

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

С.С. Панайотти, А.И. Савельев

**АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Учебное пособие

Калуга
2012

ОЦН(v12)

УДК 621.5 (075.8)

ББК 31.56

П 16

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

П 16 Панайотти С.С., Савельев А.И. Автоматизированное проектирование одноступенчатого центробежного насоса / Учебное пособие. — Калуга. — 46 с., ил. 18

Разработана математическая модель и создана программа для проектирования одноступенчатых 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 домашние задания, курсовой и дипломный проекты. Оно может быть полезным специалистам, занимающихся расчетом и проектированием лопастных насосов.

Ил. 18. Табл. 2. Библиогр. 15 назв.

**УДК 621.5
(075.8)
ББК 31.56**

© Панайотти С.С., Савельев А.И., 2012

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a	— эффективное стеснение
$C = n\sqrt{Q}/(\Delta h/10)^{3/4}$	— кавитационный коэффициент быстроходности (кавитационный па- раметр Руднева)
D, d	— диаметр, м
$D_Q = \sqrt[3]{Q/n}$	— единичный диаметр
$D_0 = D_r \sqrt{1 - \bar{d}_1^2}$	— приведенный входной диаметр, м
$\bar{d}_1 = d_1/D_r$	— втулочное отношение
F	— площадь, м ²
$F_0 = \pi D_0^2/4$	— площадь меридианного потока в горловине рабочего колеса, м ²
$F_1 = 2\pi R_{ц1} l_{n1}$	— 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_T	— удельная работа колеса (теоретический напор), м
Δh	— кавитационный запас, м
K	— коэффициент проекции силы
$K_0 = D_0/D_Q$	— коэффициент приведенного входного диаметра
l_n	— длина нормали, м
$m = U_1/V_1$	— коэффициент режима
n_n	— частота вращения, об/мин
$n_s = 3,65 n_n \sqrt{Q}/H^{3/4}$	— коэффициент быстроходности
P	— давление, Па
$P_{н.п}$	— давление насыщенного пара жидкости, Па
Q	— объемная подача, расход, м ³ /с

r, R	— радиус, м
rV_u	— момент скорости, м ² /с
t	— температура, °С
$U = \omega r$	— окружная (переносная) скорость, м/с
V, W	— абсолютная, относительная скорость, м/с
Z	— число лопастей
α	— угол абсолютного потока
β	— угол относительного потока
$\beta_{\text{л}}$	— угол установки лопасти
γ_0	— угол заострения входной кромки лопасти
$\delta = \beta_{1\text{л}} - \beta_1$	— угол атаки
$\bar{\delta} = \delta / \beta_{1\text{л}}$	— относительный угол атаки
Ψ	— коэффициент стеснения
η	— коэффициент полезного действия
λ	— число кавитации лопастной решетки,
ρ	— радиус, плотность
σ	— толщина лопасти, м
$\bar{\sigma} = \sigma / T$	— относительная толщина лопасти
$\omega = \pi n / 30$	— угловая скорость, рад/с

Индексы

вх — входа; г — гидравлический; доп — допускаемый; к — колеса; кр — критический; л — лопасти; м — механический; н — насоса; н.п — насыщенного пара; о — объемный; п — потерь; р — расчетный; ср — средний; т — теоретический; ц — центробежного колеса, центра тяжести; э — экспериментальный; m — меридианные составляющие скорости; u — окружные составляющие скорости;

0 — горловина РК, выход из ЛО; 1 — вход в РК; 2 — выход из РК; 3 — вход в отвод; I, II, III — первый, второй, третий критический режим кавитации; $\bar{}$ — относительная величина.

Сокращения

КЭ — кавитационная эрозия; ЛО — лопаточный отвод; ЛТ — линия тока; РК — рабочее колесо; ТЗ — техническое задание; ЦК — центробежное рабочее колесо.

1. РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ПОЛОСТИ НАСОСА

Одноступенчатые центробежные насосы с рабочим колесом одностороннего входа предназначены для подачи воды и других неагрессивных жидкостей. Они применяются во многих отраслях промышленности, на транспорте, в городском и сельском хозяйстве для небольших стационарных и передвижных установок.

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.

Для сокращения объема учебного пособия некоторые расчеты описаны весьма кратко и более подробные сведения можно найти в работе[4].

