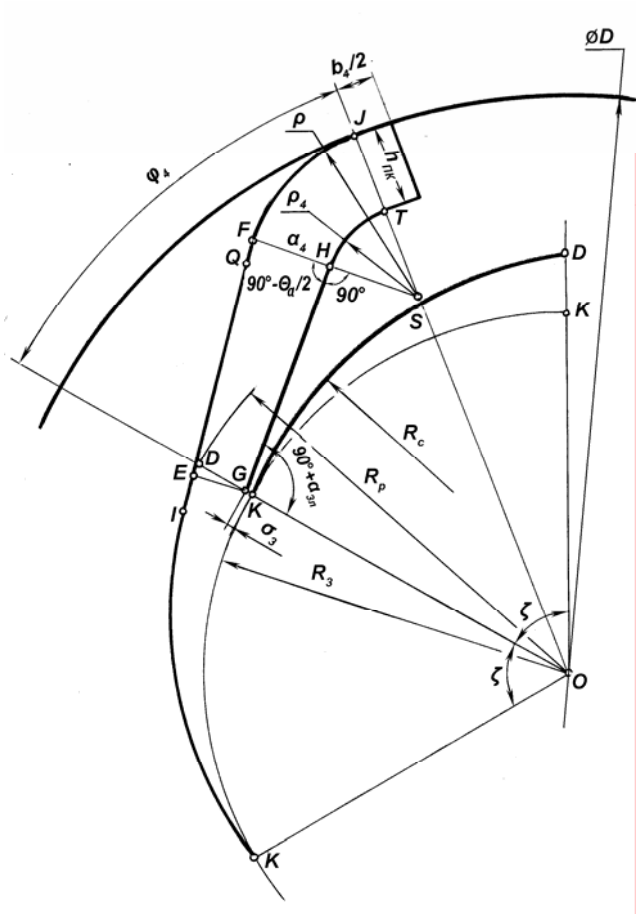


Рис. 1.30. Спиральный и диффузорный каналы

3. Запускается программа SolidWorks и открывается файл **ЛО.sldprt**. При открытии файла SW, модель перестраивается в соответствии с ее размерами в ВПЛО.

4. После анализа модели можно вернуться в ВПЛО, снова откорректировать размеры и сохранить файл **ВПЛО.xls**.

5. После этого проектировщик переходит в окно SW, содержащее предыдущую модель ЛО, и подает команду **Сохранить** (Ctrl+S). При этом модель перестраивается.

6. Пункты 4…5 повторяются, пока не будет спроектирована модель первого приближения.

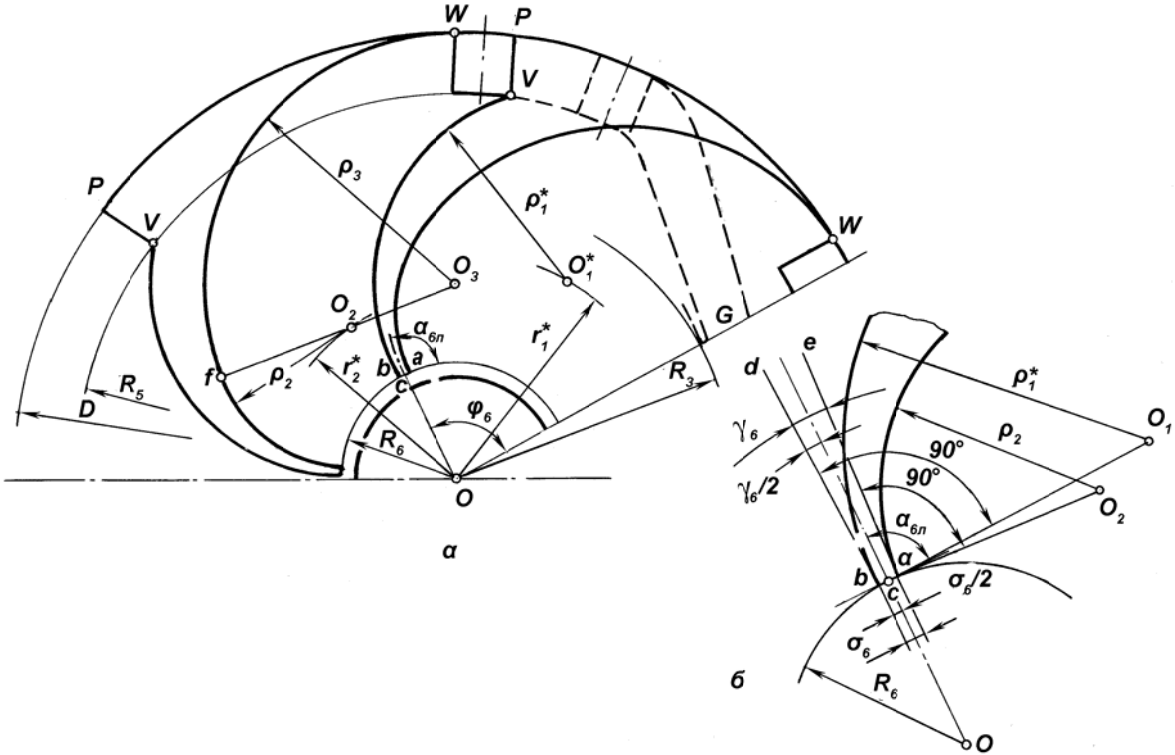


Рис. 1.31. Обратные каналы:

* — размер и центры окружност й для справки

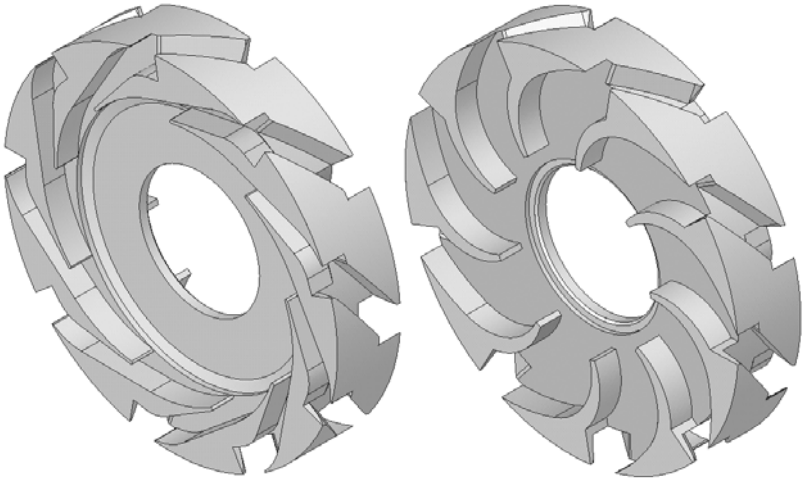


Рис. 1.32. Трехмерная модель лопаточного отвода

В связи с тем, что заданный проектировщиком набор размеров может формировать самопересекающиеся эскизы, модель может быть создана с ошибками. В этом случае необходимо выявить ошибки в эскизах средствами SW и устранить их. Кроме того, можно заново скопировать в папку **C:\ВПЛО** все три файла: **ЛО.sldprt**, **ВПЛО.xls**, **ЛО.xls**, и заменить модель с ошибками на исходную модель. При проектировании отвода удобно использовать подходящий прототип ЛО. Последние хранятся в папке **Прототипы ЛО**.

Во втором приближении следует средствами SW скорректировать форму диффузорных, переводных и обратных каналов, ввести скругления в местах сопряжения каналов и др.

Анализ трехмерной модели в среде SW позволяет убедиться в правильности выбора размеров отвода, в частности, избежать сквозных прорезей в обратных каналах. Кроме того, определяется масса отвода и создаются рабочие чертежи. Далее созданная в SW модель лопаточного отвода может быть использована для экспорта в программы Floworks, Flow Vision, ANSYS, Nastran или COSMOS. Последние позволяют исследовать гидродинамические, прочностные и другие свойства лопаточного отвода методом конечных элементов. Трехмерная модель отвода представлена на рис. 1.32.

Лопаточный отвод с кольцевым переводным каналом. Этот лопаточный отвод имеет спиральные каналы *СК*, диффузорные каналы *ДК*, безлопаточный переводный канал *ПК* и обратные каналы *ОК*

(рис. 1.34). По сравнению с лопаточными отводами с непрерывными переводными каналами такой отвод проще изготовить. Отводы с непрерывными переводными каналами традиционно применяет фирма “Sulzer”. Считается, что лопаточные отводы с непрерывными переводными каналами обеспечивают более высокий КПД ступени, чем отводы с безлопаточным переводным каналом. Однако известная европейская фирма “KSB” применяет отводы с безлопаточным переводным каналом. В последних ступенях многоступенчатых насосов также применяются отводы без обратных каналов (рис.1.2).

Лопаточный отвод с безлопаточным переводным каналом проектируется, в основном, так же, как и лопаточные отводы с непрерывными каналами. Однако если такой отвод выполнить в соответствии с рис. 1.28, то при входе в безлопаточный переводный канал будет иметь место сильное внезапное расширение потока с большими потерями. Поэтому лопаткам диффузорных каналов целесообразно придать форму круговой решетки относительно тонких лопаток, показанную на рис. 1.33. Её межлопаточный канал имеет форму кривоосного диффузора.

Решетка диффузорных каналов должна удовлетворять двум основным требованиям: обеспечивать совпадение расчетного режима ступени с оптимальным и постоянство направления потока при входе в решетку обратных каналов. Первое требование выполняется за счет соответствующего выбора a_3 (или $a_г$). Второе требование обеспечивается непрозрачностью решетки диффузорных каналов. Такую решетку можно рассчитать по гидродинамической теории плоских решеток [56] в потенциальном потоке. При этом

$$\Gamma_2 = \Gamma_3 \text{ и } \Gamma_4 = \Gamma_5 . \qquad (1.240)$$

В соответствии с работой [56] уравнение характеристики неподвижной круговой решетки диффузорных каналов

$$\Gamma_4 = k\Gamma_3 + (1-k)iQ , \qquad (1.241)$$

где k и i – коэффициенты прозрачности и нулевого направления решетки, соответственно, а Γ_3 – циркуляция на входе в решетку. Коэффициент прозрачности k можно найти по рис. 1.23. Коэффициент нулевого направления

$$i = 1/b_4\, \psi_4 \mathrm{tg}\alpha_{4л} , \qquad (1.242)$$

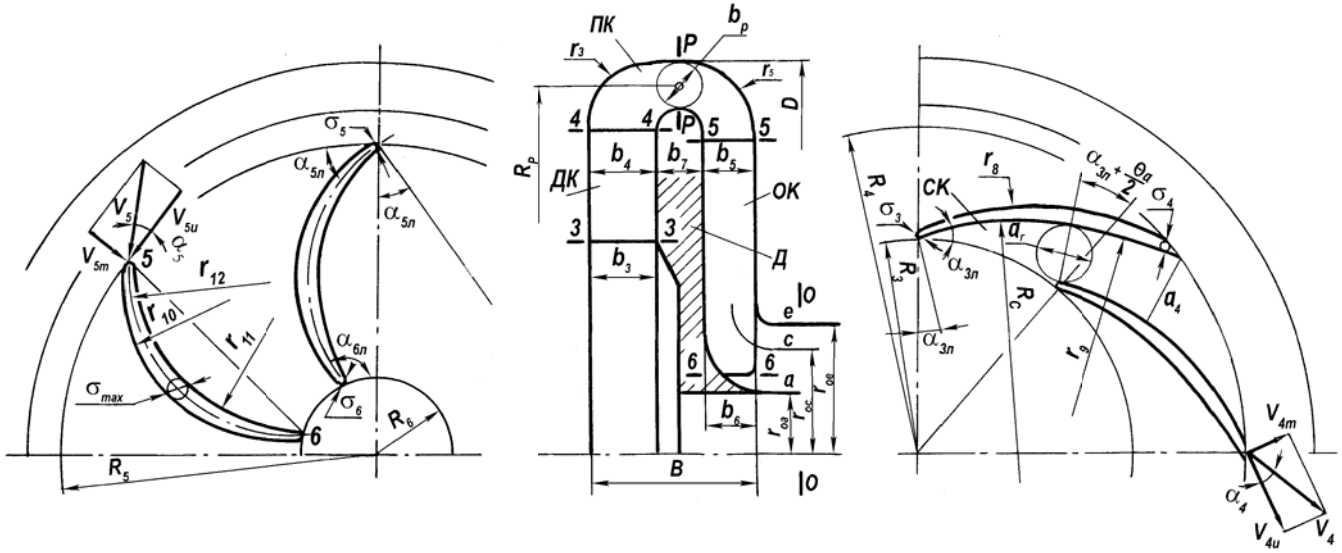


Рис. 1.33. Лопаточный отвод с кольцевым переводным каналом:
ДК — диффузорные каналы; *ПК* — переводный канал; *ОК* — обратные каналы; *СК* — спиральные каналы; *Д* — диафрагма

где коэффициент стеснения потока

$$\psi_4 = 1 - \sigma_4 Z_{\text{ло}} / 2\pi R_4 \sin\alpha_{4\text{л}} . \qquad (1.243)$$

Направление потока при входе в решетку обратных каналов характеризуется углом α_5, причем

$$\text{tg}\alpha_5 = V_{5m} / V_{5u} , \qquad (1.244)$$

где $V_{5m} = Q / 2\pi R_5 b_5 \psi_5$, $V_{5u} = \Gamma_5 / 2\pi R_5$, а коэффициент стеснения потока

$$\psi_5 = 1 - \sigma_5 Z_{\text{ок}} / 2\pi R_5 \sin\alpha_{5\text{л}} . \qquad (1.245)$$

Принимая во внимание равенства (1.240) и уравнение (1.241) получим

$$\text{tg}\alpha_5 = \frac{1}{\left[k\Gamma_2 / Q + (1-k)i\right] b_5 \psi_5} . \qquad (1.246)$$

Из этого уравнения видно, что при уменьшении подачи, когда Γ_2 / Q увеличивается, угол потока α_5 уменьшается. Угол атаки лопатки обратного канала увеличивается. При увеличении подачи угол атаки уменьшается. В обоих случаях поток может оторваться от лопаток обратных каналов. Это вызовет нестационарное течение на выходе из диффузорных каналов и осевая симметрия скоростей и давлений нарушится как на выходе, так и на входе в диффузорные каналы. Последнее приведет к появлению радиальной силы на рабочем колесе. Чтобы α_5 не зависел от Γ_2 / Q, решетка диффузорных каналов должна быть непрозрачной, т.е. $k = 0$.

При проектировании с помощью программы “Многоступенчатый центробежный насос” прямоосный диффузор заменяется эквивалентным косным диффузором. Последний имеет те же геометрические параметры, что и прямоосный диффузор (табл. 1.1). Затем искривляем его ось и уменьшаем толщину лопаток, как показано на рис. 1.33.

Ширину b_3 на входе выбираем в соответствии с уравнениями (1.195) — (1.198), а ширину b_4 на выходе рассчитываем по второму уравнению (1.213).

Согласно [51] в качестве решетки диффузорных каналов можно применить густую решетку логарифмических лопаток. Авторы работы предполагают, что на входе в отвод поток из рабочего колеса еще не успел расшириться и сохраняет ширину b_2. Если задать в соответствующем окне программы $m_3 = 0$, то в соответствии с (1.195) ширина $b_3 = b_2$. Кроме того, следует назначить

Таблица 1. 13

Непрозрачные решетки логарифмических лопаток

$\alpha_{3л}$	25°	20°	15°	10°	5°
R_4/R_3	2,2	2,0	1,7	1,3	1,2

$$1 \le c \le 1{,}05 . \qquad (1.247)$$

Программа рассчитает a_3 и $a_г$, которые следует сравнить с таковыми

при $c = c_Д, c_Б, c_Г$. Обычно наибольшее значение a_3 или $a_г$ будет при $c = c_Г$, наименьшее — для решетки логарифмических лопаток.

После построения решетки диффузорных каналов по рис 1.23 проверяем её прозрачность. При этом полагаем $\left(R_1/R_2\right)^{Z/2} = \left(R_3/R_4\right)^{Z_{ло}/2}$ и $\beta_л = \alpha_{3л}$. Решетка должна иметь $k < 0{,}01$. Для решетки логарифмических лопаток в работе [51] рекомендуется $Z_{ло} = 6...8$ и относительный радиус R_4/R_3 в соответствии с табл. 1.13.

Часто диффузорные каналы имеют $\alpha_{4л} > \alpha_{3л}$. В этом случае по известным размерам σ_3, $\alpha_{3л}$, $a_г$, σ_4, $l_д$ и a_4 в программе КОМПАС-3D строим кривоосный диффузор, как показано на рис. 1.34. Из чертежа находим выходной радиус R_4 диффузорных каналов и угол установки лопатки $a_{4л}$. По рис. 1.23 проверяем густоту решетки, полагая $\beta_л = \left(\alpha_{3л} + \alpha_{4л}\right)/2$. Если $k > 0{,}01$, то следует увеличить R_4, $Z_{ло}$ и уменьшить R_3, $\alpha_{3л}$, $\alpha_{4л}$. Далее по уравнению (1.243) рассчитываем коэффициент стеснения ψ_4. Желательно, чтобы

$$\psi_4 \ge 0{,}85 . \qquad (1.248)$$

По аналогии с уже существующими конструкциями толщина диафрагмы назначается

$$b_7 < b_4 . \qquad (1.249)$$

Относительная ширина переводного канала на повороте назначается

$$0{,}75 \le \overline{F_p} = F_p/F_4 \le 1 . \qquad (1.250)$$

При этом на участке $4 - P$ будет либо конфузор, либо площади будут постоянны.

Площадь лопаточного отвода на повороте

$$F_p = \pi\left[D^2/4 - \left(R_4 + b_7/2\right)^2\right], \qquad (1.251)$$

а на выходе из диффузорных каналов

$$F_4 = 2\pi R_4 b_4 . \qquad (1.252)$$

Из уравнений (1.250) — (1.252) следует что наружный диаметр лопаточного отвода

$$D = 2\sqrt{2\bar{F}_p R_4 b_4 + \left(R4 + b_7/2\right)^2} . \qquad (1.253)$$

Относительный диаметр D/D_{2c} должен удовлетворять ограничению (1.217).

Радиус входа в обратные каналы

$$R_5 \le R_4 . \qquad (1.254)$$

Из условия равенства площадей $F_p = F_5$ ширина обратных каналов на входе $b_5 = \bar{F}_p/2\pi R_5$. Принимая во внимание (1.250), получим:

$$b_5 = \overline{F_p} R_4 b_4 / R_5 . \qquad (1.255)$$

Затем из конструктивных соображений выбираем толщину σ_5 входных кромок лопаток на входе в обратные каналы. Для непрозрачной решетки $k = 0$ и на основании (1.242) из уравнения (1.246) угол потока на входе в обратные каналы

$$\alpha_5 = \mathrm{arctg}\left(b_4 \psi_4 \mathrm{tg}\alpha_{4л} / b_5 \psi_5\right), \qquad (1.256)$$

где коэффициент стеснения ψ_5 рассчитывается по формуле (1.245). Задаем угол установки лопаток $\alpha_{5л}$ так, чтобы угол атаки

$$\Delta\alpha_5 = \alpha_{5л} - \alpha_5 . \qquad (1.257)$$

получился близким к нулю.

По найденным размерам строится меридианная проекция лопаточного отвода. Радиусы r_3 и r_5 выбираются таким образом, чтобы площади меридианной проекции $F = 2\pi rb$ подчинялись определенному закону, как показано на рис. 1.34. На участке $4 - P$ площадь постоянна или уменьшается. На участке $P - N$ площадь постоянна. Далее от входа в обратный канал до поворота на участке $5 - K$ площадь уменьшается. Поворот $K - 0$ выполняется конфузорным, площадь уменьшается примерно на 10%. Если наклонить стенку диафрагмы, как показано пунктиром на рисунке, можно увеличить степень конфузорности потока.

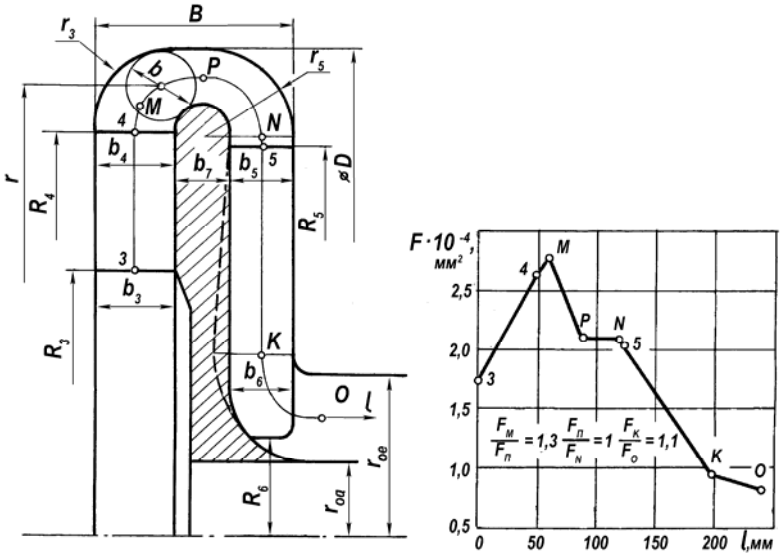


Рис. 1.34. Площади меридианной проекции лопаточного отвода с кольцевым переводным каналом

Для получения незападающей при малых подачах напорной характеристики продлеваем лопатки обратных каналов в осевом направлении, выбирая малый радиус выхода R_6. Угол установки лопатки на выходе $\alpha_{6л}$ назначаем предварительно

$$105° \le \alpha_{6л} \le 110° . \qquad (1.258)$$

В качестве средней линии лопатки выбираем дугу окружности радиусом

$$r_{12} = \left(R_5^2 - R_6^2\right) \Big/ 2\left(R_5 \cos\alpha_{5л} - R_6 \cos\alpha_{6л}\right), \qquad (1.259)$$

которая пересекает окружности входа R_5 и выхода R_6 под заданными углами $\alpha_{5л}$ и $\alpha_{6л}$.

Далее построим среднюю линию лопатки. (Затем можно найти из чертежа на среднем радиусе $R^* = \left(r_{oe} + R_6\right)/2$ угол $\alpha_{6л}^*$ и ввести его в ячейку, содержащую $\alpha_{6л}$. Получим уточненное значение $\left(rV_u\right)_0$ осредненного момента скорости за лопаточным отводом. Ввиду приближенного расчета $\left(rV_u\right)_0$ это уточнение можно не делать). Относительный момент скорости $\left(rV_u\right)_0 \big/ \left(rV_u\right)_2$ должен соответствовать рекомендации (1.223).

Проведем хорду 5 — 6 лопатки обратного канала, как показано на рис. 1.33. Примерно на середине хорды выберем максимальную толщину лопатки σ_{max} и проведем окружность, касательную к трем окружностям с диаметрами σ_5, σ_{max} и σ_6. Её радиус r_{10}. Аналогично построим вогнутую сторону лопатки — окружность радиуса r_{11}.

Ширина лопаточного отвода

$$B = b_4 + b_7 + b_5 .$$

Профили меридианной и окружной скорости на выходе из обратных каналов задаем такими же, как в табл. 1.1.

Для уменьшения наружного диаметра лопаточного отвода можно наклонить стенку диффузора, как показано на рис. 1.35.

В одноступенчатых герметичных электронасосах применяются лопаточные отводы без обратных каналов. Поток жидкости из рабочего колеса поступает в диффузорные каналы, поворачивается на 90° и поступает в осевом направлении в кольцевой канал для охлаждения статора двигателя (рис. 1.36). В многоступенчатых герметичных насосах такую форму может иметь отвод последней ступени. Диффузор состоит из прямоосного плоского диффузора AB и поворотного канала BC, который поворачивает поток на 90° и полностью раскручивает его, т.е. уменьшает момент скорости до нуля. Для уменьшения потерь энергии в поворотном канале и при внезапном расширении пото-

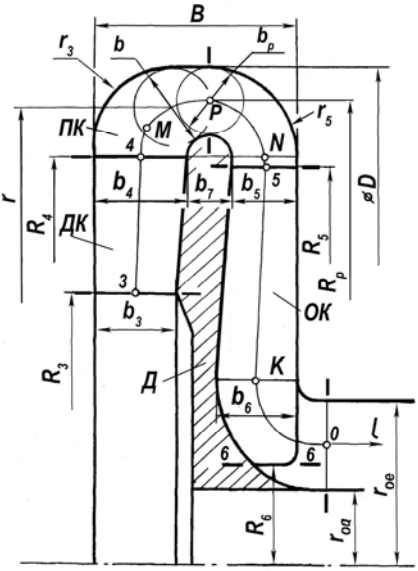


Рис. 1.35. Лопаточный отвод с кольцевым переводным каналом

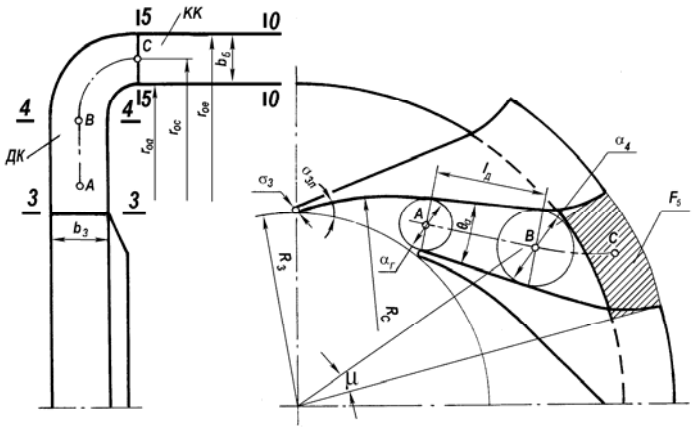


Рис. 1.36. Лопаточный отвод без обратных каналов:
ДК — диффузорный канал; *КК* — кольцевой канал; *АВ* — прямоосный плоский диффузор; *ВС* — поворотный канал

ка на входе в кольцевой канал целесообразно выбрать увеличенную по сравнению с (1.183) долю

$$\overline{\Delta}_{2-4} = 0{,}85...0{,}95\,. \qquad (1.260)$$

Диффузор AB имеет степень расширения $\overline{F}_4 = F_4/F_г = a_4 b_4/a_г b_3$. Канал BC целесообразно выполнить с постоянной площадью сечения $F_5 = F_4$. Так как $F_5 = \pi\left(r_{0e}^2 - r_{0a}^2\right)\Big/\left(\mu/2\pi\right)$, то наружный радиус кольцевого канала $r_{0e} = \sqrt{2F_4/\mu + r_{0a}^2}$, где μ подставляется в радианах. Так как обратные каналы отсутствуют, а в кольцевой канал поступает незакрученный поток жидкости, то расчет по программе ведется следующим образом. Задаем $r_{0e}, r_{0c,}\, r_{0a}$, $b_6 = r_{0e} - r_{0a}$, $\alpha_{6л} = 100{,}08°$. Предполагаем, что в кольцевом канале поток осевой с равномерным распределением меридианных скоростей. Соответственно $\overline{V}_{0ue,\ c,\ a} = 0$, $\overline{V}_{0me,\ c,\ a} = 1$. При этом получим $Q_0/Q_i = 1$, $\left(rV_u\right)_{0e,\,c,\,a} = 0$ и среднюю скорость V_{0m} в кольцевом канале. В заключение следует оценить потерю энергии при входе в кольцевой канал. Гидравлический КПД насоса $\eta_г = 1 - \Sigma h_п/H_т$. Относительная потеря энергии при внезапном расширении потока $h_{п5\text{-}0}/H_т = \left(V_5 - V_0\right)^2\Big/2gH_т$. Обычно она мала по сравнению с другими гидравлическими потерями в насосе.

1.6. РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ

Предполагается, что все промежуточные ступени одинаковы, исключая лопаточный отвод последней ступени (рис. 1.2). Промежуточные ступени могут отличаться от первой. В расчетах учтены разные расходы через рабочие колеса первой и промежуточных ступеней. В целом последовательность расчета рабочего колеса промежуточной ступени такая же, как и колеса первой ступени. Однако вследствие большого кавитационного запаса уже на входе во вторую ступень, рабочее колесо промежуточной ступени на кавитацию не рассчитывается.

Тип рабочего колеса выбирается с учетом следующего: от рабочего колеса не требуются высокие кавитационные качества, колесо должно иметь минимальный осевой размер, ступень должна обладать непрерывно падающей напорной характеристикой, колесо должно быть технологичным и др.

Если пренебречь моментом трения при движении жидкости между сечениями 0–1, то $\left(rV_u\right)_{1i} = \left(rV_u\right)_{0i}$. Допуская, кроме того, что ширина, угол установки и радиус лопаток на выходе из обратных каналов в *i*-ой и 1-ой ступенях одинаковы, т.е. $b_{6i} = b_{61}$, $\alpha_{6лi} = \alpha_{6л1}$ и $R_{6i} = R_{61}$, на основании (1.224) получим по умолчанию момент скорости на входе в рабочее колесо *i*-ой ступени

$$\left(rV_u\right)_{1i} = \left(rV_u\right)_{01} Q_i \big/ Q_1 . \qquad (1.261)$$

(Величины по умолчанию помещаются в ячейки, выделенные цветом). Если геометрические размеры выходных элементов обратных каналов первой ступени отличаются от таковых для последующих ступеней, то после расчета лопаточного отвода *i*-ой ступени уточненный момент скорости следует ввести в соответствующие ячейки.

В рабочем колесе типа 1 в отсутствие обратных токов на входе направление меридианных скоростей и площадь меридианного потока на участке 0–1 от горловины колеса до входной кромки лопасти постоянны (рис. 1.6*б*). Поэтому профиль безразмерной меридианной составляющей скорости на этом участке, по-видимому, не изменяется и меридианные скорости на входе в рабочее колесо по умолчанию рассчитываются ПЭВМ как:

$$V_{1mi} = V_{0m1}\left(Q_i / Q_1\right) \big/ \overline{F}_{1i}\eta_{oi} , \qquad (1.262)$$

где степень диффузорности входного участка колеса $\overline{F}_{1i} = 1$. В рабочем колесе типа 2 на участке 0–1 меняются как направление, так и

площадь меридианного потока, причем $\overline{F}_{1i} \geq 1$. Это должно приводить к изменению профиля безразмерной меридианной скорости. Поэтому для рабочих колес типа 2 формула (1.262), по всей вероятности, будет давать весьма приближенные значения меридианной скорости. Если известны более достоверные значения меридианной скорости, их можно ввести в соответствующие двойные ячейки.

Отметим, что из треугольника скоростей на входе в рабочее колесо направление относительного потока $\beta_1 = \mathrm{arctg}\left[V_{1m}/\left(U_1 - V_{1u}\right)\right]$. Так как $V_{1u} << U_1$, то даже большие погрешности в расчете $\left(rV_u\right)_1$ и V_{1u} мало влияют на β_1. В противоположность этому погрешности расчета V_{1m} заметно изменяют β_1.

Далее вычисляются расходы через *j*-ое и *i*-ое рабочие колеса

$$Q_{\text{к}j} = Q_{\text{н}} + Q_{\text{по}} + q_{\text{у}j} + q_{\text{гп}}, \tag{1.263}$$

$$Q_{\text{к}i} = Q_{\text{н}} + q_{\text{у}i} + q_{\text{гп}}, \tag{1.264}$$

причем, для упрощения расчетов принято

$$q_{yj} = q_{yi}.$$

По приближенному напору промступени

$$H_i = \left(H_{\text{н}} - H_1\right)/\left(n-1\right) \tag{1.265}$$

подсчитывается коэффициент быстроходности

$$n_{si} = 3{,}65n\sqrt{Q_i}\,/\,H_i^{3/4}. \tag{1.266}$$

Расход промступени

$$Q_i = \left(1 + \overline{q}_{\text{гп}}\right)Q_{\text{н}}. \tag{1.267}$$

Объемный КПД ступени

$$\eta_{\text{о}i} = 1\Big/\left(1 + \overline{q}_{\text{у}i}\right), \tag{1.268}$$

где относительный расход утечки $\overline{q}_{\text{у}i}$ через уплотнение вычисляется по приближенной формуле (1.22) по значению n_{si}. Гидравлический КПД ступени $\eta_{\text{г}i}$ определяется по формуле (1.72). Так же, как для первой ступени, предусмотрена возможность задания механического, объемного и гидравлического КПД по результатам испытаний модельной ступени. Последующий расчет $N_{\text{т.д}i}$, $q_{\text{у}i}$ и $H_{\text{т}i}$ выполняется по формулам, аналогичным (1.73) — (1.75).

Далее находим геометрические размеры центробежного колеса промежуточной ступени (рис. 1.37). Если не оговорено специально, то рас-

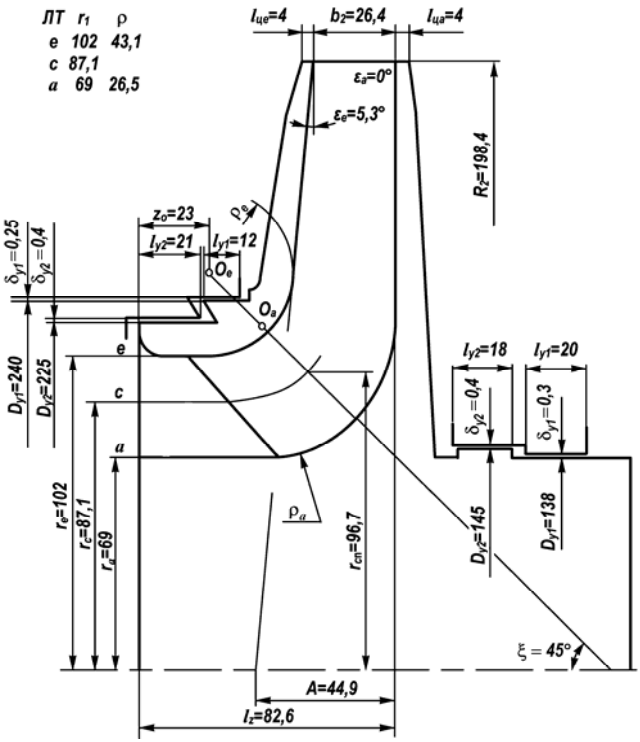


Рис. 1.37. Меридианная проекция рабочего колеса промежуточной ступени (размеры в мм)

четы выполняются по тем же формулам, что и для первой ступени. Однако следует иметь в виду, что расчет промежуточной ступени имеет некоторые особенности.

Коэффициент приведенного входного диаметра K_{01} первой ступени определяется из расчета на кавитацию. Согласно [13] для промежуточных ступеней этот коэффициент выбирается из условия минимума относительной скорости на входе в рабочее колесо:

$$K_{0i} = 3,6...4\,. \qquad (1.268a)$$

В отличие от первой ступени, при профилировании лопастей рабочего колеса промежуточной ступени допускаются небольшие отрицательные углы атаки. При этом гидравлический КПД колеса не уменьшается [58].Как отмечено во введении, первая ступень насоса может отличаться от промежуточных. Кроме того, имеется промотбор, а конструкции уплотнений рабочих колес первой и промежуточных ступе-

ней разные. Поэтому в соответствии с уравнением (1.154) расходы и теоретические напоры ступеней разные.

Принимая во внимание, что первая ступень уже рассчитана, найдем геометрические размеры рабочего колеса промежуточной ступени, при которых насос создает необходимый напор $H_{\text{н}} = \left(p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}\right)/\rho g$.

В соответствии с рис. 1.1 напор насоса

$$H_{\text{н}} = H_1 + \left(m-1\right)H_j + \left(n-m\right)H_i \,. \qquad (1.269)$$

Предполагаем, что гидравлические КПД всех ступеней, кроме первой, одинаковы $\eta_{\text{г}j} = \eta_{\text{г}i} = \text{const}$. Тогда из предыдущего уравнения следует, что

$$H_{\text{н}}/\eta_{\text{г}i} = H_1/\eta_{\text{г}i} + (m-1)H_{\text{т}j} + (n-m)H_{\text{т}i} \,. \qquad (1.270)$$

При условии, что все ступени, кроме первой, одинаковы, теоретические напоры ступеней на основании (1.156) будут:

$$H_{\text{т}j} = \frac{\left(1-k\right)\omega}{g}\left[yR_2^2\omega - Q_{\text{к}j}/2\pi b_2\psi_2\text{tg}\beta_{2\text{л}} - \left(rV_u\right)_{1j}\right], \qquad (1.271)$$

$$H_{\text{т}i} = \frac{\left(1-k\right)\omega}{g}\left[yR_2^2\omega - Q_{\text{к}i}/2\pi b_2\psi_2\text{tg}\beta_{2\text{л}} - \left(rV_u\right)_{1i}\right]. \qquad (1.272)$$

Допуская, что $\left(rV_u\right)_{1j} = \left(rV_u\right)_{1i}$, после подстановки теоретических напоров в уравнение (1.270) получим:

$$\frac{H_{\text{н}} - H_1}{\eta_{\text{г}i}} = \frac{\left(1-k\right)\omega}{g}\left[\left(n-1\right)yR_2^2\omega - \frac{\left(m-1\right)Q_{\text{к}j}}{2\pi b_2\psi_2\text{tg}\beta_{2\text{л}}} - \frac{\left(n-m\right)Q_{\text{к}i}}{2\pi b_2\psi_2\text{tg}\beta_{2\text{л}}} - \left(n-1\right)\left(rV_u\right)_{1i}\right]$$

Из этого уравнения радиусы решеток рабочих колес любой ступени, кроме первой:

$$R_2 = \sqrt{\frac{1}{\left(n-1\right)\omega y}\left(\frac{g\left(H_{\text{н}} - H_1\right)}{\left(1-k\right)\omega\eta_{\text{г}i}r_i} + \frac{\left(m-1\right)Q_{\text{к}j} + \left(n-m\right)Q_{\text{к}i}}{2\pi b_2\psi_2\text{tg}\beta_{2\text{л}}} + \left(n-1\right)\left(rV_u\right)_{1i}\right)} \qquad (1.273)$$

Отметим следующее. Во-первых, в частном случае насоса без промотбора и с одинаковыми ступенями, когда $H_{\text{н}} = nH_1$, $Q_{\text{к}j} = Q_{\text{к}i} = Q_{\text{к}}$, формула (1.273) переходит в формулу (39), приведенную в работе [57]. Во-вторых, вследствие разных в общем случае y, k, ψ_2, $\beta_{2\text{л}}$ и $\left(rV_u\right)_{1i}$ на поверхностях тока e, c, a радиус R_2 по этой формуле будет переменным по ширине рабочего колеса на выходе. Вычислив наружные

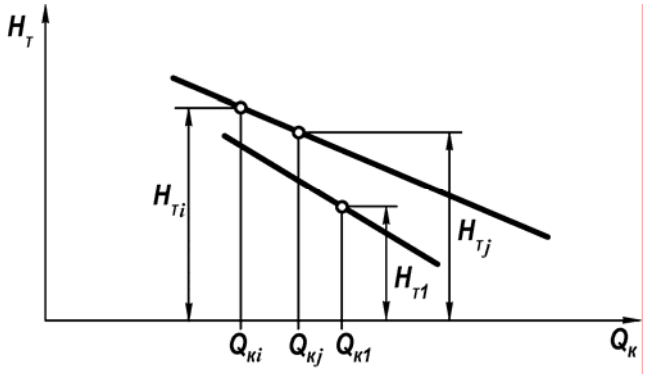


Рис. 1.38. Теоретические напоры ступеней

радиусы, по уравнениям (1.271) и (1.272) находим теоретические напоры ступеней (они постоянны по ширине рабочего колеса на выходе). Теперь напоры промежуточных ступеней

$$H_j = H_{тj}\eta_{гj},\ H_i = H_{тi}\eta_{гi} \qquad (1.274)$$

и напор первой ступени H_1 таковы, что насос обеспечивает заданный напор $H_н$. Ниже эти теоретические напоры подставляются в соответствующие уравнения для расчета утечек через уплотнения колеса, межступенной и для вычисления КПД насоса и его составляющих.

Если насос проектируется с унифицированными ступенями, то для ускорения расчетов по команде **Унифицировать** геометрические размеры рабочего колеса первой ступени заносятся в соответствующие ячейки для колеса промежуточной ступени. Далее необходимо изменить напор первой ступени таким образом, чтобы наружные диаметры рабочих колес первой и промежуточной ступеней стали одинаковыми.

Меридианная проекция рабочего колеса промежуточной ступени показана на рис. 1.37. Модельная ступень в масштабе 1:1,32 с таким колесом и лопаточным отводом по рис. 1.28 спроектирована и испытана авторами работы [58]. Ступень обладает непрерывно падающей напорной характеристикой с крутизной $\chi = 19\%$. Расчеты в соответствии с работой [36] показали, что при коэффициенте быстроходности ступени $n_s = 84$ на оптимальном режиме она имеет весьма высокие КПД: $\eta_м = 0,94$, $\eta_о = 0,97$, $\eta_г = 0,9$ и $\eta = 0,82$, причем это значение полного КПД получено при испытаниях ступени.

1.7. РАСЧЕТ ЛОПАТОЧНОГО ОТВОДА ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ

Лопаточный отвод промежуточной ступени проектируется на основе тех же рекомендаций, что и лопаточный отвод первой ступени. Если насос имеет унифицированные ступени, то по команде **Унифицировать** данные для лопаточного отвода первой ступени автоматически вводятся в соответствующие ячейки для отвода промежуточной ступени. Так как моменты скорости на выходе из рабочих колес первой и промежуточной унифицированных ступеней могут немного отличаться друг от друга, то размеры a_3, $l_д$, a_4, b_4 промежуточной ступени следует сделать равными таковым для первой ступени. С этой целью следует скорректировать c и $\overline{\Delta}_{2-4}$.