1.1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Гидравлическая схема одноступенчатого насоса показана на рис. 1.1, а характерные сечения проточной полости — на рис. 1.2. Техническое задание на проектирование насоса приведено в табл. 1.1. При проектировании насоса в первом приближении рекомендуется выбирать значения величин «по умолчанию». В последующем эти значения обычно уточняются.

1.2. КПД, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ И ДИАМЕТР ВАЛА НАСОСА

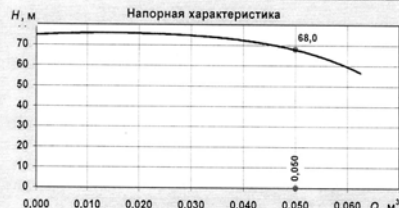


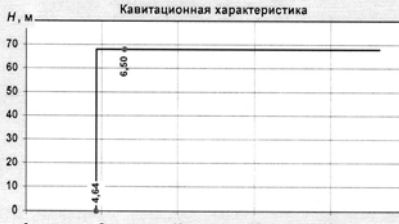
Рассмотрим баланс энергии проектируемого насоса. Для разгрузки ротора от осевой силы рабочее колесо снабжено двумя щелевыми уплотнениями. Расход утечки через уплотнения рабочего колеса $q_y = q_{ye} + q_{ya}$. Расход жидкости на смазку гидродинамических подшипников, если таковые имеются, $q_{подш}$. Этот расход проходит через рабочее колесо и возвращается во всасывающий патрубок. Потери мощности делим на механические, объемные и гидравлические.

Расчет насоса ОЦН 180-68

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				е	с	а	
1. Техническое задание							
1	Объемная подача насоса	Q_n	$\frac{м^3}{ч}$		180		
			$\frac{м^3}{с}$		0,05000		
2	Напор насоса	H_n	м		68		
3	Частота вращения	n_n	об/мин		2980		
4	Допускаемый кавитационный запас	$\Delta h_{доп}$	м		6,5		
5	Относительная максимальная подача насоса	Q_{nmax}	%		130		
6	Относительная минимальная подача насоса	Q_{nmin}	%		50		
7	Рабочая жидкость				Вода		
8	Температура	t	°C		30		
9	Плотность	ρ	$\frac{кг}{м^3}$		996		
10	Кинематическая вязкость	ν	$\frac{см^2}{с}$		0,009		
11	Минимально допускаемый КПД насоса	η_{min}			0,75		
12	Мин. ресурс между капитальными ремонтами	T	ч		30000		
13	Уровень шума на расстоянии 1 м	$l_{ш}$	дБ				
14	Виброскорость корпуса подшипника	L	мм/с		5		
15	Расположение вала				Горизонтальное		
16	Направление вращения вала со стороны входа в РК				По часовой стрелке		
17	Концевые уплотнения вала				Торцовые		
18	Форма напорной характеристики						
19	Крутизна напорной характеристики	χ	%				
20	Подвод насоса				Полуспиральный		
21							
22	Другие требования	Масса электронасоса-					
		Тип приводного двигателя -					
		электродвигатель					
2. КПД, потребляемая мощность и диаметр вала насоса							
23	Коэффициент быстроходности насоса	n_s			103		(1.17)
24	Относительный расход на собственные нужды	$q_{сн}$				0,002	
25	КПД насоса	η				0,776	
26	Потребляемая насосом мощность	N_n	кВт		42,81		(1.10)
27	Допускаемое напряжение	$[t]$	МПа			10	
28	Ориентировочный диаметр вала	d_v	мм		40,9		
3. Расчет подвода							
29	Относительная площадь входного патрубка	$\bar{F}_{вх}$				1,69	(1.14)
30	Козф. диаметра входного патрубка	$K_{D_{вх}}$			5,9		(1.15)
31	Диаметр входного патрубка	$D_{вх}$	мм		149,9		(1.15)
32	Радиус ЛТ в горловине ЦК	r_o	мм	61,5	46,1	21,5	Рис. 1.8
33	Профиль момента скорости в горловине ЦК	$-(rV_u)_o$		1,4	1,0	0,4	Рис.1.3
34	Профиль меридианной скорости в горловине ЦК	$-V_{om}$		0,8	1,0	1,2	Рис.1.3
35	Относительный расход	Q_0/Q_1			1,000		
36	Коэффициент момента скорости	K				0,06	(1.21)
4. Расчет центробежного рабочего колеса							
37	Тип ЦК					2	Рис. 1.4
38	Козф. запаса по кавитационному срыву	$k_{ш\text{ вх}}$				1,4	(1.35)
39	Кавитационный коэф. быстроходности ЦК	$C_{ш}$			1249		(1.39)
40	КПД первой ступени по результатам модельных испытаний	η_m					
		η_o					
		η_r				0,89	(1.8)
		η					
41	Втулочное отношение	d_1				0,35	(1.43)
42	Относит. толщина входной кромки на средней ЛТ	$\sigma_{1с}$				0,042	(1.44)