Из лопаточного отвода последней ступени поток поступает в кольцевую камеру и далее в напорный патрубок 12 (рис. 1.2). Этот лопаточный отвод не имеет переводных и обратных каналов, а спиральные и диффузорные каналы такие же, как в отводе промежуточной ступени. Расчет такого отвода описан выше.

1.8. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСА

Оно выполняется с использованием программ Компас-3D, AutoCad, SolidWorks, и др. При эскизном проектировании выбираются размеры уплотнений РК и межступенных уплотнений, устройства уравновешивания осевых и радиальных сил на роторе насоса, опоры ротора, системы смазки опор, проектируются уплотнения вала, рассчитываются прогибы и критические частоты вращения ротора, рассчитывается корпус насоса, напорная крышка и др.

1.9. РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОСЕВЫХ СИЛ ПО ПРОГРАММЕ «ГИДРОПЯТА»

Осевые силы на роторе могут уравновешиваться разгрузочным барабаном, упорным подшипником или гидравлической пятой, показанной на рис. 1.2. В основу расчета последней положена методика [25]. Расчет автоматизирован и выполняется по программе, описанной в работе [44]. Для расчета КПД определяются мощности трения гидропяты или разгрузочного барабана. С этой целью задаются тип устройства (гидропята или разгрузочный барабан), их геометрические размеры, эквивалентная шероховатость дросселирующих щелей и относительный расход через гидропяту или барабан. Расчет мощности трения описан ниже.

1.10. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И КПД НАСОСА

Ниже рассматриваются объемные и механические потери энергии. Гидравлические потери в этой версии программы не рассчитываются, а лишь оцениваются по формуле Ломакина [1,72]. Определяются составляющие КПД и полный КПД насоса. С помощью программы «Модельная ступень» [46] возможен расчет гидравлического КПД насоса по результатам испытаний моделей первой и промежуточных ступеней.

1.10.1. Расчет уплотнения центробежного колеса первой ступени

Для уменьшения утечки жидкости из области высокого давления на выходе из рабочего колеса в область низкого давления на входе в колесо оно снабжается щелевыми уплотнениями (рис. 1.39). В насосах с низким и средним n_s объемные потери существенно влияют на объемный и полный КПД. Простейшими уплотнениями являются однощелевые (рис. 1.39*а*). С этим уплотнением будем сравнивать уплотнения других типов. Благодаря малому радиальному зазору щели, уплотнение с плавающим кольцом при прочих равных условиях обладает существенно меньшим коэффициентом расхода (рис. 1.39*б*). Уплотнения с кольцевыми или винтовыми канавками (рис. 1.39*в*) на вращающемся или неподвижном кольце уменьшает расход утечки на 30…35% по сравнению с однощелевым. Двухщелевое уплотнение по рис. 1.39*г* несколько сложнее в изготовлении, однако, может уменьшить расход утечки на 20…30%. Двухщелевые и трехщелевые уплотнения по рис. 1.39*д*, *е* значительно сложнее в технологическом отношении, но обладают малой осевой длиной и меньшим коэффициентом расхода, чем однощелевые. Как сообщается в работе [24], двухщелевое уплотнение по 1.39*д* для многоступенчатых насосов высокого давления непригодно: оно возбуждает автоколебания ротора насоса.

Имеется положительный опыт применения в питательных насосах сотовых уплотнений [37]. Методом электроэрозионной обработки на гладкой цилиндрической поверхности неподвижного кольца формируются ячейки-соты. Такое уплотнение уменьшает расход утечки на 20…30%. Оно малочувствительно к загрязнению и задеванию при вибрации ротора насоса. Однако по сравнению с гладким однощелевым уплотнением, оно обладает меньшей статической жесткостью.

Более высокими эксплуатационными характеристиками обладают лунковые уплотнения [30].

В трехщелевом уплотнении число последовательных щелей $i_{\text{у}} = 3$ (рис. 1.39*е*). В частном случае $i_{\text{у}} = 2$ получаем двухщелевые уплотнения (рис. 1.39*д*, *г*), а при $i_{\text{у}} = 1$ — однощелевые (рис. 1.39*б*, *а*). Вначале рассчитаем трехщелевое уплотнение, а затем как частный случай — двух- и однощелевое. Щели нумеруются по ходу движения утечки.

Расход утечки через трехщелевое уплотнение рабочего колеса [24]

$$q_{\text{у}} = \mu\pi D_{\text{у}1}\delta_{\text{у}1}\sqrt{2gH_{\text{у}}}. \qquad (1.275)$$

Коэффициент расхода уплотнения

$$\mu = \left[\frac{\lambda_{\text{у}1}l_{\text{у}1}}{2\delta_{\text{у}1}} + 1{,}3 + \left(\frac{\lambda_{\text{у}2}l_{\text{у}2}}{2\delta_{\text{у}2}} + 1{,}3\right)\left(\frac{D_{\text{у}1}l_{\text{у}2}}{2\delta_{\text{у}2}}\right)^2 + \left(\frac{\lambda_{\text{у}3}l_{\text{у}3}}{2\delta_{\text{у}3}} + 1{,}3\right)\left(\frac{D_{\text{у}1}\delta_{\text{у}1}}{D_{\text{у}3}\delta_{\text{у}3}}\right)^2\right]^{-1/2}, \qquad (1.276)$$

а перепад напоров на уплотнении в соответствии с [18]

$$H_{\text{у}} = H_{\text{т}} - \frac{V_{2uc}^2}{2g} - \frac{U_{2c}^2}{8g}\left[1 - \left(\frac{D_{\text{у}1}}{2R_{2c}}\right)^4\right], \qquad (1.277)$$

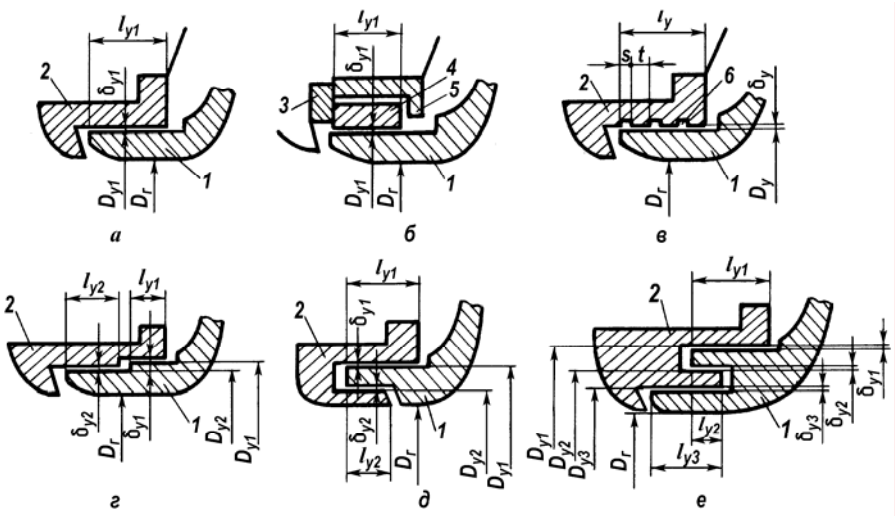


Рис. 1.39. Типы щелевых уплотнений рабочего колеса:
1 — кольцо на диске рабочего колеса; *2* — кольцо корпуса; *3* — упорное кольцо; *4* — плавающее кольцо; *5* — обойма; *6* — кольцевая или винтовая канавка

где

$$V_{2uc} = \left(gH_{\text{т}} - \omega\left(rV_u\right)_1\right)\Big/U_{2c}\,,\;\; U_{2c} = \omega R_{2c}.$$

Коэффициент трения любой из щелей вычисляется по формулам Пуазейля и Прандтля-Никурадзе

$$\lambda = \begin{cases} 64/\text{Re}, \text{ если } \text{Re} \le 2300; \\ \left[2\lg\left(\delta_{\text{у}}/\Delta_{\text{у}}\right) + 1{,}74\right]^{-2}, \text{ если } \text{Re} > 2300. \end{cases} \qquad (1.278)$$

В этой формуле $\Delta_{\text{у}}$ — эквивалентная шероховатость поверхности щели. Осевая и окружная составляющие абсолютной скорости в щели уплотнения и число Рейнольдса:

$$V_z = q_{\text{у}}/\pi D_{\text{у}}\delta_{\text{у}},\;\; V_u = \omega D_{\text{у}}/4,\;\; \text{Re} = 2\delta_{\text{у}}\sqrt{V_z^2 + V_u^2}\Big/\nu. \qquad (1.278\text{а})$$

С учетом вращения кольца уплотнения коэффициент трения щели

$$\lambda_{\text{у}} = \lambda\sqrt{1 + \left[\left(V_u/V_z\right)\Big/\left(1 + 1{,}3\sqrt{\lambda}\right)\right]^2}. \qquad (1.279)$$

Расход утечки через уплотнение рассчитывается методом последовательных приближений. В первом приближении на основании (1.22) расход утечки через уплотнение рабочего колеса

$$q_{\text{у}} = \overline{q}_{\text{у}} Q_{\text{н}}. \qquad (1.280)$$

Во втором и всех последующих приближениях расход определяется по формуле (1.275). Все приближения выполняются ПЭВМ автоматически. Для двух- и однощелевых уплотнений в уравнении (1.276) опускаются третье или второе и третье слагаемые, соответственно.

Канавочное уплотнение с кольцевыми или винтовыми канавками на вращающемся или неподвижном кольце рассчитывается так же как однощелевое. Коэффициент расхода при вращающемся кольце по данным [35, с.109]

$$\mu = \left(1{,}3 + 0{,}148\beta l_{\text{у}}/2\delta_{\text{у}}\right)^{-1/2}, \qquad (1.281)$$

где параметр $\beta = z_{\text{у}} s/l_{\text{у}}$, причем $z_{\text{у}}$ — число канавок.

Формула справедлива при ширине гребня $t \le 1{,}5$ мм. Длина уплотнения

$$l_{\text{у}} = \left(s + t\right) z_{\text{у}}. \qquad (1.282)$$

Дополнительные сведения об этой формуле приведены в работе [20*а*]. В данной версии программы коэффициент расхода канавочного уплотнения вычисляется по формуле (1.281) вручную, а затем вводится в строки п. 243 и п. 250.

Диаметр однощелевого уплотнения определяется диаметром гор-

ловины, толщиной диска РК, толщиной напрессованного защитного кольца и др. и для средних условий

$$D_{y1} \approx 1{,}1 D_г . \qquad (1.283)$$

Зазор в уплотнении и его длина зависят от прогиба вала, несоосности вращающегося и неподвижного колец уплотнения, допусков на изготовление и др. и по рекомендациям [41, 57]

$$\delta_{y1} = (1...1{,}5) \cdot 10^{-3} D_{y1},$$

$$l_{y1} = (50...150)\delta_{y1}, \qquad (1.284)$$

или

$$l_{y1} = (0{,}05...0{,}22) D_{y1},$$

причем $\delta_{y1} \geq 0{,}2$ мм. Европейская ассоциация производителей насосов [78] считает средним значением

$$l_{y1} = 0{,}15 D_{y1} .$$

Диаметры, зазоры и длины многощелевых уплотнений назначаются конструктивно. Для справки программа рассчитывает суммарную относительную длину щелей уплотнения

$$\overline{l_y} = \sum \left(l_y / \delta_y \right),$$

которая отображается на листе «Дополнительные расчеты».

При расчете в соответствующие ячейки вводятся матрицы размеров уплотнений:

Трехщелевое			Двухщелевое			Однощелевое		
e	*c*	*a*	*e*	*c*	*a*	*e*	*c*	*a*
D_{y1}	D_{y2}	D_{y3}	D_{y1}	D_{y2}		D_{y1}		
δ_{y1}	δ_{y2}	δ_{y3}	δ_{y1}	δ_{y2}		δ_{y1}		
l_{y1}	l_{y2}	l_{y3}	l_{y1}	l_{y2}		l_{y1}		

В случае двухщелевого уплотнения остается пустым столбец *a*, как показано в таблице 1.1, в случае однощелевого — столбцы *a* и *c*. В соответствии с [24, 30, 57] для $R_a = 2{,}5 \ldots 0{,}63$ эквивалентная шероховатость поверхности щелей

$$\Delta_y = 0{,}01 \ldots 0{,}005 \text{ мм}. \qquad (1.285)$$

Вычисленный коэффициент расхода уплотнения отображается на экране монитора. Сравнивая относительный расход утечки

$$\overline{q}_y = q_y / Q_н \qquad (1.286)$$

с нормативным

$$\overline{q}_{\text{у.норм}} = 0,68 \big/ n_s^{2/3}\,, \qquad (1.287)$$

можно судить об эффективности работы уплотнения. В качестве, нормативного относительного расхода выбран таковой для питательных насосов по расчету [24]. Кроме того, изменяя размеры или тип уплотнения можно проследить их влияние на объемный КПД насоса.

Если коэффициент расхода уплотнения известен, например сотового, то его можно ввести в соответствующую ячейку и по уравнению (1.275) рассчитать расход утечки.

Если рабочее колесо имеет уплотнение как на ведомом, так и на ведущем диске, то утечку можно рассчитать следующим образом. Сначала задаем все размеры уплотнения на ведущем диске и находим относительный расход утечки $\overline{q}_{\text{у}}$ (табл. 1.1, п.10.1). Затем задаем все размеры уплотнения на ведомом диске и находим $\overline{q}_{\text{у}}$. Далее подбираем такой коэффициент расхода μ, чтобы относительный расход равнялся сумме двух найденных выше расходов.

1.10.2. Расчет уплотнения центробежного колеса промежуточной ступени

Это уплотнение рабочего колеса *i*-ой ступени рассчитывается аналогично уплотнению колеса первой ступени. В приведенных выше формулах все величины для первой ступени заменяются на соответствующие величины для *i*-ой ступени. Утечка через уплотнение *j*-ой ступени мало отличается от утечки *i*-ой ступени и принимается равной ей.

1.10.3. Расчет межступенного уплотнения

Для уменьшения потерь мощности с утечками жидкости из полости последующей ступени в полость предыдущей на валу насоса устанавливаются межступенные уплотнения (рис. 1.2). Обычно они выполняются одно- или двухщелевыми (рис. 1.19, 1.37). Возможно применение сотовых уплотнений [37]. Диаметры щелей определяются диаметром втулки рабочего колеса, длины — конструктивно, а зазоры в щелях выбираются несколько большими, чем в уплотнении рабочего колеса.

Предполагается, что межступенные уплотнения всех ступеней одинаковы и рассчитывается двухщелевое уплотнение *i*-ой ступени. Однощелевое уплотнение является частным случаем двухщелевого. Щели нумеруются по ходу движения утечки (1.19).

Расход утечки

$$q_{\text{мс}} = \mu_{\text{мс}} \pi D_{\text{у}1} \delta_{\text{у}1} \sqrt{2gH_{\text{мс}}} \,. \qquad (1.288)$$

Коэффициент расхода уплотнения

$$\mu_{\text{мс}} = \left[\frac{\lambda_{\text{у}1} l_{\text{у}1}}{2\delta_{\text{у}1}} + 1{,}3 + \left(\frac{\lambda_{\text{у}1} l_{\text{у}1}}{2\delta_{\text{у}1}} + 1{,}3 \right) \left(\frac{D_{\text{у}1}\delta_{\text{у}1}}{D_{\text{у}2}\delta_{\text{у}2}} \right)^2 \right]^{-1/2} \qquad (1.289)$$

Потеря напора в уплотнении

$$H_{\text{мс}} = \frac{gH_{\text{т}i}^2}{2U_{2c}^2} + \frac{U_{2c}^2}{16g} \left[1 - \left(\frac{D_{\text{у}1}}{2R_{2c}} \right)^4 \right]. \qquad (1.290)$$

Коэффициент трения щелей вычисляется по формулам для уплотнения рабочего колеса (1.278) и (1.279). Расход утечки вычисляется методом последовательных приближений, которые выполняются ПЭВМ автоматически. В первом приближении

$$q_{\text{мс}} = 0{,}05 Q_{\text{н}} \,.$$

При расчете в соответствующие ячейки вводятся матрицы размеров уплотнений:

Двухщелевое			Однощелевое		
e	*c*	*a*	*e*	*c*	*a*
$D_{\text{у}1}$	$D_{\text{у}2}$		$D_{\text{у}1}$		
$\delta_{\text{у}1}$	$\delta_{\text{у}2}$		$\delta_{\text{у}1}$		
$l_{\text{у}1}$	$l_{\text{у}2}$		$l_{\text{у}1}$		

Эквивалентная шероховатость щелей задается в соответствии с (1.285). На экране для справки отображается коэффициент расхода уплотнения.

Вычисляется суммарная потеря мощности в межступенных уплотнениях

$$\sum_{i=1}^{n-1} N_{\text{мс}} = \rho g q_{\text{мс}} H_{\text{мс}} \left(n - 1 \right) \qquad (1.291)$$

и входящая в уравнение (1.7) относительная потеря мощности в межступенных уплотнениях

$$\Sigma \overline{N}_{\text{мс}} = \sum_{i=1}^{n-1} N_{\text{мс}} \Big/ N_{\text{н}} \,. \qquad (1.292)$$

Эта величина характеризует эффективность работы межступенных уплотнений. Меняя геометрические размеры и тип уплотнения, можно выяснить, как это влияет на полный КПД насоса.

1.10.4. Расчет дискового трения

В боковой полости (пазухе) между диском колеса и стенкой корпуса жидкость движется в окружном и радиальном направлениях (рис. 1.1). При этом на покрывном (левом) и основном (правом) дисках появляются моменты трения. Кроме того, имеются моменты трения на наружных цилиндрических поверхностях дисков и на цилиндрических поверхностях переднего и межступенного уплотнений. Суммарную мощность трения этих поверхностей называют мощностью дискового трения. Мощность трения дисков существенно зависит от направления радиального тока жидкости в пазухе и условий движения на границах полости. В левой пазухе промежуточной ступени жидкость движется от периферии к центру и на наружном диаметре колеса имеет большие окружные составляющие скорости (рис. 1.1). В правой пазухе жидкость движется от центра к периферии и на внутреннем диаметре межступенного уплотнения окружная составляющая скорости жидкости мала. Расчет дискового трения, основанный на решении уравнений движения вязкой жидкости в боковой полости приведен в работе [9]. В настоящем пособии ограничимся приближенным расчетом коэффициентов трения дисков по эмпирическим формулам Седач В.С. и Неспела А.Н., приведенным в [26]. Расчет учитывает направление токов жидкости в боковых полостях, окружные составляющие скорости жидкости на вышеупомянутых границах считаются равными нулю, а диски — гидравлически гладкими. Мощность трения кольца переднего уплотнения рассчитаем согласно [9]. Мощностью трения в межступенном уплотнении ввиду малости пренебрегаем. *Все расчеты проведем для i-ой ступени насоса.* Мощности дискового трения рассчитываются для левого и правого диска порознь, а затем складываются.

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \omega R_{2c}^2 / \nu \tag{1.293}$$

и коэффициент трения

$$C_{f_0} = \begin{cases} 0{,}667 \big/ \sqrt{\mathrm{Re}}, \text{ если } 2 \cdot 10^4 < \mathrm{Re} < 10^5; \\ 0{,}0185 \big/ \sqrt[5]{\mathrm{Re}}, \text{ если } \mathrm{Re} \geq 10^5. \end{cases} \tag{1.294}$$

Коэффициент, учитывающий влияние тока жидкости в пазухе на дисковое трение

$$k = 2\pi R_2 s\omega / q, \tag{1.295}$$

где $q = q_{\text{у}i}$ для левой и $q = q_{\text{мс}}$ для правой пазух, а s — средний зазор между диском колеса и стенкой корпуса. Соответственно, число Галилея

$$\text{Ga} = gR_2^3 \big/ \nu^2 . \tag{1.296}$$

В эти формулы подставляются величины для левой и правой пазух. Поправка к коэффициенту трения для левого и правого зазоров:

$$\Delta C_{fe} = 3,25(s / R_2)_e^{0,3} / \text{Ga}_e^{0,05} k_e^{0,4} , \tag{1.297}$$

$$\Delta C_{fa} = 0,42(s / R_2)_a^{0,75} / \text{Ga}_a^{0,3} k_a^{0,8} . \tag{1.298}$$

Если $q = 0$, то $k \to \infty$ и $\Delta C_{fe} = \Delta C_{fa} = 0$. Сумма мощностей трения диска и его наружной цилиндрической поверхности

$$N_{\text{т.д}} = (C_{f0} + \Delta C_f)\rho\omega^3 R_2^5 \left(1 + 5l_{\text{ц}} \big/ R_2\right), \tag{1.299}$$

где $l_{\text{ц}}$ — длина наружной цилиндрической поверхности (1.19). В эту формулу подставляются соответствующие величины и рассчитываются мощности трения левого $N_{\text{т.д}e}$ и правого $N_{\text{т.д}a}$ дисков. В последней ступени ток жидкости с расходом $q_{\text{гп}}$ направлен от периферии к центру. Поэтому коэффициент k вычисляется по формуле (1.295) с подстановкой $q = q_{\text{гп}}$, поправка

$$\Delta C_f = 3,25(s / R_2)_a^{0,3} / \text{Ga}_a^{0,05} k_a^{0,4} , \tag{1.300}$$

а мощность трения $N'_{\text{т.д}a}$ правого диска последней ступени определяется по формуле (1.299).

В соответствии с [9] коэффициент момента трения кольца уплотнения рабочего колеса *i*-ой ступени

$$C_{fy} = \frac{\pi}{16} \frac{\lambda}{(1 + 1,3\sqrt{\lambda})^2} \sqrt{1 + \left[\frac{(1 + 1,3\sqrt{\lambda}) q_{\text{у}}}{\pi (D_{\text{у}1} / 2)^2 \delta_{\text{у}1} \omega} \right]^2} . \tag{1.301}$$

В этом уравнении для упрощения записи в обозначениях величин индекс i опущен. Коэффициент трения λ вычисляется по формуле (1.278) и подставляются диаметр $D_{\text{у}1}$ и зазор $\delta_{\text{у}1}$ первой щели уплотнения. Мощность трения

$$N_{\text{т.у}} = C_{fy} \rho\omega^3 (D_{\text{у}1} / 2)^4 \Sigma l_{\text{у}} , \tag{1.302}$$

где суммарная длина щелей переднего уплотнения рабочего колеса

$$\Sigma l_{\text{у}} = l_{\text{у}_1} + l_{\text{у}_2} + l_{\text{у}_3}. \qquad (1.303)$$

Мощность дискового трения насоса (всех рабочих колес)

$$\sum N_{\text{т.д}} = (N_{\text{т.д}e} + N_{\text{т.д}a} + N_{\text{т.у}}) + (n-1)\left(N_{\text{т.д}e} + N_{\text{т.у}}\right) + \left(n-2\right)N_{\text{т.д}a} + N'_{\text{т.д}a}. \qquad (1.304)$$

Относительная мощность дискового трения

$$\sum_{i=1}^{n} \overline{N}_{\text{т.д}} = \left(\sum N_{\text{т.д}}\right) / N_{\text{н}} \qquad (1.305)$$

входит в уравнение (1.7) для механического КПД насоса и позволяет судить о влиянии дискового трения на механический КПД насоса.

1.10.5. Расчет мощности трения гидропяты или разгрузочного барабана

Мощность трения диска гидропяты рассчитывается следующим образом. Подсчитывается число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{гп}} = \omega R_{\text{гп}}^2 / \nu, \qquad (1.306)$$

где $R_{\text{гп}}$ — наружный радиус диска гидропяты. Коэффициент трения

$$C_{f\text{гп}} = \begin{cases} 1{,}334\sqrt{\text{Re}_{\text{гп}}}, \text{ если } 2\cdot 10^4 < \text{Re}_{\text{гп}} < 10^5; \\ 0{,}037\sqrt[5]{\text{Re}_{\text{гп}}}, \text{ если } \text{Re}_{\text{гп}} \geq 10^5. \end{cases} \qquad (1.307)$$

Пренебрегая ввиду малости мощностью трения цилиндрических поверхностей диска, мощность трения обеих сторон диска гидропяты

$$N_{\text{т.гп}} = C_{f\,\text{гп}} \rho \omega^3 R_{\text{гп}}^5. \qquad (1.308)$$

Относительная мощность трения диска гидропяты

$$\overline{N}_{\text{т.гп}} = N_{\text{т.гп}} / N_{\text{н}} \qquad (1.309)$$

характеризует ее влияние на механический КПД насоса.

Мощность трения разгрузочного барабана $N_{\text{т.рб}}$ равна сумме мощностей трения цилиндрической поверхности и обоих его торцев:

$$N_{\text{т.рб}} = N_{\text{т.бц}} + N_{\text{т.бт}}. \qquad (1.310)$$

Осевая и окружная составляющие абсолютной скорости в цилиндрической дросселирующей щели барабана с радиусом $R_{\text{рб}}$, длиной $l_{\text{рб}}$, зазором $\delta_{\text{рб}}$ и число Рейнольдса $\text{Re}_{\text{рб}}$ вычисляются по формулам (1.278*а*). Коэффициент трения барабана определяется по формуле (1.278), а коэффициент момента трения — по формуле (1.301). Во

все эти формулы подставляются соответствующие величины. Мощность трения цилиндрической поверхности находится по формуле, аналогичной (1.302):

$$N_{\text{т.бц}} = C_{f\text{ц}} \rho \omega^3 R_{\text{рб}}^4 l_{\text{рб}} . \qquad (1.311)$$

Число Рейнольдса для торцовой стороны барабана

$$\text{Re}_{\text{бт}} = \omega R_{\text{рб}}^2 \big/ \nu , \qquad (1.312)$$

а коэффициент трения определяется по формулам (1.307) с заменой $\text{Re}_{\text{гп}}$ на $\text{Re}_{\text{бт}}$. Мощность трения обоих торцев барабана подсчитывается по формуле (1.309), в которую подставляются $C_{f\text{ц}}$ и $\text{Re}_{\text{бт}}$. Мощность трения разгрузочного барабана определяется по формуле (1.310), а относительная мощность равна:

$$\overline{N}_{\text{т.рб}} = N_{\text{т.рб}} \big/ N_{\text{н}} . \qquad (1.313)$$

Подробные расчеты гидропяты и разгрузочного барабана приведены в работе [20/1]. Результаты этих расчетов вводятся в программу.

1.10.6. Расчет мощности трения в подшипниках и уплотнениях вала

Насос может иметь гидродинамические масляные подшипники, гидродинамостатические на водяной смазке, как показано на рис. 1.2 или шариковые. В первом случае задаются радиус $R_{\text{п}}$, длина шейки $l_{\text{п}}$ и зазор $\delta_{\text{п}}$ подшипника. Выбирается смазка с кинематической вязкостью $\nu_{\text{п}}$ и плотностью $\rho_{\text{п}}$. В соответствии с [24] мощность жидкостного трения обоих масляных подшипников

$$\sum N_{\text{т.подш}} = 2 \cdot 2\pi \rho_{\text{п}} \nu_{\text{п}} \left(\omega R_{\text{п}}\right)^2 R_{\text{п}} l_{\text{п}} \big/ \delta_{\text{п}} , \qquad (1.314)$$

а относительная мощность

$$\sum \overline{N}_{\text{т.подш}} = \left(\sum N_{\text{т.подш}} \big/ N_{\text{н}}\right). \qquad (1.315)$$

Если ротор имеет гидродинамостатические или шариковые подшипники, то ввиду малости мощностью трения в них пренебрегаем, задавая $l_{\text{п}} = 0$.

Трением концевых уплотнений вала — щелевых, торцовых, сальниковых и т.д. — также пренебрегаем. Если относительная мощность трения концевых уплотнений вала известна и ее все же желательно учесть, то следует задать соответствующую длину шейки гидродинамического подшипника.

1.10.7. Коэффициенты полезного действия насоса

Гидравлическая мощность, мощность механических потерь, потребляемая мощность, мощность, сообщаемая полезному расходу жидкости и полезная мощность насоса рассчитываются по уравнениям (1.4), (1.3), (1.6), (1.8) и (1.1), соответственно. Механический, объемный, гидравлический КПД, а также КПД насоса определяются по уравнениям (1.5), (1.9), (1.10) и (1.2) и отображаются на экране монитора. Как отмечалось выше, сравнение механического, объемного, гидравлического и полного КПД с нормативными, статистическими данными и данными аналогов позволяет судить о качестве спроектированных лопастных систем, щелевых уплотнений, системы разгрузки ротора от осевых сил и т.д.

1.11. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС

Профилирование выполняется на ПЭВМ в интерактивном режиме по отдельной программе «Профилирование лопасти». Лопасти рабочего колеса профилируются на осесимметричных поверхностях тока равноскоростного меридианного потока с применением конформных отображений [31, 57, 66]. В последней работе подробно описана программа и приведены примеры профилирования лопастей различных рабочих колес. Как видно из табл. 1.1, в строке запуска программы профилирования указывается путь к файлу программы и имена файлов, в которые ПЭВМ записывает параметры центробежных колес первой и промежуточных ступеней. По командам **Выполнить** запускаются программы профилирования этих центробежных колес. Техническое задание, конформная диаграмма, меридианные сечения лопасти и другие данные спрофилированных лопастей рабочих колес первой и промежуточной ступеней представлены на рис. 1.40 и рис. 1.41. Чтобы обеспечить заданную всасывающую способность насоса, следует выбирать небольшие положительные углы атаки в рабочем колесе первой ступени. В этом рабочем колесе применили расположенную в разных меридианных плоскостях выходную и входную кромки. Рабочие колеса промежуточных ступеней могут иметь низкую всасывающую способность. Поэтому для них допускаются отрицательные углы атаки, как показано на рис. 1.41. Это облегчает профилирование и упрощает форму лопасти.

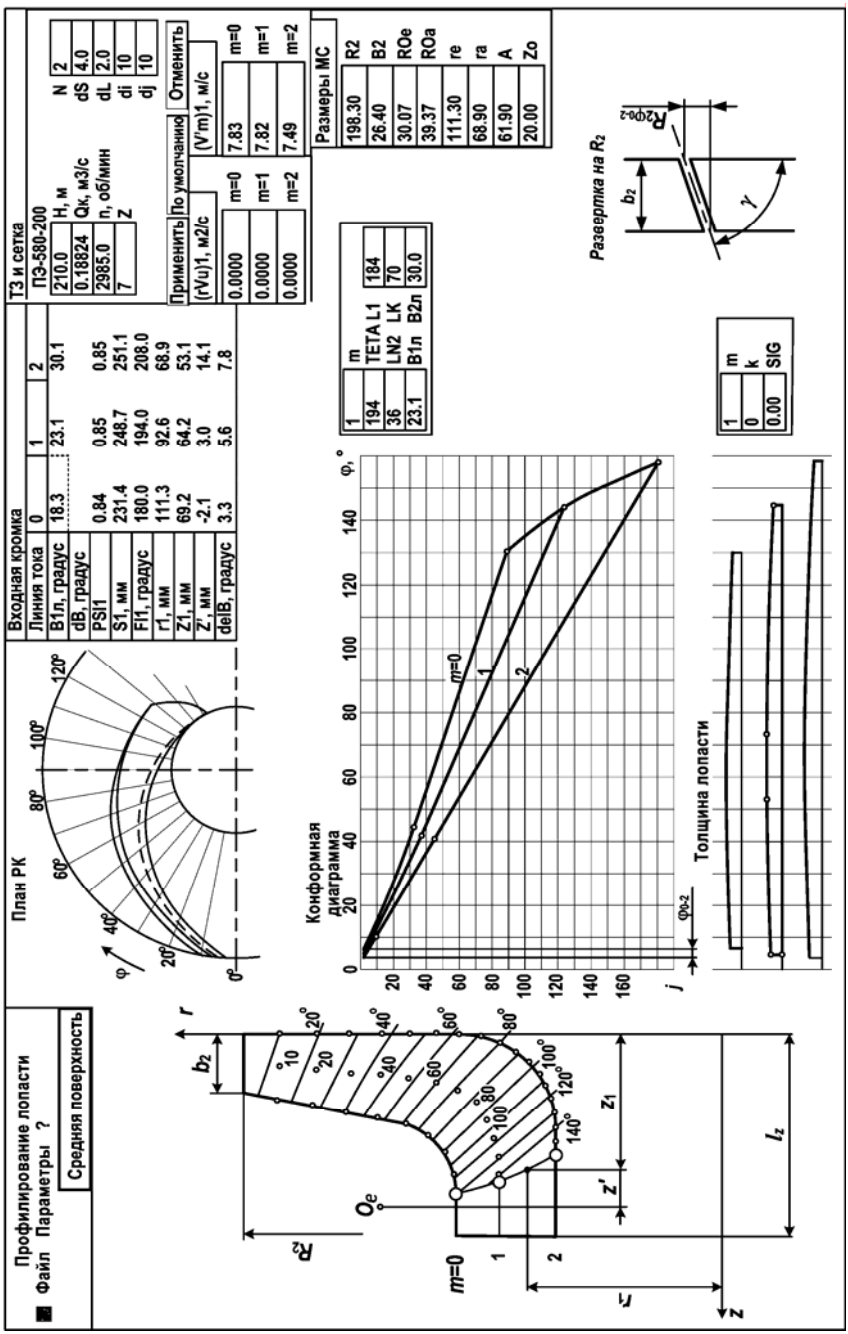


Рис. 1.40. Профилирование лопастей рабочего колеса первой ступени

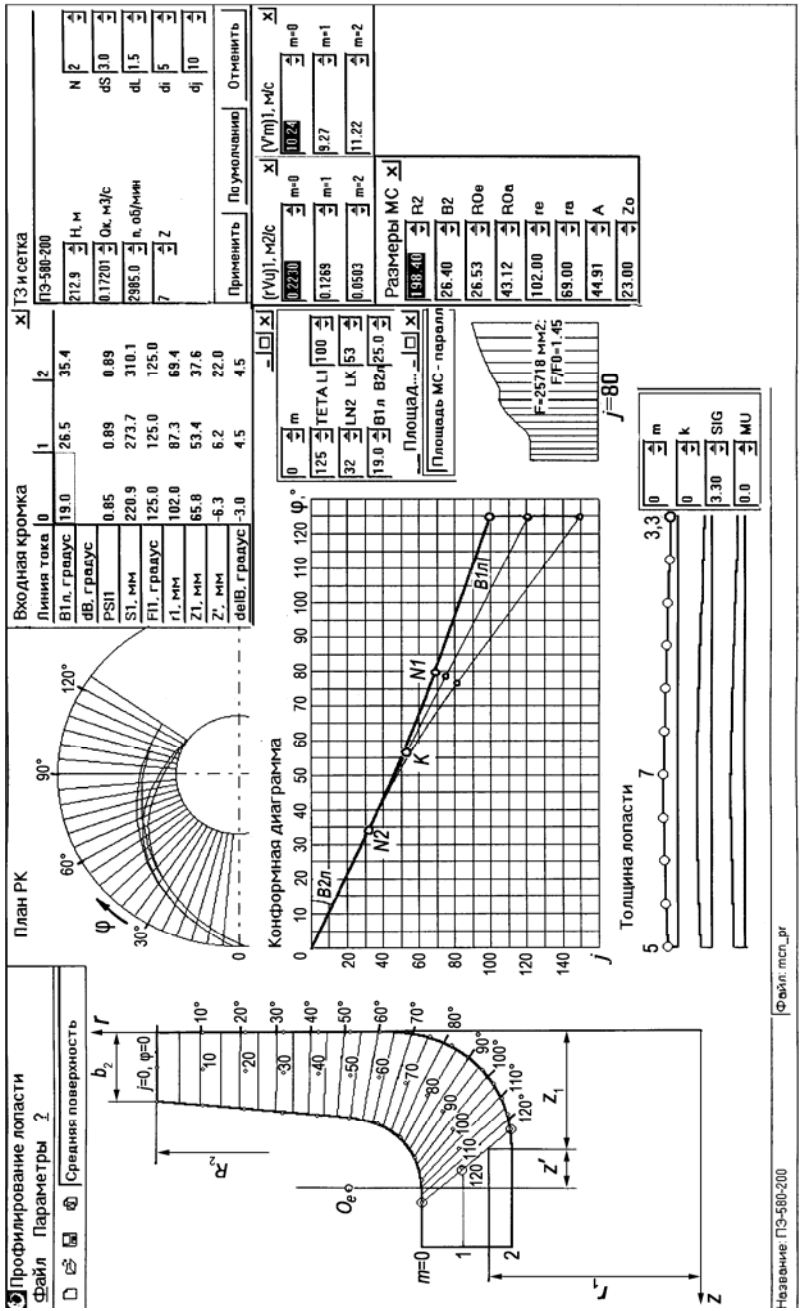
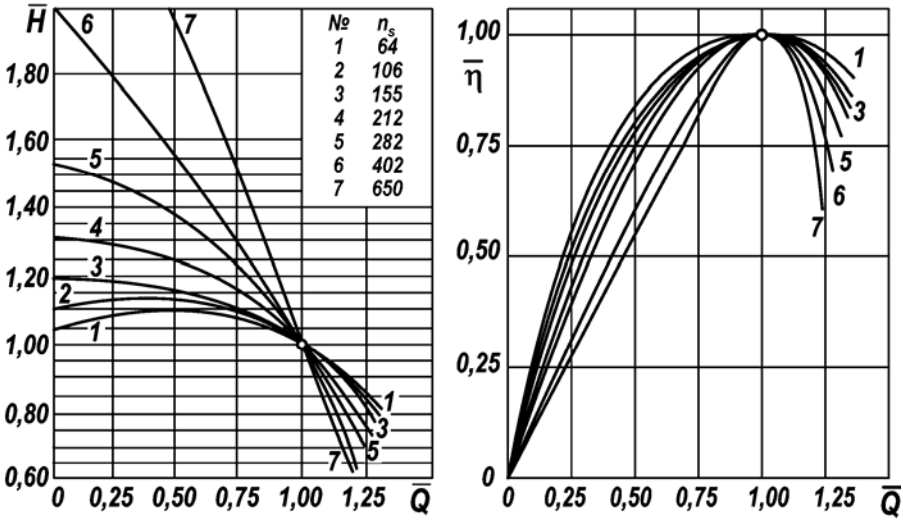


Рис. 1.41. Профилирование лопастей рабочего колеса промежуточной ступени



а *б*

Рис. 1.42. Типичные безразмерные напорные (*а*) и КПД-характеристики (*б*) центробежных насосов по данным [62]

1.12. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ И КАВИТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Представление об энергетической характеристике спроектированного насоса дают графики табл. 1.1, п. 12. Для их построения использованы типичные зависимости безразмерных напора $\bar{H} = H/H_{\text{р}}$ и КПД $\bar{\eta} = \eta/\eta_{\text{р}}$ от безразмерной подачи $\bar{Q} = Q/Q_{\text{р}}$ центробежных насосов с коэффициентами быстроходности $n_s = 64...402$ из работы [62], которые воспроизведены на рис. 1.42. Здесь $Q_{\text{р}}$, $H_{\text{р}}$, $N_{\text{р}}$ — расчетные параметры насоса. Напор, мощность и КПД

$$H = \bar{H}(n_s)H_{\text{р}},\ N = \bar{N}(n_s)N_{\text{р}},\ \eta = \frac{\rho g Q_{\text{р}} H_{\text{р}}}{N_{\text{р}}}\frac{\bar{Q}\bar{H}}{\bar{N}}. \qquad (1.316)$$

Предварительно составлялась таблица П.1, приведенная в разделе «Приложение». Затем строились графики $H(Q)$, $N(Q)$, $\eta(Q)$, где Q — объемная подача насоса.

Кавитационные качества насоса представлены графиком зависимости $H(\Delta h_{\text{вх}})$, на котором отмечены заданный допускаемый кавитаци-

онный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ и срывной кавитационный запас $\Delta h_{\text{IIIвх}}$. Кроме того, приведены графики кавитационных характеристик $\Delta h_i(Q)$ и $\Delta h_{\text{III}}(Q)$.

В версии программы МЦН-М строятся графики $\rho g H(M)$, $N(M)$ и $\eta(M)$, где массовая подача $M = \rho Q$. Кавитационные качества насоса представлены графиком зависимости $\rho g H(p_{\text{вх}})$, на котором отмечены заданное допускаемое избыточное давление $p_{\text{вх.доп}}$ и срывное избыточное давление

$$p_{\text{IIIвх}} = \rho g \Delta h_{\text{IIIвх}} + p_{\text{н.п}} - \rho V_{\text{вх}}^2 / 2 - p_{\text{ат}}, \qquad (1.317)$$

где $p_{\text{ат}} = 103300$ Па — нормальное атмосферное давление.

И в этом случае приводятся графики, характеризующие кавитационные качества спроектированного насоса.