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размер- ность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				е	с	а	
43	Коэффициент проекции силы	K		0,40			Рис. 1.6
44	Эффективное стеснение	$a_{\text{eff}} \cdot 10^{-3}$		16,8			(1.45)
45	Коэффициент приведенного входного диаметра	K_0		4,5			Рис. 1.6
46	Диаметр горловины	D_f	мм	123,1			(1.47)
47	Диаметр втулки	d_1	мм	43,1			(1.47)
48	Степень диффузорности входного участка ЦК	F_1		1,14			(1.51)
49	Приведенный кавитац. коэф. быстроходности ЦК	C_{11}					
50	Параметр толщины входной кромки на средней ЛТ	S_{1c}					
51	Коэффициент режима	m_c					(1.52)
52	Число лопастей первого ряда	Z_1		7			(1.48)
53	Толщина входной кромки на средней ЛТ	σ_{1c}	мм	1,8			
54	Оптимальный по λ_{min} угол атаки на средней ЛТ	$\delta_{\text{опт.с}}$	градус	13,0			(1.53)
55	Выбранный угол атаки на средней ЛТ	δ_c	градус	3,5			(1.54)
56	Угол установки лопасти на средней ЛТ	$\beta_{1\text{пл}}$	градус	23,0			(1.54)
57	Приближенный коэффициент стеснения на входе	$\psi_{1\text{с}}$		0,87			(1.56)
58	Относительный радиус по покрывному диску	ρ_e		0,975			(1.57)
59	Угол	ξ	градус	68			(1.61)
60	Макс. относительная площадь на повороте	$F_{\text{длmax}}$		1,30			(1.63)
61	Относительная площадь на повороте	$F_{\text{п}}$		1,11			(1.68)
62	Угол наклона основного диска	E_d	градус	0			
63	Координата торца входной воронки	z_o	мм	24			Рис. 1.8
64	Ширина на выходе	b_2	мм	19			
65	Радиус по покрывному диску	ρ_e	мм	25,0			(1.58a)
66	Радиус по основному диску	$\rho_{\text{и}}$	мм	38,9			(1.58б)
67	Параметр наклона основного диска	B	мм	0,0			Рис. 1.8
68	Угол наклона покрывного диска	E_p	градус	8,6			Рис. 1.8
69	Параметр наклона покрывного диска	A	мм	37,3			Рис. 1.8
70	Осевая длина меридианной проекции	l_z	мм	73,5			Рис. 1.8
71	Радиус средней ЛТ в горловине	r_c	мм	46,1			Рис. 1.8
72	Радиус средней ЛТ на повороте	$r_{\text{с.п}}$	мм	48,0			Рис. 1.8
73	Радиус вдоль входной кромки	r_1	мм	61,5	48,4	26,6	
74	Площадь при входе на лопасти	F_1	мм ²	10437	11899	11899	
75	Показатель степени	n		1			
76	Угол установки лопасти	$\beta_{1\text{п}}$	градус	16	23	45	
77	Угол атаки	δ	градус	1,6	2,8	4,0	
78	Толщина входной кромки лопасти	σ_1	мм	1,8	1,8	1,8	(1.29), (1.30)
79	Максимальная толщина лопасти	σ_{max}	мм	5	5	5	(1.50)
80	Приближенный коэффициент стеснения на входе	ψ_1		0,86	0,88	0,88	(1.56)
81	Толщина лопасти на начальном участке	σ_E	мм	4	4	4	Рис. 1.7
82	Угол	μ_{AE}	градус	30	40	50	Рис. 1.7
83	Угол заострения лопасти	γ_0	градус	3,8	3,4	3,8	Рис. 1.7
84	Относительная толщина каверны	$h_{\text{м}}$		0,4	0,5	0,4	
85	Кавитационный запас начала кавитации	$\Delta h_{\text{вх}}$	м	7,57			(1.28)
86	Относительная длина каверны	l_k		0,76			(1.33)
87	Материал ЦК			Сталь 2Х13			
88	Временное сопротивление материала ЦК	σ_B	МПа	620			
89	Предел текучести материала ЦК	σ_T	МПа	440			
90	Параметр Тирвенгадама	a		0,0005			
91	Относительный параметр КЭ	W_f/W_n		0,51			
92	Коэффициент свойств материала	F_{mat}		1			
93	Коэффициент свойств жидкости	F_{cor}		1			
94	Сторона лопасти			1,000			
95	Скорость кавитационной эрозии	E	мм/ч	1,70Е-07			
96	Максимальная глубина разрушений	h_{max}	мм	0,0051			
97	Относит. критическая подача насоса	$Q_{\text{н.кр}}/Q_n$		0,51			
98	Оптимальная ширина ЦК на выходе	$b_{\text{зонт}}$	мм	20,3	17,8	16,4	

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				е	с	а	
99	Оптимальная ширина ЦК на выходе	$b_{\text{зопт}}$	мм	20,3	17,8	16,4	
100	Оптимальный наружный диаметр ЦК	$D_{\text{зопт}}$	мм	236,3	243,7	242,2	
101	Входной радиус второго ряда лопастей	R_1	мм				
102	Число лопастей второго ряда	Z_2					
103	Параметр	R_1/R_2		0,52	0,41	0,23	
104	Параметр	$(R_1/R_2)^{0,2}$		0,10	0,04	0,01	
105	Угол установки лопасти на выходе	$\beta_{\text{эл}}$	градус	22	22	22	
106	Коэффициент прозрачности	k		0	0	0	Рис. 1.9
107	Коэффициент активного радиуса	y		0,82	0,82	0,82	
108	Толщина выходной кромки	σ_2	мм	3	3	3	Рис. 1.10
109	Коэффициент стеснения на выходе	ψ_2		0,93	0,93	0,93	(1.74)
110	Наружный радиус	R_2	мм	120,9	120,9	120,9	(1.66)
111	Расходный параметр на расчетном режиме	q_p			0,263		
112	Степень диффузорности относительного потока	W_2			0,815		(1.71)
113	Относительная площадь на выходе из ЦК	F_2			1,383		(1.71)
114	Коэффициент реактивности ЦК	ρ			0,737		(1.72)
115	Коэффициент напора насоса	H_1			0,469		(1.73)
5. Расчет спирального отвода							
116	Коэффициент ширины отвода	m_3				0,05	
117	Ширина входа в отвод	b_3	мм		31,1		Рис. 1.11
118	Входной радиус	R_3	мм		133,3		Рис. 1.11
119	Угол между языком и расчетным сечением	φ_p	градус			345	Рис. 1.11
120	Сечение спирального канала					Круглое	
121	Относительная высота расчетного сечения	h_p/R_3			0,470		
122	Угол наклона трапеции	α	градус			10	
123	Высота расчетного сечения	h_p	мм		62,6		Рис. 1.11
124	Козф. диаметра выходного патрубка	$K_{D_{\text{вых}}}$				3,52	
125	Диаметр выходного патрубка	$D_{\text{вых}}$	мм		90,2		Рис. 1.11
126	Угол раскрытия эквивалентного диффузора	γ_3	градус			8	
127	Длина диффузора	l_d	мм		196,8		Рис. 1.11
128	Степень расширения диффузора	n_d			2,1		
129	Скорость на выходе из диффузора	$V_{\text{вых}}$	м/с		7,8		
130	Минимальная толщина языка	σ_{min}	мм		6,3		
131	Выбранная толщина языка	σ_3	мм			3	Рис. 1.11
132	Сторона конструкторского квадрата	a	мм		15,7		
133	Радиус	ρ_1	мм		141,2		
134	Радиус	ρ_2	мм		156,8		
135	Радиус	ρ_3	мм		172,5		
136	Радиус	ρ_4	мм		188,1		
6. Эскизное проектирование насоса							
Эскизное проектирование насоса выполняется любым доступным способом (вручную или с помощью AutoCAD, SolidWorks)							
7. Потери энергии и КПД насоса							
7.1. Расчет уплотнения рабочего колеса на ведомом диске							
137	Диаметр щели уплотнения	D_{y1}, D_{y2}, D_{y3}	мм	140			Рис 1.14
138	Радиальный зазор щели уплотнения	$\delta_{y1}, \delta_{y2}, \delta_{y3}$	мм	0,25			Рис 1.14
139	Длина щели уплотнения	l_{y1}, l_{y2}, l_{y3}	мм	20			Рис 1.14
140	Эквивалентная шероховатость	Δ_y	мм			0,01	
141	Коэффициент расхода уплотнения	μ			0,549		(1.84)
142	Относительный расход утечки	\bar{q}_y	%		3,5		
143	Нормативный относительный расход утечки	$\bar{q}_{y, \text{норм}}$	%		3,1		
7.2. Расчет уплотнения рабочего колеса на ведущем диске							
144	Диаметр щели уплотнения	D_{y1}, D_{y2}, D_{y3}	мм	140			Рис 1.14
145	Радиальный зазор щели уплотнения	$\delta_{y1}, \delta_{y2}, \delta_{y3}$	мм	0,25			Рис 1.14
146	Длина щели уплотнения	l_{y1}, l_{y2}, l_{y3}	мм	20			Рис 1.14
147	Эквивалентная шероховатость	Δ_y	мм			0,01	