1.13. ОЦЕНКА КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА

Спроектированный насос оценивается следующими критериями качества: кавитационным коэффициентом быстроходности

$$C_{\text{IIIвх}} = n_{\text{н}} \sqrt{Q_{\text{н}}} \Big/ \left(\Delta h_{\text{IIIвх}} / 10\right)^{3/4}, \qquad (1.318)$$

коэффициентом запаса $k_{\text{IIIвх}}$ по кавитационному срыву, параметрами кавитационной эрозии $W_1 / W_{1\text{п}}$ $K_{\text{э}} / K_{\text{п}}$ и $h_{\max}$, относительной критической подачей $Q_{\text{н.кр}} / Q_{\text{н}}$, при которой на входе в рабочее колесо первой или промежуточной ступени возникают обратные токи, коэффициентом полезного действия, а также коэффициентом напора промежуточной ступени. Эти критерии сравниваются по каталогам, проспектам и др. с достигнутыми показателями для лучших насосов того же типа.

По данным [61] КПД питательных насосов для энергоблоков ТЭС мощностью 200…800 МВт фирмы Sulzer составляет 0,84…0,85. Виброскорость корпусов подшипников равна 2,8 мм/с.

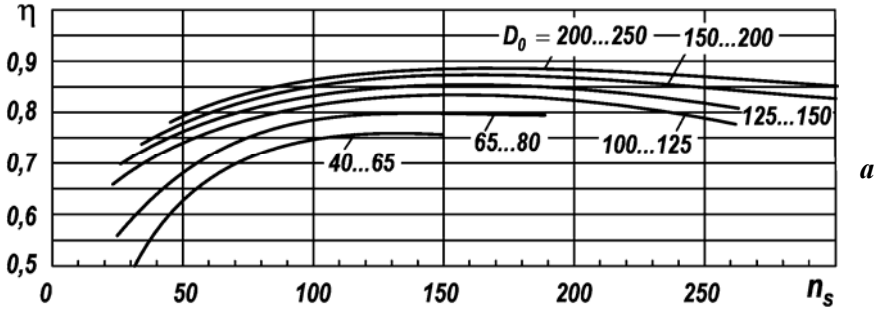
На рис. 1.43 и рис. 1.44 представлены зависимости наивысшего максимального КПД насосов от коэффициента быстроходности и приведенного входного диаметра, полученные на основе статистического анализа характеристик 3000 насосов 32 ведущих зарубежных и отечественных фирм [27].

Автором работы [69] проанализированы КПД на расчетном режиме 132 высокооборотных одноступенчатых центробежных и шнекоцентробежных насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом $n_s = 16...290$. Максимально возможный КПД насоса выражен следующей эмпирической формулой:

$$\eta_{\text{ШАП}} = 1 - \exp\left[-28{,}6\left(Q/n\right)^{1/5}\right] \Big/ \left[14/\left(n_s - 3\right) + 0{,}91 + 0{,}00054\left(n_s - 3\right)\right], \quad (1.319)$$

где Q — расчетная подача насоса, м^3/с; n — частота вращения, об/мин. Эта зависимость представлена на рис. 1.45.

Европейская ассоциация производителей насосов (Europump) собрала и обработала данные о максимальном КПД общепромышленных одноступенчатых насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом. В базу данных вошли 176 насосов $n_s = 22...336$ (рис. 1.46). В результате статистической обработки получены зависимости $\eta_{\max} = f\left(n_s, Q\right)$, показанные на рис. 1.47.



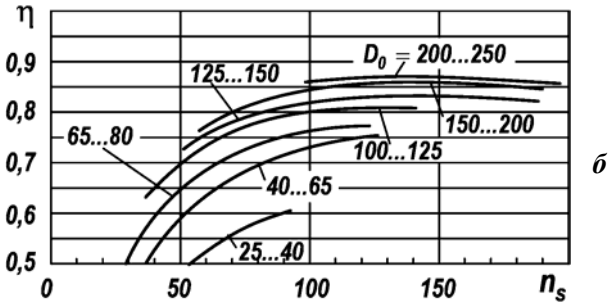


Рис. 1.43. Наивысший уровень КПД консольных насосов с закрытым (*а*) и открытым (*б*) рабочим колесом при $K_0 = 4{,}5$. На кривых указаны диапазоны D_0 в мм. Данные [27]

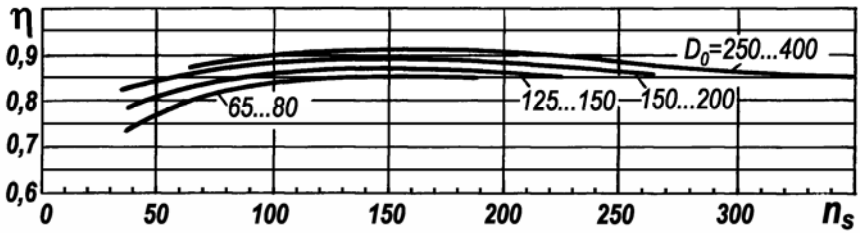


Рис. 1.44. Наивысший уровень КПД насосов двухстороннего входа при $K_0 \approx 4,5$. На кривых указаны диапазоны D_0 в мм. Данные [27]

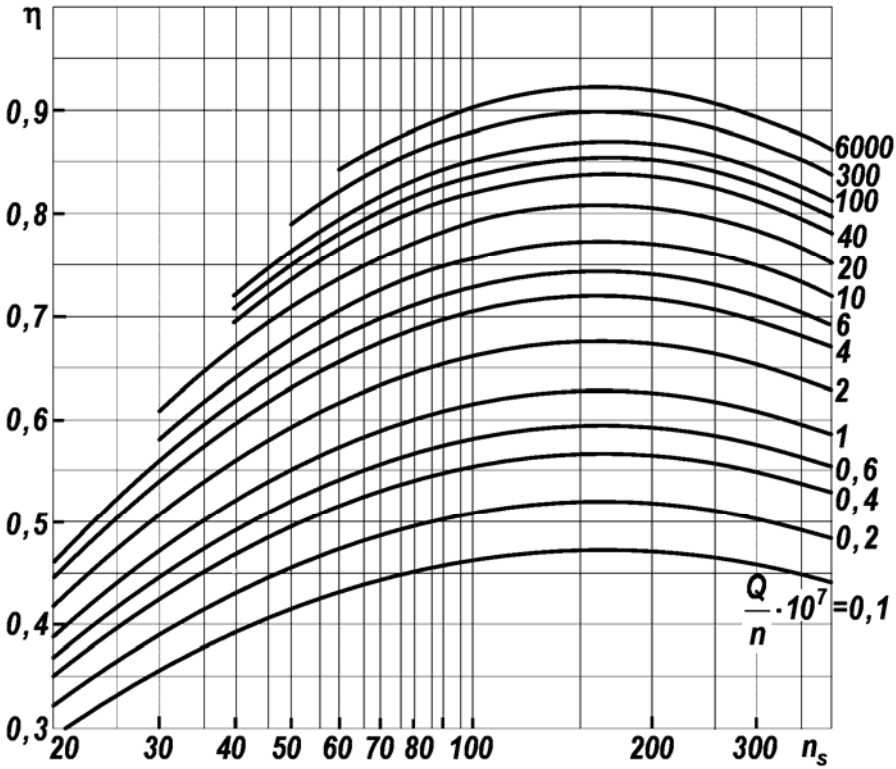


Рис. 1.45. Максимально возможный КПД насоса по данным [69]

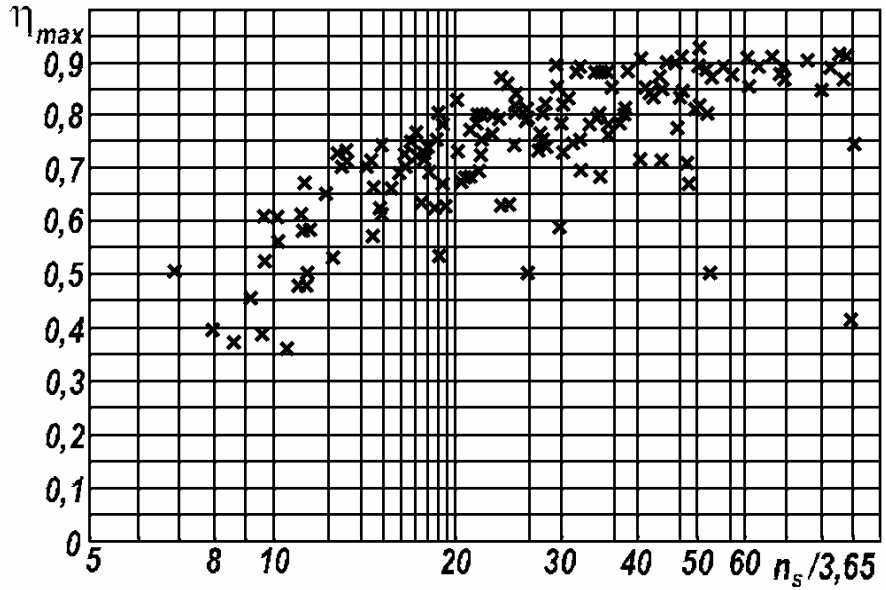


Рис. 1.46. Максимальные КПД одноступенчатых насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом по данным [78]

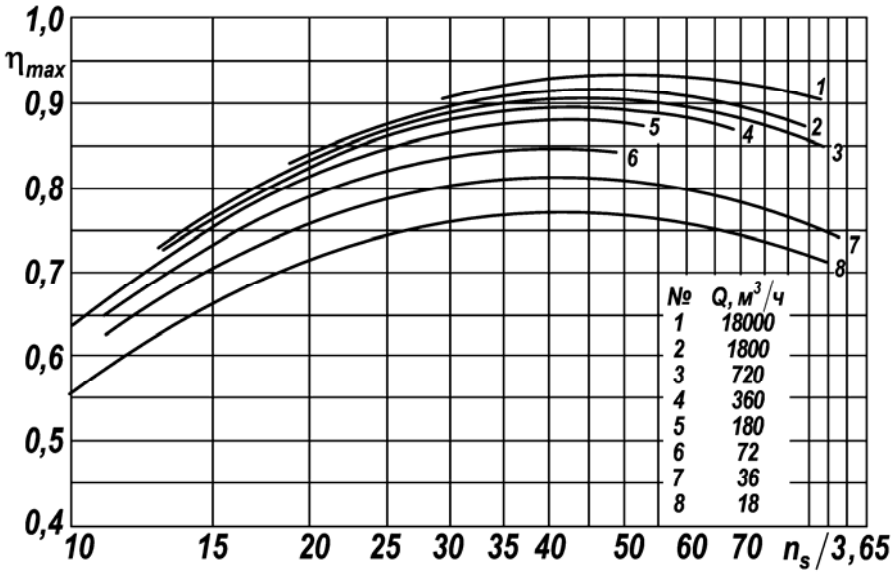


Рис. 1.47. Практически достижимые максимальные КПД одноступенчатых насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом по данным [78]

Коэффициент напора промежуточной ступени

$$\bar{H}_i = gH_i \big/ U_{2ei}^2 , \qquad (1.320)$$

характеризующий радиальный габарит спроектированного рабочего колеса, следует сравнить с коэффициентом напора по данным разных источников.

Коэффициент напора промышленного насоса, у которого наружный диаметр рабочего колеса рассчитан по статистической формуле ВИГМ (1.142), составляет:

$$\bar{H}_{\text{ВИГМ}} = 0,495/(n_s/100)^{0,33}. \qquad (1.321)$$

Он уменьшается с ростом коэффициента быстроходности.

Если наружный диаметр колеса определять по формуле (1.146), то при $\eta_{\text{г}} = 0,9$

$$\bar{H}_{\text{ЛПИ}} = 0,464/(n_s/100)^{0,28}. \qquad (1.322)$$

Коэффициент напора при наружном диаметре рабочего колеса по формуле Степанова (1.150) имеет промежуточное значение.

В соответствии со справочником [92] фирмы Sulzer коэффициент напора заключён в пределах, указанных (рис. 1.48). В интервале $40 \le n_s \le 300$ для верхней кривой на этом рисунке справедлива составленная нами формула

$$\bar{H}_{SUL} = 0,625 - 0,099(n_s/100) \qquad (1.323)$$

Средний коэффициент напора насосов из базы данных Europump (рис. 1.46) практически не отличается от таковых по формуле (1.323):

$$\bar{H}_{\text{EURO}} = 0,622 - 0,1(n_s/100). \qquad (1.324)$$

Рассчитанные по этим формулам коэффициенты напора приведены в табл. 1. 14.

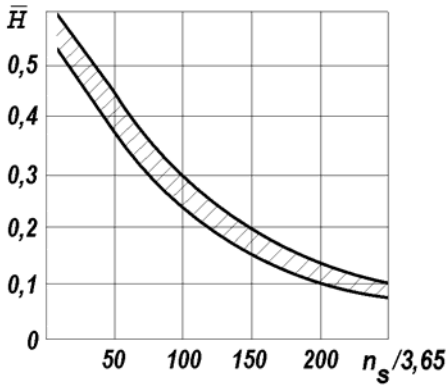


Рис. 1.48. Зависимость коэффициента напора от коэффициента быстроходности по данным [92]

Таблица 1.14

Нормативные коэффициенты напора

n_s	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	300
$\bar{H}_{\text{ВИГМ}}$	0,67	0,59	0,53	0,50	0,47	0,44	0,42	0,41	0,39	0,38	0,37	0,36	0,34
$\bar{H}_{\text{ЛПИ}}$	0,60	0,54	0,49	0,46	0,44	0,42	0,41	0,39	0,38	0,37	0,36	0,36	0,34
$\bar{H}_{SUL}$	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51	0,49	0,47	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,33
$\bar{H}_{EURO}$	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48	0,46	0,44	0,42	0,40	0,38	0,36	0,32
Ψ	0,29	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24							

Кроме того, для оценки критериев качества можно воспользоваться данными табл. 1.15. В этой таблице приведены параметры первых ступеней конденсатных и промежуточных ступеней питательных насосов с непрерывно падающими напорными характеристиками. Для сравнения представлены также данные для высокооборотных насосов жидкостных ракетных двигателей.

Радиальный габарит лопаточного отвода промежуточной ступени и зависящий от него радиальный габарит насоса можно характеризовать безразмерным приведенным напором ступени

$$\Psi = gH_i \Big/ \left(\omega D/2\right)^2 . \qquad (1.325)$$

При прочих равных условиях чем больше Ψ, тем меньше D и меньше радиальный габарит. Этот коэффициент связан с коэффициентом напора ступени (1.320) и относительным радиусом лопаточного отвода (1.217):

$$\Psi = \bar{H}_i \Big/ \left(D/D_2\right)^2 . \qquad (1.326)$$

Если положить $D/D_2 = 1,4$, а коэффициент напора — в соответствии с (1.321), то получим указанные в табл. 1.14 приведенные напоры. Последние можно считать нормативными.

Воспользуемся приведенным выше данными и оценим КПД проектируемого насоса. Согласно рис.1.45 достигнутый КПД *одноступенчатого консольного насоса с осевым подводом и спиральным отводом* $\eta_{\text{ШАП}} = 86\%$. В проектируемом насосе сумма относительных потерь с утечкой в системе разгрузки ротора от осевой силы, в межступенных уплотнениях и на трение диска гидропяты равна: $\bar{q}_{\text{гп}} + \sum \bar{N}_{\text{мс}} + \bar{N}_{\text{т.гп}} = 3,1 + 0,6 + 0,2 = 3,9\%$. С учетом этих потерь наибольший КПД проектируемого насоса может быть: $86 - 3,9 \approx 82\%$. Принимая во внимание, что потери в лопаточном отводе проектируемого насоса больше на несколько процентов, чем в спиральном отводе консольного насоса, наибольший КПД насоса следует оценить как $\eta < 82\%$, что согласуется с расчетным значением $\eta = 79,5\%$.

Таблица 1.15

Параметры ступеней и насосов

Параметр	Ступени конденсатных насосов				Первые ступени питательных насосов								Высокооборотные насосы ЖРД			
	1	4	2в	292	ПЭ-580-200/2 МВТУ	ПЭ-580-200/3 МВТУ	ПН-1500-350/3 МГТУ	ЗРНТ-32-20Р	ПЭ-500-180 ВИГМ	ПЭ-500-180 СКБ-ПН	ПТН-1150-350 ЛМЗ		90-1	90-2	2147	100-4
n_s	100	110	115	200	80	80	110	75	95	90	100		75	75	100	110
$\bar{H}$	0,50	0,47	0,46	0,35	0,57	0,51	0,45	0,41	0,49	0,46	0,45		0,54	0,52	0,64	0,61
$\beta_{2лс}$	25°	26°	25°	—	25°	25°	25°	—	24°	18°	—		37°	37°	40°	45°
$\beta_{1лс}$	23°	23°	25°	24°	26°	21°	27°	—	25°	24°	—		16°	30°	20°	19°
Z	7	7	7	7	7	7	7	6	8	6	7		3+9	7+7	6+12	6+6
K_0	4,8	4,6	5,2	5,0	3,85	3,85	3,7	3,6	4,05	3,7	3,7		5,6	4,4	5,3	5,2
$\bar{d}_1$	0,42	0,42	0,38	0,42	0,68	0,68	0,74	0,76	0,75	0,73	0,71		0,60	0,65	0,51	0,48
$\bar{\sigma}_{1c}$	0,05	0,06	0,06	0,04	0,07	0,06	0,05	—	—	—	—		0,025	0,07	0,025	0,028
K	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,4	0,3	—	—	—	—		0,3	0,3	0,3	0,3
C_{III}	1330	1280	1570	1740	1150	1340	840	—	—	—	—		1600	980	1810	1710
$C_{3\%}$	1210	1180	1410	—	1120	—	840	—	—	—	—		—	920	—	—
D_0, мм	158	124	141	195	114	114	77	114	119	138	141		151	122	255	193
η	0,81	0,84	0,82	0,81	0,82	0,81	0,80	0,82	0,80	0,80	0,84[2)]		0,78[1)]	0,80[1)]	0,78[1)]	0,78[1)]
Источник	[56]	[56]	[56]	[56]	[56]	[56]	—	[26]	[26]	[26]	[ ]		[30]	[30]	[30]	[30]

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Теоретической основой для проектирования центробежного насоса, работающего на вязкой жидкости, послужила работа [64]. Несмотря на то, что с момента публикации этой работы прошло более 50 лет, она и по сей день не утратила своей актуальности.

Как сообщается в исследовании [64], с изменением вязкости жидкости характеристики насоса меняются, в основном, под влиянием дисковых и гидравлических потерь. На рис. 2.1 приведены характеристики насоса на воде и нефтепродуктах различной вязкости согласно работе [62]. Обращает внимание, что с увеличением вязкости кривые потребляемой мощности смещаются эквидистантно вверх, а напор при нулевой подаче практически не изменяется.

Согласно теории подобия коэффициенты напора $k = gH/n^2D^2$, мощности $m = N/\rho n^3 D^5$ и КПД зависят от приведенной подачи и числа Рейнольдса:

$$Q_{\mathrm{I}} = Q/nD^3, \ \mathrm{Re} = R_2^2\omega/\nu, \tag{2.1}$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости. Так что

$$k, m, \eta = f\left(Q_1, \mathrm{Re}\right). \tag{2.2}$$

Характеристики *данного насоса* при разных Re следует сравнивать при условии $Q_{\mathrm{I}} = \mathrm{const}$. Для обобщения опытных данных для *разных насосов* автор работы [62] вводит относительные коэффициенты

$$k' = k_\nu/k_w, \ m' = m_\nu/m_w, \ \eta' = \eta_\nu/\eta_w, . \tag{2.3}$$

где индексы означают: ν — вязкая жидкость, w — вода.

Зависимости относительных коэффициентов в области расходов при максимальных КПД, полученные в [64] для разных насосов $n_s = 80...130$, приводятся на рис. 2.2. Характеристики данного насоса, работающего при постоянной частоте вращения, можно пересчитать с воды на вязкую жидкость по формулам:

$$H_\nu = k'H_w, N_\nu = \left(\rho_\nu/\rho_w\right)m'N_w, \eta_\nu = \eta'\eta_w. \tag{2.4}$$

Исследование рабочего процесса в центробежных насосах при работе на вязких жидкостях позволило сделать принципиально важный вывод о том, что теоретический напор не зависит от вязкости жидкости:

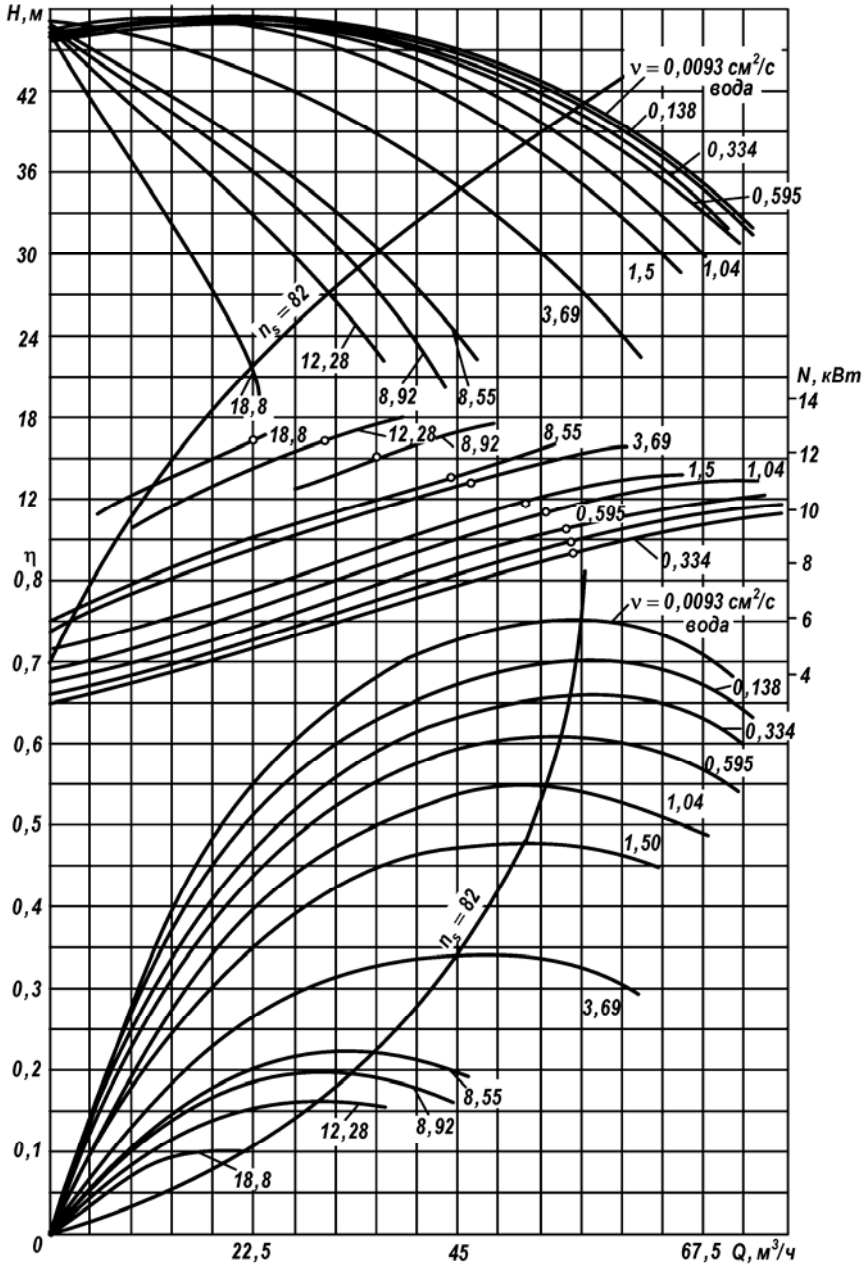


Рис. 2.1. Характеристики насоса, перекачивающего нефтепродукты при n = 2875 об/мин в соответствии с работой [62]

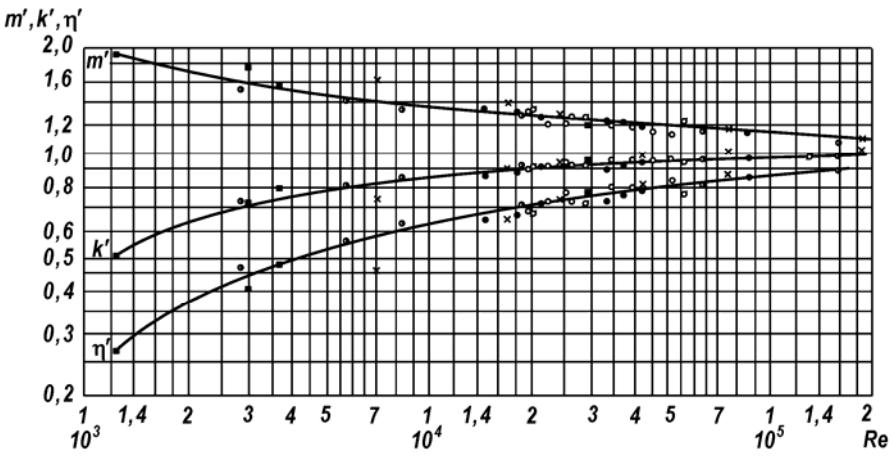


Рис. 2.2. Зависимость относительных коэффициентов от числа Рейнольдса согласно [64]

$$H_{\text{тν}} = H_{\text{тw}}. \tag{2.5}$$

По балансовым расчетам в работе [62] получена зависимость изменения относительного гидравлического КПД насосов в функции числа Рейнольдса:

$$\eta'_{\text{г}} = \eta_{\text{гν}} / \eta_{\text{гw}} = f\left(\text{Re}\right). \tag{2.6}$$

Эта зависимость представлена в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Зависимость относительного гидравлического КПД от числа Рейнольдса

Re	$3\cdot10^3$	$5\cdot10^3$	$1\cdot10^4$	$2\cdot10^4$	$5\cdot10^4$	$1\cdot10^5$	$2\cdot10^5$
$\eta'_{\text{г}}$	0,71	0,77	0,82	0,86	0,90	0,93	0,95

С учетом вышеизложенного для расчета по имеющейся программе центробежного насоса на вязкой жидкости следует рассчитать число Re и найти по табл. 2.1 относительный $\eta'_{\text{г}}$. Далее определяется $\eta_{\text{гν}} = \eta'_{\text{г}}\eta_{\text{гw}}$ и это значение вводится в п. 44 и 143 табл. 1.1. ПЭВМ выполнит расчеты с этим $\eta_{\text{гν}}$. Так как теоретический напор от вязкости жидкости не зависит, то наружные радиусы рабочих колес можно рассчитать по формулам (1.157) и (1.273).

После расчета насоса на вязкой жидкости следует получить его параметры на воде. С этой целью в ТЗ вводится $\nu = 0{,}01$ см^2/с,

$\rho_w = 1000$ кг/м^3 и из ячеек п. 44 и 143 удаляются $\eta_{\text{гv}}$. Напор насоса подбирается таким, чтобы получить те же наружные радиусы рабочих колес R_2, что и для вязкой жидкости. Все геометрические размеры должны сохраняться. После этого на основании формул (2.4) определяем коэффициенты пересчета и сравниваем их с рис. 2.2. Примерное равенство соответствующих коэффициентов свидетельствует о достоверности расчетов характеристик насоса на вязкой жидкости. Кроме того, по результатам пересчета параметров насоса на воду оцениваем критерии качества насоса, спроектированного для работы на вязкой жидкости.

В качестве примера рассмотрим двухступенчатый центробежный насос. Техническое задание на проектирование и фрагменты расчета представлены в табл. 2.2. При работе на масле угловая скорость вращения $\omega = \pi n/30 = \pi \cdot 2830/30 = 296{,}3$ рад/с и по второй формуле (2.1) число Рейнольдса $\text{Re} = 0{,}0851^2 \cdot 296{,}3/0{,}4 \cdot 10^{-4} = 5{,}4 \cdot 10^4$. В соответствии с табл. 2.1 относительный гидравлический КПД $\eta'_{\text{г}} = 0{,}91$. По формуле Ломакина (1.72) гидравлический КПД при работе на воде $\eta_{\text{г}w} = 0{,}876$ (табл. 2.2). Поэтому гидравлический КПД при работе на масле по формуле (2.6) $\eta_{\text{гv}} = \eta_{\text{г}w}\eta'_{\text{г}} = 0{,}876 \cdot 0{,}91 = 0{,}8$. Это значение подставляется в п. 44 и п. 143 программы и все дальнейшие расчеты выполняются с этим значением гидравлического КПД.

По формулам (2.4) относительные коэффициенты пересчета: $k' = H_{\text{v}}/H_w = 44/48 = 0{,}92$, $m' = N_{\text{v}}/(\rho_{\text{v}}/\rho_w)N_w = 27{,}93/(870/1000) \cdot 28{,}13 = 1{,}14$, $\eta' = \eta_{\text{v}}/\eta_w = 0{,}62/0{,}773 = 0{,}80$. Те же коэффициенты по рис. 2.2 при $\text{Re} = 5{,}4 \cdot 10^4$: $k' = 0{,}95$, $m' = 1{,}2$, $\eta' = 0{,}80$. Соответствующие коэффициенты примерно равны. Это указывает на корректность расчетов характеристик насоса на масле.

Таблица 2.2

Пример проектирования насоса, перекачивающего вязкую жидкость

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	*c*	*a*	
	1. Техническое задание		МАСЛО				
1	Объемная подача насоса в напорный трубопровод	$Q_н$	м³/ч			166	
			м³/с		0,0461		
2	Напор насоса	$H_н$	м			44	
3	Частота вращения	$n_н$	об/мин			2830	
9	Рабочая жидкость					Масло	
10	Температура	t	°С			55	
11	Плотность	ρ	кг/м³			870	
13	Кинематическая вязкость	ν	см²/с			0,4	
	2. КПД, потребляемая мощность и диаметр вала насоса						
25	Число ступеней насоса	n				2	
29	Относительный расход через ГП или РБ	$\bar{q}_{гп\,(рб)}$				0,04	
30	КПД насоса	η					
						0,620	
31	Потребляемая насосом мощность	$N_ж$	кВт		27,93		
	4. Расчет центробежного рабочего колеса первой ступени						
43	КПД первой ступени по результатам модельных испытаний	$\eta_м$					
		$\eta_о$					
		$\eta_г$			0,8		
		η					
104	Наружный радиус	R_2	м		0,0851		
	10.7. Коэффициенты полезного действия насоса						
253	Механический КПД	$\eta_м$			0,829		
254	Объемный КПД	$\eta_о$			0,936		
255	Гидравлический КПД	$\eta_г$			0,800		
256	КПД насоса	η			0,620		
	1. Техническое задание		ВОДА				
1	Объемная подача насоса в напорный трубопровод	$Q_н$	м³/ч			166	
			м³/с		0,0461		
2	Напор насоса	$H_н$	м			48	
3	Частота вращения	$n_н$	об/мин			2830	
9	Рабочая жидкость					Вода	
10	Температура	t	°С			20	
11	Плотность	ρ	кг/м³			1000	
13	Кинематическая вязкость	ν	см²/с			0,01	
	2. КПД, потребляемая мощность и диаметр вала насоса						
25	Число ступеней насоса	n				2	
29	Относительный расход через ГП или РБ	$\bar{q}_{гп\,(рб)}$				0,04	
30	КПД насоса	η					
						0,772	
31	Потребляемая насосом мощность	$N_н$	кВт		28,13		
	4. Расчет центробежного рабочего колеса первой ступени						
38	Тип ЦК					1	
39	Напор первой ступени	H_1	м			24,5	
43	КПД первой ступени по результатам модельных испытаний	$\eta_м$					
		$\eta_о$					
		$\eta_г$					
		η					
104	Наружный радиус	R_2	м		0,0851		
	10.7. Коэффициенты полезного действия насоса						
253	Механический КПД	$\eta_м$			0,950		
254	Объемный КПД	$\eta_о$			0,929		
255	Гидравлический КПД	$\eta_г$			0,876		
256	КПД насоса	η			0,773		

3. ПРОГРАММА «МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС»

Программа написана и функционирует в среде офисного приложения Microsoft Excel 97 и выше. Она состоит из четырех листов.

«Титульный лист» содержит общие сведения о программе.

Лист «Проектирование» включает в себя техническое задание, расчеты КПД, потребляемой насосом мощности и оценку диаметра вала, расчет рабочего колеса и др., как показано в табл. 1.1.

Данные технического задания и варьируемые параметры вводятся на листе «Проектирование» в соответствующие светлые ячейки-окна «поверх» чисел, имеющихся в них. Ячейки, выделенные цветом, содержат величины, рассчитанные ПЭВМ и защищены от ввода. Если проектировщик пытается по ошибке ввести в такие ячейки какое-либо число, то появляется сообщение о защите ячейки (рис. 3.1). Кроме того, ПЭВМ выполняет проверку вводимых значений. Например, подача насоса $Q_{\text{н}} > 0$, число лопастей $Z_1 = 2...20$ целое и т.д. При вводе неверного значения появляется соответствующее сообщение. Некоторые ячейки снабжены всплывающей подсказкой. Эти окна показаны на рис. 3.1.

Вариант расчета для данного набора параметров практически мгновенно отображается на экране. В случае необходимости можно задать новое значение любого параметра. После запуска программы на экране отображается расчет проточной полости многоступенчатого питательного насоса ПЭ–580–200 для ТЭС.

Чтобы ввести число или текст, следует:

1. Выделить требуемую ячейку, щелкнув по ней левой клавишей мыши.

2. Клавишей **Num Lock** включить цифровую клавиатуру и набрать число.

3. Подтвердить ввод, нажав клавишу **Enter**, или щелкнув мышью на другой ячейке, или покинув текущую ячейку с помощью клавиш управления курсором.

По окончании проектирования насоса печатается лист «Проектирование», который содержит всю информацию, приведенную в табл. 1.1 и лист «Геометрические размеры». По данным этих листов выполняются расчетно-пояснительная записка и рабочие чертежи подвода, центробежного колеса, лопаточного отвода и др.

1. Техническое задание | >> | Показать в | Скрыть все | #ЧИСЛО!

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
31	КПД насоса	η	Уточнить		0,793		
32	Потребляемая насосом мощность	$N_н$	кВт	434			
33	Допускаемое напряжение	[τ]	МПа				
34	Ориентировочный диаметр вала	$d_в$	мм	12			
<< >>	3. Расчет подвода						
35	Коэф. приведенного вход. диаметра 1-ой ступени	K_0			4,44		
36	Относительная площадь входного патрубка	$\bar{F}_{вх}$			− 2,95		
37	Коэф. диаметра входного патрубка	$K_{Dвх}$			7,6		
38	Диаметр входного патрубка	$D_{вх}$	м		0,3002		
39							
40							
41							
42							

Microsoft Excel

Введенное значение неверно! Нажмите кнопку ПОВТОРИТЬ и выберите допускаемое значение величины в соответствии с методикой проектирования

Повторить | Отмена

ПРОГРАММА МЦН v.1
После расчета КПД насоса см. п. 10.7, нажатием кнопки УТОЧНИТЬ введите в эту ячейку новый КПД

Microsoft Excel

Ячейка или диаграмма защищена от изменений.

Чтобы изменить защищенную ячейку или диаграмму, снимите защиту при помощи команды "Снять защиту листа" (меню "Сервис", подменю "Защита"). Может потребоваться ввод пароля.

OK

29	Оптимальный наружный диаметр					$D_{2опт}$	м	0,4009	0,4159	0,4141
30	Входной радиус второго ряда лопастей					R'_1	мм	0		
31	Число лопастей второго ряда					Z_2		0		
32	Угол установки лопасти на выходе					$\beta_{2л}$	градус	25	25	25
33	Толщина выходной кромки					σ_2	мм	5	5	5
34	Наружный радиус					R_2	м	0,1984	0,1984	0,1984
	5. Расчет лопаточного отвода первой ступени									
35	Входной радиус					R_3	м	0,2000		
36	Число лопаток					$Z_{ло}$		6		
37	Толщина входной кромки лопатки					σ_3	м	0,004		
38	Ширина на входе					b_3	м	0,0318		
39	Угол установки лопатки на входе					$\alpha_{3л}$	градус	8,6		
40	Высота диффузора на входе					a_3	м	0,0304		
41	Угол диффузора в плане					θ_a	градус	6,6		
42	Угол диффузора в осевой плоскости					θ_b	градус	4,5		
43	Длина диффузора					$l_д$	м	0,1350		
44	Высота диффузора на выходе					a_4	м	0,0460		
45	Ширина диффузора на выходе					b_4	м	0,0425		
46	Наружный радиус					R_4	м	0,2956		
47	Ширина обратных каналов					b_6	м	0,0304		
48	Угол установки лопасти на выходе из ОК					$\alpha_{6лс}$	градус	90		
49	Угол φ, °	0,0	6,0	12,0	18,0	24,0	30,0	36,0	42,0	48,0	54,0
50	Рад. R, мм	200,0	203,2	206,4	209,7	213,1	216,5	220,0	223,5	227,1	230,7
	6. Расчет центробежного рабочего колеса промежуточной ступени										
51	Тип ЦК							1		
52	Диаметр втулки					d_1	м	0,138		

О программе / Проектирование / Доп.расчеты / Геом.размеры

Рис. 3.1. Фрагменты листов «Проектирование» и «Геометрические размеры»

4. РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

По окончании проектирования насоса составляется электронная версия расчетно-пояснительной записки. При этом из руководства в нее можно копировать фрагменты текста, формулы и рисунки. Однако следует иметь ввиду, что руководство и расчетно-пояснительная записка создаются с совершенно разными целями. В учебном пособии описана методика проектирования и приведены параметрические, функциональные и критериальные ограничения, необходимые для оптимизации проточной полости проектируемого насоса. Здесь рассматривается *множество возможных вариантов*. В расчетно-пояснительной записке описывается *один оптимальный вариант*, выбранный проектировщиком.

Поэтому в расчетно-пояснительную записку помещают не весь текст и не все формулы, рисунки и таблицы руководства, а лишь те, которые использовались при расчете. Условные обозначения, индексы и сокращения копируем со стр. 3–5 пособия и вставляем в создаваемый файл расчетно-пояснительной записки без изменений. Введение следует значительно сократить. Описание возможных вариантов технического задания в п. 1.1 следует опустить и лишь сослаться на табл. 1.1. В п. 1.2 можно сохранить рис. 1.1 и существенно сократить текст с описанием баланса энергии. Вспомогательную формулу (1.15) и таблицу коэффициентов можно не давать. При расчете диаметра вала по формуле (1.27) следует указать лишь одно выбранное значение $[\tau] = 40$ МПа, а не копировать в записку всю формулу (1.28). Можно не приводить рис.1.6, а лишь сослаться на него. Так как проектируемое рабочее колесо имеет $0,6 < \bar{d}_1 < 0,7$, то из шести графиков на рис. 1.15 в записку достаточно поместить только два для $\bar{d}_1 = 0,6$ и 0,7. Из графиков на рис.1.24 необходим график $Z = 7$. Рис.1.22 — рис.1.26 и др. можно опустить. Кроме того, будем придерживаться правила — опускать промежуточные вычисления и оставлять только конечные уравнения и формулы. Например, можно включить в записку только исходные формулы (1.202), (1.204) и конечную формулу (1.207). Согласно этому правилу следует

опустить уравнения (1.227) – (1.231).

Принимая во внимание предложенный выше подход к составлению расчетно-пояснительной записки, расчет подвода в записке может выглядеть следующим образом.

5.1. РАСЧЕТ ПОДВОДА

Для уменьшения деформаций корпуса насоса под действием изгибающих моментов, передаваемых на него всасывающим трубопроводом, применяем кольцевой подвод; ось всасывающего патрубка располагаем в вертикальной плоскости, проходящей через ось вращения ротора (5.1).

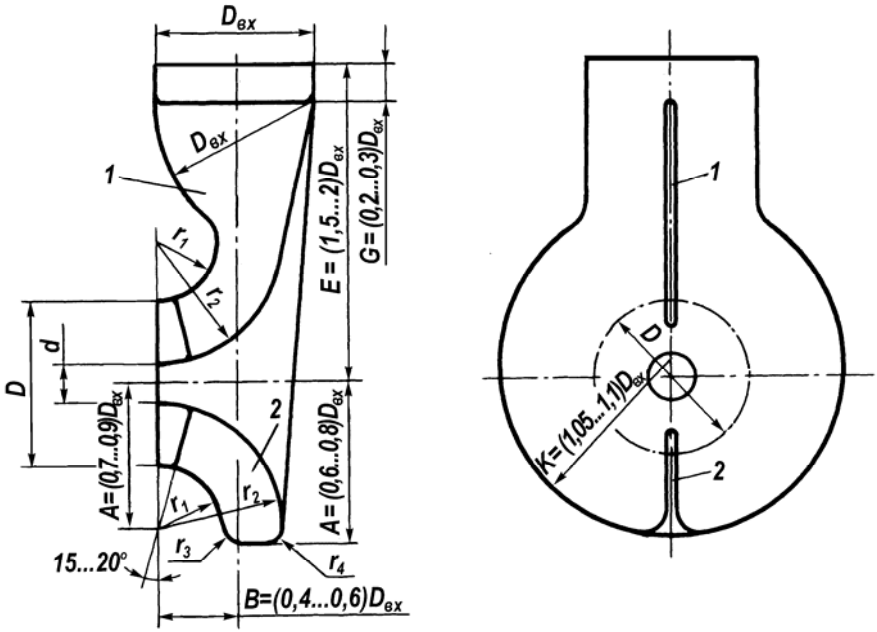


Рис. 5.1. Кольцевой подвод [39]
1 — разделительное ребро; *2* — направляющее ребро

По расходу первой ступени

$$Q_1 = \left(1 + \overline{q}_{\text{гп}} + \overline{q}_{\text{по}}\right) Q_{\text{н}} \qquad (5.\text{xx})$$

определяется единичный диаметр

$$D_Q = \sqrt[3]{Q_1 / n_{\text{н}}}\ . \qquad (5.\text{xx})$$

Диаметр подвода на входе

$$D_{\text{вх}} = K_0 D_{Q_1} \sqrt{\bar{F}_{\text{вх}}}\ , \qquad (5.\text{xx})$$

где выбран коэффициент приведенного входного диаметра центробежного колеса

$$K_0 = 4,44\ . \qquad (5.\text{xx})$$

Далее задается относительная площадь

$$\bar{F}_{\text{вх}} = 2,95\ . \qquad (5.\text{xx})$$

Соответствующий коэффициент диаметра входного патрубка

$$K_{D_{\text{вх}}} = D_{\text{вх}} / D_Q = 7,6\ , \qquad (5.\text{xx})$$

что согласуется с рис. 1.4.