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение по ЛТ			Формула или рисунок
				e	c	a	
147	Коэффициент расхода уплотнения	μ		0,549			(1.84)
148	Относительный расход утечки	\bar{q}_y	%	3,5			
149	Нормативный относительный расход утечки	$\bar{q}_{y, \text{норм}}$	%	3,1			
7.3. Расчет дискового трения ЦК							
150	Ширина левой и правой пазухи	S_{el}, S_{ex}	мм	10		20	Рис. 1.13
151	Длины цилиндр. поверхностей на дисках ЦК	$l_{цл}, l_{цк}$	мм	3		3	Рис. 1.13
152	Относит. мощность дискового трения всех ЦК	$\Sigma N_{\tau д}$	%	5,5			(1.97)
7.4. Расчет мощности трения подшипников ротора							
153	Радиус, длина шейки и радиальный зазор	$R_{пл}, l_{пл}, \delta_{пл}$	мм	32	50	0,06	
154	Кинематическая вязкость смазки	$\nu_{пл}$	см ² /с	0,14			
155	Плотность смазки	$\rho_{пл}$	кг/м ³	880			
156	Относит. мощность трения подшипников ротора	$\Sigma N_{\text{тр.подш}}$	%	1,0			(1.6)
7.5. Коэффициенты полезного действия насоса							
157	Механический КПД	η_m		0,935			(1.3)
158	Объемный КПД	η_o		0,933			(1.7)
159	Гидравлический КПД	η_g		0,890			(1.8)
160	КПД насоса	η		0,777			(1.9)
8. Профилирование лопастей ЦК по программе "Профилирование лопасти"							
161	Строка запуска программы профилирования	"C:\Program Files\DJnsoft\Профилирование ЦК\MaxSE.exe"					
162	Имя файла для параметров ЦК первой ступени	c:\mcsp_1.xpm					
9. Энергетическая и кавитационная характеристики							
n = 2980 об/мин							
							
							
10. Оценка критериев качества							
163	Кавитационный коэф. быстроходности насоса	$C_{ш.вк}$		1185			
164	Коэф. запаса по кавитационному срыву	$K_{ш.вк}$		1,40			(1.35)
165	Относительный параметр КЗ	$W_{\tau}/W_{\tau n}$		0,51			
166	Относительная критическая подача насоса	$Q_{кр}/Q_n$		0,51			
167	КПД насоса	η		0,777			(1.9)
168	Коэффициент напора промежуточной ступени	H_i		0,47			(1.73)
169	КПД по данным Луначи	$\eta_{ЛУН}$		0,81			Рис. 1.16
170	КПД по формуле Шапиро	$\eta_{ШАП}$		0,87			(1.99)
171	Коэф. быстроходности протоступени по EUROPUMP	$n_{\text{в}} 3,65$		28			
172	КПД по данным EUROPUMP	η_{EURO}		0,86			
173	Коэффициент напора по данным ВИГМ	$H_{\text{ВИГМ}}$		0,49			(1.101)
174	Коэффициент напора по данным EUROPUMP	H_{EURO}		0,52			(1.102)