Площадь и скорость на выходе из подвода:

$$F_0 = F_{\text{вх}} / \bar{F}_{\text{вх}}\ , \qquad (5.\text{xx})$$

$$V_0 = Q_1 / F_0\ . \qquad (5.\text{xx})$$

Коэффициент сопротивления подвода

$$\zeta_{\text{подв}} = 0,75 / \bar{F}_{\text{вх}}^2\ , \qquad (5.\text{xx})$$

а потери энергии

$$h_{\text{п.подв}} = \zeta_{\text{подв}} V_0^2 / 2g\ . \qquad (5.\text{xx})$$

Размеры кольцевого подвода выбираются в долях от $D_{\text{вх}}$ по рис. 1.3 и отображаются на листе «Геометрические размеры». Полученный диаметр $D_{\text{вх}}$ входного патрубка округляется до ближайшего стандартного.

В расчетно-пояснительную записку включаются также расчеты, выполненные по другим программам, описанным в п. 1.9 и 1.11 и др. Соответствующие текст и рисунки копируются из работ [43, 66]]. Поскольку часть формул и рисунков в записку не входит, то, как в тексте, так и в табл. 1.1 их нумерация меняется. В случае необходимости в текст записки включаются новые параграфы, рисунки, таблицы и т.д.

Число ссылок на литературные источники, а вместе с ним и список литературы, можно существенно сократить. Так как составление списка литературы требует знакомства с ГОСТ 7.12–77, ГОСТ 7.1–84 и др. нормативными документами, и обычно вызывает затруднения, то в качестве примера можно использовать приведенный в данном пособии список литературы, из которого копируются нужные источники. Расчетно-пояснительная записка начинается разделом «Содержание».

Для составления расчетно-пояснительной записки используется текстовый редактор Microsoft Word. Формат бумаги — А4, ориента-

ция — книжная, поля — 2,25 см, расстояние от края до нижнего колонтитула — 1,9 см, шрифт — 14 пт, Times New Roman, междустрочный интервал — одинарный, выравнивание — по ширине, отступ — 1,25 см. Заголовки можно набирать жирным шрифтом:

ЗАГОЛОВОК 1 — 18 пт,

ЗАГОЛОВОК 1.1 — 14 пт,

Заголовок 1.1.1 — 14 пт.

Применять заголовки четвертого уровня не рекомендуется.

Если хотят обратить внимание на какой-либо фрагмент текста, то его следует выделить, например, курсивом.

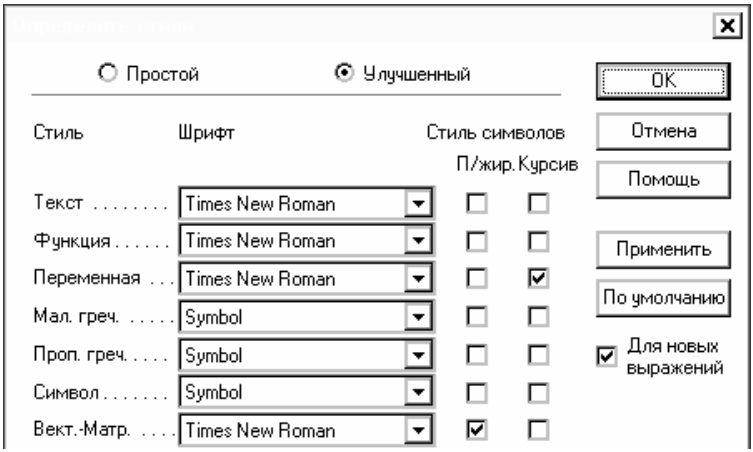
В тексте набираются подрисуночная надпись (12 пт, Ж) и экспликация (12 пт), если она имеется, как на рис. 1.4 и рис. 1.6. Таблицы нумеруются и снабжаются заголовком, например, табл. 1.2.

Формулы набираются в Math Type 5.0, стили и размеры указаны на рис. 5.1. В записке применяются единицы физических величин, их наименования и обозначения согласно системе СИ по ГОСТ 8.417–2002 — Единицы величин.

Черно-белые рисунки рекомендуется сохранять со сжатием LZW в формате .tif, а цветные — в формате .jpg. Они вставляются в текст перед подрисуночной надписью: Вставка \ Рисунок из файла \ Добавить. Если необходимо вставить рисунок с экспликацией вдоль длинной стороны листа, например рис. 1.2, то в строке меню выбираем: Таблица \ Вставить…В первом столбце набираем *Таблица* xx и **Заголовок таблицы** с ориентацией вдоль длинной стороны листа. Во второй столбец вставляем рисунок.

Вставка рисунков поверх текста не допускается.

Файл записки сохраняется в форматах .doc и .pdf.



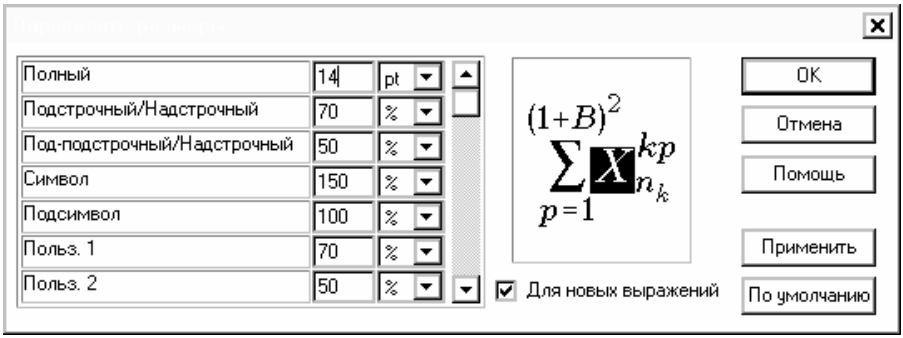


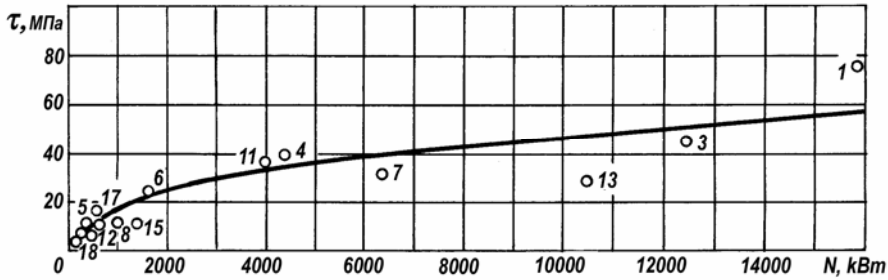
Рис. 5.2. Настройки MathType 5.0

1. При наборе формул применяется стиль Math.
2. Латинские буквы — наклонные.
3. Греческие и русские буквы в индексах, цифры, sin, cos, tg, arcsin ln, lim, min, max, Re, Eu — прямые.
4. В главном окне программы рекомендуется сохранить настройки в файл: Preferences/Equation Preferenrences/Save to file…

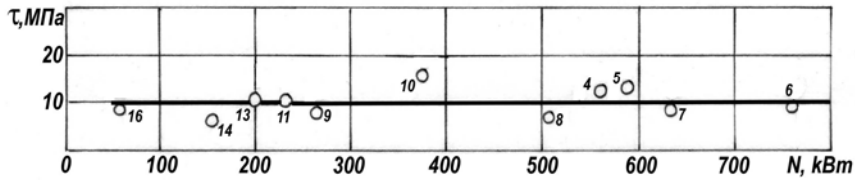
ПРИЛОЖЕНИЕ

П.1. НАПРЯЖЕНИЯ КРУЧЕНИЯ ВАЛОВ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ НАСОСОВ

Из разных каталогов найдены число ступеней насоса, его мощность, частота вращения, наибольший диаметр вала и по формуле (1.27) рассчитаны напряжения кручения (табл. П.1). Предполагалось, что чем больше число ступеней, тем длиннее вал и тем меньше напряжения кручения. Однако установить какую-либо корреляцию между касательным напряжением и числом ступеней не удалось. Имеется связь между касательными напряжениями и мощностью на валу насоса, показанная на рис. П.1.



а



б

Рис. П.1. Напряжения кручения валов горизонтальных многоступенчатых насосов *(а)* и вертикальных многоступенчатых конденсатных насосов *(б)*

Таблица П.1

Напряжения кручения валов горизонтальных многоступенчатых насосов

№ п/п	Насос	Число ступе-ней n	Мощ-ность $N_н$, кВт	Частота вращения $n_н$, об/мин	Диаметр вала $d_В$, м	ω, рад/с	Напря-жение τ, МПа	Материал вала	Источник
1	ПН-1500-350	6	16000	4665	0,130	488,5	74,5		
2	4х4х11	4	175	2950	0,075	308,9	6,7		
3	СВПТ-340-1000	6	12500	6000	0,128	628,3	45,5		
4	ПЭ-580-200	11	4345	2985	0,120	312	40,0	40ХФА	[29, с.52]
5	ПЭ-100-53		210	3000	0,065	314	12,2		[29, с.50]
6	ПЭ-250-180-3	13	1625	3000	0,100	314	25,9		[29, с.51]
7	ПЭ-600-300	7	6360	6300	0,118	660	29,3	40ХФА	[29, с.18]
8	ПЭ-160-140	9	1000	2987	0,100	312,8	16		КТЗ
9	Кс-50-55	2	11,9	1500	0,050	157	3		[63, с.58]
10	Кс-80-155	6	52	3000	0,050	314	6,6		
11	ПЭА-5650-75	3	4000	2983	0,120	312	37	40ХФА	[42, с.65]
12	ПЭА-250-75	5	675	2970	0,100	311	10,8	Сталь 45	[60, с.68]
13	ПТА-3750-75	3	10500	3500	0,175	366	26,8	40ХФА	[60, с.70]
14	ПЭА-150-85	7	450	2979	0,100	312	7,2	40ХФА	[60, с.75]
15	ПЭА-850-65	4	1400	2973	0,125	311	11,5	40ХФА	[60, с.78]
16	ПЭА-65-50	7	140	2970	0,070	311	6,6	40ХФА	[60, с.81]
17	ЦН-150-110		600	2970	0,080	311	18,8		[60, с.143]
18	ЦНС-60-320	4	75	2950	0,080	309	2,4		[60, с.261]

Таблица П.2

Вертикальные конденсатные насосы

№ п/п	Насос	$Q_н$, м³/ч	$H_н$, м	$\Delta h_{доп}$, м	$N_н$, кВт	$n_н$, об/мин	$\eta_н$	n	$C_П$	n_s	D_2, мм	$\frac{D_Б}{D_2}$	$\frac{l_Б}{D_Б}$	d_1, мм	τ, МПа	Матер. вала	Примечание
1	КсВА 1500-120	1500	120	2,3	559	740	0,80	4	1750	136	665	0,66	0,29	145	11,8	40Х	[42, с. 129]
2	КсВА 1500-120	1850	95	2,8	585	740	0,80	4	1680	180	650	0,69	0,29	145	12,4	40Х	[42, с. 135]
3	КсВ 1000-220	1000	220	3,5	759	1480	0,79	4	2083	140	440	0,61	0,44	142	8,5		[42, с. 138]
4	КсВА 1000-190	1040	190	4,5	632	1480	0,80	4	1760	160	450	0,60	0,40	135	8,2	40ХФА	[42, с. 141]
5	КсВА 900-180	900	180	3,0	505	1480	0,80	4	2220	155	450	0,60	0,40	135	6,6		[42, с. 143]
6	КсВА 630-125	630	125	2,9	263	1480	0,76	2	1908	102	430	0,51	0,40	105	7,3	40Х	[42, с. 145]
7	КсВА 500-220	500	220	2,5	375	1480	0,75	2	1902	60	472	0,51	0,38	92	15,5	40Х	[42, с. 147]
8	КсВА 320-210	320	210	2,0	229	1480	0,75	4	1796	83	375	0,51	0,47	90	10,1	40ХФА	[42, с. 152]
9	КсД 230-115/3	230	115	1,0	118	980	0,61		1197							40Х	[42, с. 152]
10	КсВА 360-160	360	160	2,7	196	1480	0,75	3	1520	86	380	0,53	0,45	85	10,3	40Х	[42, с. 151]
11	КсВА 200-220	200	220	2,0	154	1480	0,73	5	1412	74	360	0,53	0,53	95	5,8	40Х	[42, с. 156]
12	КсВ 320-160	320	160	1,6	171	1480	0,76	3	2126	82							[42, с. 129]
13	КсВ 125-140	125	140	1,6	62	2950	0,72	2	2657	83		Без РБ		50	8,0	40Х	[42, с. 159]
14	КсВ 125-55	125	55	1,6	23,4	2950	0,75	1	2657	100		Без РБ				40Х	[42, с. 160]

П.2. ФОРМА НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ МАЛЫХ ПОДАЧАХ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ДИАМЕТРОВ

На рис. П.2 представлены энергетические характеристики модельной ступени насоса ПН 1500-350, исследованной в КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Ступень испытывалась без предвключенных устройств, со шнеком и с осевихревым устройством. В последних двух случаях западание характеристики при малых подачах отсутствовало. Однако КПД ступени при этом уменьшается, а мощность заметно увеличивается. Последнее нежелательно, если привод не имеет запаса по мощности.

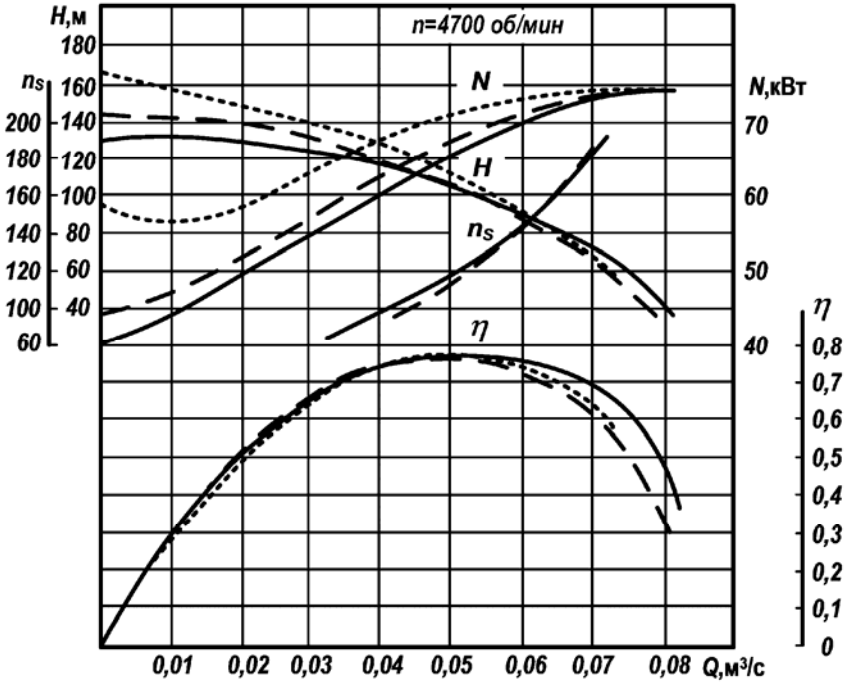


Рис. П.2. Влияние предвключенных устройств на характеристики ступени $n_s = 130,\ Z = 7,\ \beta_{2л} = 25°$ по данным КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана:

——— — одно ЦК без предвключенных устройств; — — — — со шнеком; - - - - — с осевихревым устройством

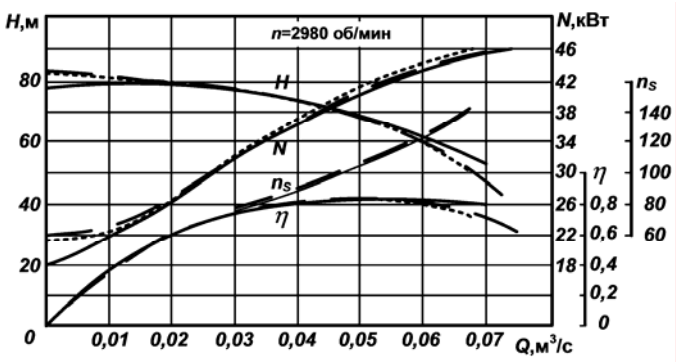


Рис. П.3. Влияние шнеков на характеристики ступени конденсатного насоса $n_s = 100$, $Z = 7$, $\beta_{2л} = 26°$, $q_р = 0,23$ по данным [65]:

——— — одно ЦК №4; — — — — со шнеком № 4*б*;
- - - - — со шнеком № 4*а*

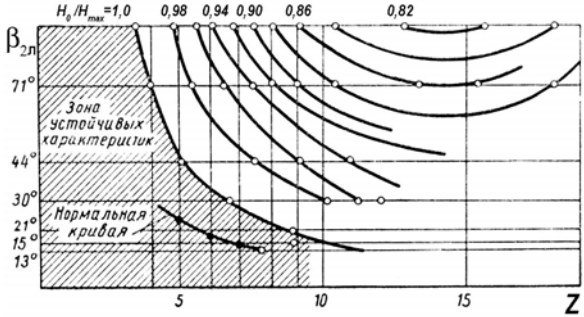


Рис. П.4. Условия устойчивости напорной характеристики по данным[62]

На рис. П.3 представлены энергетические характеристики ступени без шнека и со шнеками. Видно, что в области больших подач мощность увеличивается, а напор и КПД уменьшаются . При малых подачах увеличивается мощность, а западание характеристики исчезает.

Автор работы [62] добавил на рис. 275 работы [53] точки, названные им «нормальными». Эти данные представлены на рис. П.4. Согласно [62] при одинаковых углах установки лопастей на выходе необходимы значительно меньшие числа лопастей, чем в работе [53].

Коэффициенты диаметров входного и выходного патрубков многоступенчатых центробежных насосов приведены на рис. П.5. Кэффициенты радиуса скругления $\overline{\rho}_e = \rho_e / D_Q$ ведомого диска из банка данных КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана представлены на рис. П.6. В обоих случаях-какой-либо зависимости от коэффициента быстроходности не усматривается.

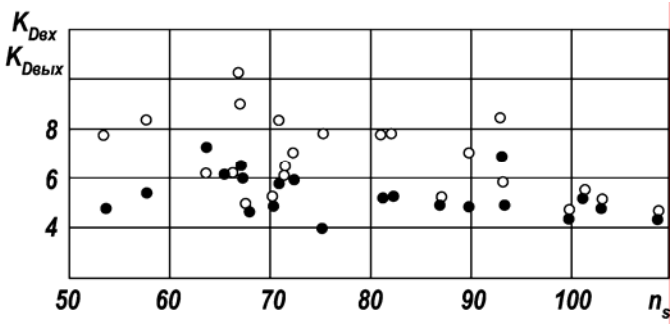


Рис. П.5. Коэффициенты диаметров входного и выходного патрубков многоступенчатых центробежных насосов по данным [1, 29]:
○ — входной патрубок; ● — выходной патрубок

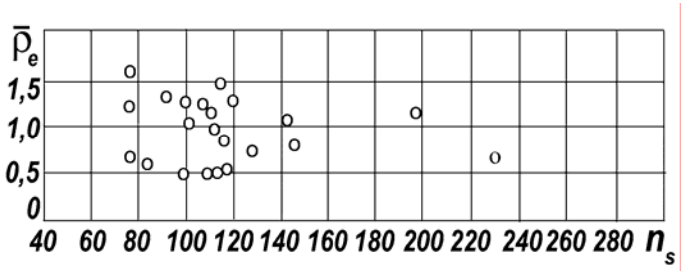


Рис. П.6. Коэффициенты радиуса скругления ведомого диска

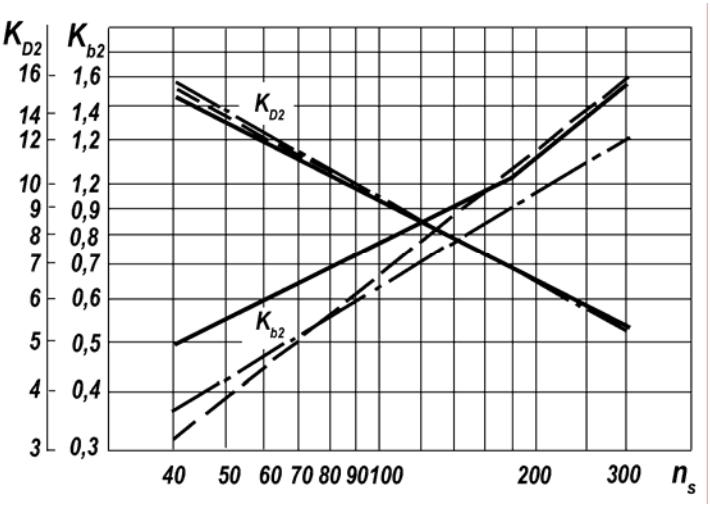


Рис. П.7. Коэффициенты диаметра и ширины центробежного колеса на выходе:
———— — Руднев С.С.; — — — — Горгиджанян С.А.; —— - —— — Степанов А.И.

П.3. ЗАВИСИМОСТИ $\bar{H}, \bar{N}, \bar{\eta} = f(n_s)$ ПРИ ПОСТОЯННЫХ $\bar{Q}$

На основании рис. 1.42 составили табл. П.2 зависимостей $\bar{H}(n_s)$ и $\bar{N}(n_s)$ при $\bar{Q} = 0$; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0 и 1,25. Затем табличные значения аппроксимировали параболами четвертой степени. Далее по уравнениям (1.316) рассчитывались напор, мощность и КПД и строились соответствующие кривые.

Таблица П.2

Безразмерные характеристики

n_s	64			106			155			212			282		
$\bar{Q}$	$\bar{H}$	$\bar{N}$	$\bar{\eta}$	$\bar{H}$	$\bar{N}$	$\bar{\eta}$	$\bar{H}$	$\bar{N}$	$\bar{\eta}$	$\bar{H}$	$\bar{N}$	$\bar{\eta}$	$\bar{H}$	$\bar{N}$	$\bar{\eta}$
0	1,05	0,30	0,00	1,10	0,38	0,00	1,19	0,47	0,00	1,31	0,60	0,00	1,54	0,90	0,00
0,5	1,10	0,66	0,83	1,12	0,70	0,80	1,15	0,74	0,78	1,24	0,81	0,76	1,36	0,90	0,71
1,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
1,25	0,85	1,12	0,95	0,83	1,13	0,92	0,81	1,12	0,90	0,76	1,08	0,88	0,69	1,03	0,84

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Азарх Д.Н., Гойхман Л.П.* Секционные насосы типа МС: Каталог-справочник. — М.: Машгиз, 1963. — 20 с.

2. *Александров А.А.* Система уравнений IAWPS–IF97 для вычисления термодинамических свойств воды и водяного пара в промышленных расчетах. Ч.1. Основные уравнения // Теплоэнергетика. — 1998. — № 9. — С. 69–76.

3. *Аналоги* зарубежных металлов. http://gost.org/analogi_met.html.

4. *Агрегаты* электронасосные центробежные конденсатные типа 1КсВ//www.livgidromash.ru…/ksv.pdf.— 2002.

4.1. *Банк* данных кафедры «Гидромашины и гидропневмоавтоматика» Калужского Филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 2013.

5. *Байбаков О.В.* Оптимальные соотношения размеров направляющих аппаратов многоступенчатых центробежных насосов // Вестник машиностроения. — 1967. — № 8. — С. 23–26.

6. *Байбаков О.В.* Расчет потока на выходе из направляющего аппарата центробежного и осевого насоса // Вестник машиностроения. — 1968. — № 11. — С. 40–44.

7. *Байбаков О.В.* Применение ЭВМ в расчетах проточной полости лопастных гидромашин: Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию / Под ред. И.В. Матвеева. — М.: Изд-во МВТУ, 1982. — 40 с.

8. *Байбаков О.В., Руднев С.С.* Расчет рабочего колеса и подвода лопастного насоса: Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию / Под ред. И.В. Матвеева. — М.: Изд-во МВТУ, 1983. — 46 с.

9. *Байбиков А.С., Караханьян В.К.* Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. — М.: Машиностроение, 1982. — 112 с.

10. *Бирюков А.И., Кочевский Н.Н., Янкин Е.И.* Определение момента скорости потока за направляющим аппаратом промежуточной ступени центробежного многоступенчатого насоса // Химическое и нефтяное машиностроение. — 1976. — № 11. — С. 13.

11. *Богачев И.Н.* Кавитационное разрушение и кавитационно стойкие сплавы. — М.: Металлургия, 1972. — 192 с.

12. *Высокооборотные* лопаточные насосы / Под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. — М.: Машиностроение, 1975. — 336 с.

13. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Под ред. Т.М. Башты и С.С. Руднева. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 424 с.

14. *Горгиджанян С.А.* Гидравлические расчеты проточной части центробежных насосов: Методические указания. — Л.: ЛПИ, 1982. — 40 с.

15. *Горгиджанян С.А., Гусин Н.В.* Расчет и проектирование радиальных лопаточных отводов центробежных насосов высокой быстроходности // Труды ЛПИ. — 1972. — № 323. — С. 114–121.

16. Г*оргиджанян С.А., Дягилев А.И.* Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения. — Л.: Машиностроение, 1968. — 112 с.

17. *Давыдов И.В.* Исследование направляющих аппаратов центробежного насоса // Расчеты и исследование насосов. — М.: Машгиз, 1958. — С. 49–71 (Труды ВИГМ).

18. *Жарковский А.А., Грянко Л.П., Плешанов В.Л.* Автоматизированное проектирование рабочего колеса центробежного насоса: Учебное пособие. — СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. — 108 с.

19. *Иванов В.Г.* Основные вопросы исследования и проектирования ступеней питательных насосов современных мощных турбоблоков: Дисс. … канд. техн. наук. — Л.: ЛПИ, 1974.

20. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 560 с.

21. *Кнэпп Р., Дейли Дж., Хэммит Ф.* Кавитация. — М.: Мир, 1974. — 688 с.

22. *Конструкционные* материалы: Справочник / Под ред. Б. Н. Арзамасова. — М.: Машиностроение, 1990. — 688 с.

23. *Лабораторный* курс гидравлики, насосов и гидропередач: Учеб. пособие для машиностроительных вузов / О.В. Байбаков, Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова и др.; Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. — М.: Машиностроение, 1964. — 416 с.

24. *Ломакин А.А.* Центробежные и осевые насосы. — М. — Л.: Машиностроение, 1966. — 364 с.

25. *Ломакин А.А., Горгиджанян С.А.* Исследование и отработка ступени питательного насоса сверхвысокого давления к турбоустановке К–300–240 ЛМЗ // Гидромашиностроение. — М. — Л.: Машгиз, 1961. — С. 142–158 (Труды ЛПИ. — № 215).

26. *Лопастные* насосы: Справочник / В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов; Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. — Л.: Машиностроение, 1986. — 334 с.

27. *Лунаци Э.Д.* О наивысшем уровне КПД и кавитационных качеств общепромышленных центробежных насосов основных конструктивных типов // Гидромашиностроение. Настоящее и будущее: Тез. докл. международной науч.-техн. конф., октябрь 2004 г. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — С. 43.

28. *Малюшенко Б.В., Михайлов А.К.* Основное насосное оборудование тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1969. — 192 с.

29. *Малюшенко В.В., Михайлов А.К.* Энергетические насосы: Справочное пособие. — М.: Энергоиздат, 1981. — 200 с.

30. *Марцинковский В.А., Ворона П.Н.* Насосы атомных электростанций. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 256 с.

31. *Мелащенко В.И., Зуев А.В.* Профилирование лопастей рабочих колес центробежных насосов. — М.: Ротапринт МВТУ, 1980. — 52 с.

32. *Мелащенко В.И.* Проектирование лопаточного отвода центробежного насоса: Методические указания по курсовому и дипломному проектированию. — Калуга: КФ МГТУ, 1999. — 24 с.

33. *Методика* расчета осецентробежных рабочих колес с высокой всасывающей способностью и экономичностью: Отчет о НИР / КФ МВТУ; Руководитель С.С. Панаиотти; Исполн.: А.И. Савельев. — Ж–К2-31-90; № ГР 01823035680; Инв. № 02479. — Калуга, 1990. — 158 с.

34. *Методическое* пособие по расчету шнекоцентробежной ступени насоса / Под ред. Л.Г. Подвидза. — М.: Ротапринт МВТУ, 1974. — 64 с.

35. *Михайлов А.К., Малюшенко В.В.* Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. — М.: Машиностроение, 1977. —288 с.

36. *Панаиотти С.С. , Кузнецов А.В. , Зуев А.В.*. Модельная ступень центробежного насоса: Учеб. пособие. — Калуга: КФ МГТУ, 2010. — 46 с.

37. *Модернизация* питательных насосов энергоблоков 150–1200 МВт на ОАО КТЗ / Кирюхин В.И., Циммерман С.Д., Семенов Ю.М., Анкудинов А.А. // Электрические станции. — 2003, № 6. — С. 42–46.

38. *Норенков И.П.* Основы автоматизированного проектирования. — М.: Изд-во МГТУ, 2000. — 360 с.

39. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов пи-

тания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1986. — 386 с.

40. *Овсянников Б.В., Яловой Н.С.* Моделирование и оптимизация характеристик высокооборотных насосных агрегатов. — М.: Машиностроение, 1992. — 256 с.

41. *Овсянников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В.* Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса. — М.: МАИ, 1996. — 72 с.

42. *Пак П.Н., Белоусов А.Я., Пак С.П.* Насосное оборудование атомных станций / Под общей ред. П.Н. Пака. — М.: Энергоатомиздат, 2003. — 453 с.

43. *Панаиотти С.С.* Основы расчета и автоматизированное проектирование лопастных насосов с высокой всасывающей способностью. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 48 с.

44. *Панаиотти С.С., Карева Е.В., Савельев А.И.* Автоматизированное проектирование устройств для уравновешивания осевых сил в центробежных насосах: Учебное пособие. — Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 2012. — 52 с.

45. *Панаиотти С.С., Савельев А.И., Биленко П.Н.* Автоматизированное проектирование высокооборотного центробежного насоса. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 48 с.

46. *Панаиотти С.С., Кузнецов А.В., Зуев А.В.* Модельная ступень центробежного насоса. — Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 70 с.

47. *Панаиотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В.* Автоматизированный расчет и проектирование высокооборотного шнкоцентробежного насоса. — Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 36 с.

48. *Патент* 2220330 C27F04D29/44, 1/06. Направляющий аппарат центробежного насоса / Анкудинов А.А., Васин В.А., Семенов Ю.М., Циммерман С.Д. — Приоритет от 14.03.2002.

49. *Петров В.И., Чебаевский В.Ф.* Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. — М.: Машиностроение, 1982. — 192 с.

50. *Покровский Б.В.* Проектирование рабочих органов малошумных центробежных насосов: Учебное пособие. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — 28 с.

51. *Полоцкий Н.Д., Богницкая Ф.А., Агульник Р.М.* Расчет отводящих устройств центробежных насосов / Под ред. С.С. Руднева. — М: ЦИНТИХимнефтемаш, 1967. — 48 с.

52. *Проскура Г.Ф.* Гидроднамика турбомашин. — Киев: Машгиз,

1954. — 424 с.

53. *Пфлейдерер К.* Лопаточные машины для жидкостей и газов. — М.: Машгиз, 1960. — 682 с.

54. *Ржебаева Н.К., Жуков В.М., Куценко В.А.* Методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию «Шнекоцентробежная ступень насоса». — Харьков: Изд-во ХПИ, 1990. — 40 с.

55. *Руднев А.С.* Создание центробежных консольных насосов нового поколения и исследование их работы в расширенном диапазоне подач: Дис. … канд. техн. наук. — М., 1990. — 210 с.

56. *Руднев С.С.* Основы теории лопастных решеток. — М.: Ротапринт МВТУ, 1976. — 78 с.

57. *Руднев С.С., Матвеев И.В.* Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. — М.: Ротапринт МВТУ, 1974. — 72 с.

58. *Руднев С.С., Мелащенко В.И.* Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных секционных насосов // Труды ВНИИГидромаша. — 1968. — Вып. 37. — С. 167–183.

59. *Руднев С.С., Хабецкая В.А.* Выбор ширины рабочего колеса насоса на выходе // Химическое и нефтяное машиностроение. — 1980. —№ 9. — С. 22–24.

60. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. — М.: Наука, 1981. — 112 с.

61. *Современное* состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Труды Международной науч.-техн. конф. 4–6 июля 2003 г. — СПб.: Нестор, 2003. — 424 с.

62. *Степанов А.И.* Центробежные и осевые насосы. — М.: Машгиз, 1960. — 464 с.

63. *Сточек Н.П., Шапиро А.С.* Гидравлика жидкостных ракетных двигателей.– М.: Машиностроение, 1978. – 128 с.

64. *Суханов Д.Я.* Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. — М.: Машгиз , 1952. — 34 с.

65. Т*азетдинов В.Г.* Повышение КПД, антикавитационных свойств и устойчивости работы крупных шнекоцентробежных насосов с коэффициентом быстроходности ns = 100…120: Дис.… канд. техн. наук. — Сумы, 1988. — 286 с.

66. *Тимофеев Д.В., Савельев А.И., Панаиотти С.С.* Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Руко-

водство пользователя. — Калуга, 2008. —66 с.

67. *Центробежные* насосы типа ЦНС: Каталог. — М.: ЦИНТИ-Химнефтемаш, 1990. — 8 с.

68. *Чебаевский В.Ф., Петров В.В.* Прогнозирование кавитационной эрозии у крупных осевых насосов // ЦБНТИ «Водострой». — М., 1992, №12. — С. 1–7.

69. *Шапиро А.С.* Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. — М.: Изд-во МГИУ, 2004. — 280 с.

70. *Шапиро А.С., Панаиотти С.С., Артемьев А.А.* Расчет всасывающей способности центробежных насосов. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2007. — № 9. — С. 35–39.

71. *Шемель В.Б.* Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов // Труды ВИГМ.— 1958. — Вып.22. — С. 13–29.

72. *Шемель В.Б.* Оптимальные параметры, определяющие кавитационные качества центробежных насосов // Труды ВИГМ. — 1958. — Вып. 22. — С. 30–48.

73. *Яловой Н.С.* Исследование всасывающих патрубков энергетических насосов // Энергомашиностроение. — 1969. — № 5. — С. 18–21.

74. *Янкин Е.И, Опаренко О.И.* Разработка и экспериментальное исследование рабочих органов многоступенчатых центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 100 \div 200$ // Исследование, расчет и технология гидромашин. — М.: Энергия, 1977. — С. 93—105 (Труды ВНИИГидромаша).

75. *Attainable* efficiencies of volute casing pumps: a reference guide // European Association of Pump Manufacturers. — Elsevier Advanced Technology, 1999. — 28 p.

76. *Bunjes J.H.* Erosion free operation of cavitating pumps // 2 nd Eur. Congr. Fluid Mach. The Hague, 28 March. 1984.—1984.—P.1–12.

77. *Dijkers R.J.H., Visser F.C., op de Woerd J.G.H.* Redesign of a High-Energy Centrifugal Pump First-Stage Impeller. — 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, North Carolina, USA, August 6–9. — 2000.

78. *European* guide to pump efficiency for single stage centrifugal pumps. — 2003. — 8 p.

79. *Minami S.* et al. Experimental study on cavitation in centrifugal pumps impellers // Bulletin of JSME. —vol.3, №9, 1960.—P.19–29.

80. *Miyashiro H., Okamura T., Takada K.* A study of supercavitating

pumps. 1st Report. Pump performance and cavitation on impeller blades. // Bull. JSME. — 1974, vol. 17, № 110.— P. 1056–1062.

81. *Govinda Rao, Thiruvengaram A.* Prediction of cavitation damage // Proc. ASCE. — Jour. Hya Div. — vol. 87, September, 1961

82. *Gulich J.F.* Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps // World Pumps. — 2001, № 412. — P. 28–34.

83. *Gulich J.F.* Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps // World Pumps. — 2001, № 414. — P. 22–26.

84. Gulich J.F. Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps // World Pumps. — 2001, № 415. — P. 42–44.

85. *Gulich J.F., Pace S.* Quantitative prediction of cavitation erosion in centrifugal pumps // Proc. of the 13 th IAHR Sumposium. Montreal. Canada.—Sept. — 1986. — P.1–17.

86. *Gulich J.F.* Moglecheiten und Grenzen der Vorausberechnung von Cavitationsschaden in Kreizelpumpen // Forch Ingenieurwes. — 1997. — P. 27–29.

87. *Herght P.H.* Pump research and development: Past, Present, and Future // Trans. ASME.— vol. 121, June, 1999. — P. 248–253.

88. *NPSH* for rotodynamic pumps: a reference guide. — Elsevier Advanced Technology, 1999. — 72 p.

89. *Pat.* 5192193 США, МКИ5 F04D 29/22. Impeller for centrifugal pumps / Paul Cooper, Donald P. Sloteman (США); Ingersoll-Dresser Pump Co. (США). — № 719025; Заявлено 21.06.91; Опубл. 09.03.93; НКИ 416/186 R. — 3 p.

90. *Schavello B, Visser F.* Pump cavitation — variuos NPSHR criteria NPSHA margins and impeller life expectancy. — Texas University.— 2008.— 35 p.

91. *Sloteman D.P., Robertson D.A., Margolin L.* Demonstration of cavitation life extension for suction-stage impellers in high energy pumps // Proc. of Twenty-First Int. Pump Users Symp. Turbomachinery Lab. — Texas A&M University. — College Station. — Texas. — USA. — 2004. — P. 103–115.

92. *Sulzer* centrifugal pump handbook. — Elsevier Advanced Technology, 1998. — 346 p.

93. *Thiruvengaram A. A.* unified theory of cavitation damage // Trans. ASME.—Ser. D.—vol. 85. 1963, №3.

94. *Vlaming D.J.* A method for estimating the net positive suction nead required by centrifugal pumps // ASME paper 81-WA/FE-323.—1981.

95. *Visser F.C.* et.al. Pump impeller lifetime improvement through visual study of leading edge cavitation / Proceedings of the Fifteenth International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, USA. — 1998. — P. 109–117.

96. *Wiesner F.J.* A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers // Transactions ASME. J. of Eng. for Power. — vol. 89. — 1967. — P. 558–572.

97. www.Flowserve.com. / X-Cavalloy.

98. http://www.proletarsky.ru / Питательные насосы типа ПН.

99. http://www.nempump.com/// Питательные насосы типа ПЭ.

100. http://eugene980.narod.ru/new_mat/1.htm /Высокопрочные и сверхпрочные материалы с высокой прочностью на основе железа.

101. http://www.mgtu-ssp.narod.ru/

СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения 3
Индексы 5
Сокращения 5
Введение 6
1. Автоматизированный расчет и проектирование.....9
1.1. Техническое задание.....9
1.2. КПД, потребляемая мощность и диаметр вала насоса 10
1.3. Расчет подвода 25
1.4. Расчет центробежного рабочего колеса первой ступени 31
1.5. Расчет лопаточного отвода первой ступени.....83
1.6. Расчет центробежного рабочего колеса промежуточной ступени 114
1.7. Расчет лопаточного отвода промежуточной ступени.....119
1.8. Эскизное проектирование насоса 119
1.9. Расчет устройств для уравновешивания осевых сил по программе «Гидропята» 119
1.10. Потери энергии и КПД насоса 120
1.10.1. Расчет уплотнения центробежного колеса первой ступени 120
1.10.2. Расчет уплотнения центробежного колеса промежуточной ступени.....124
1.10.3. Расчет межступенного уплотнения 124
1.10.4. Расчет дискового трения 126
1.10.5. Расчет мощности трения гидропяты или разгрузочного барабана 128
1.10.6. Расчет мощности трения в подшипниках и уплотнениях вала 129
1.10.7. Коэффициенты полезного действия насоса 130
1.11. Профилирование лопастей центробежных рабочих колес.....130
1.12. Энергетическая и кавитационная характеристики 133
1.13. Оценка критериев качества.....134
2. Проектирования центробежного насоса для вязких жидкостей 141
3. Программа «Многоступенчатый центробежный насос».....146
4. Расчетно-пояснительная записка 148
Приложение 153
Список литературы 160

Андрей Валерьевич Кузнецов
Сергей Семенович Панаиотти
Александр Иванович Савельев

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Учебное пособие

Компьютерная верстка Кузнецова А.В.

Формат 60×84/16. Печать офсетная. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Печ. л. 10,5. Усл. п. л. 10,1. Тираж 50 экз.

Отпечатано с готового оригинал-макета в КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
248600, г. Калуга, ул. Циолковского, 25, тел. 77-45-02