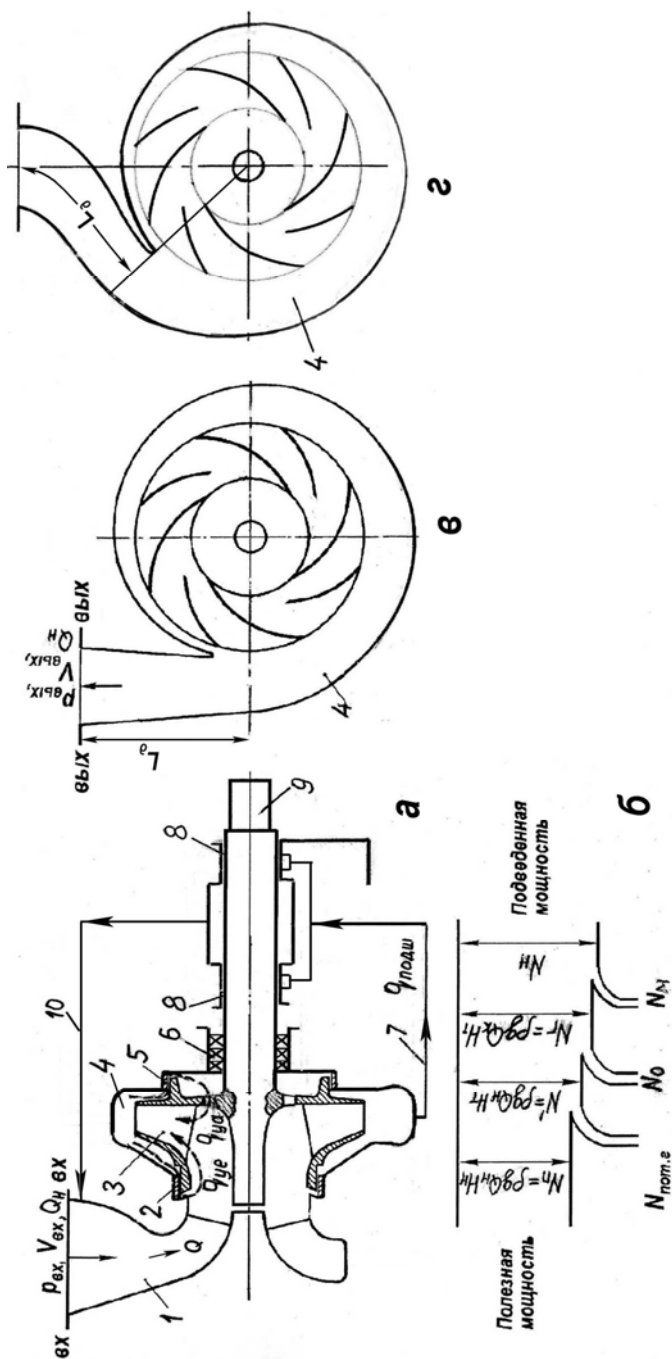


Рис 1.1. Схема (а) и баланс энергии (б) центробежного насоса:

1 — подвод; 2 — шеевое уплотнение на ведомом диске; 3 — рабочее колесо; 4 — спиральный отвод; 5 — шеевое уплотнение на ведущем диске; 6 — уплотнение вала; 7 — канал для подачи перекачиваемой жидкости на смазку подшипников; 8 — подшипники; 9 — вал; 10 — канал отвода перекачиваемой жидкости от подшипников

1.2.1. 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 $\sum N_{\text{т.д.}}$ на преодоление жидкостного трения обоих дисков, цилиндрических поверхностей на наружном диаметре и колец щелевых уплотнений рабочих колёс. Мощность механических потерь:

$$N_{\text{м}} = \sum N_{\text{т.подш}} + \sum N_{\text{т.д}}, \quad (1.1)$$

Оставшаяся мощность $N_{\text{г}}$ передается рабочими колесами проходящей через них жидкости и называется *гидравлической мощностью насоса*. Если объемный расход через рабочее колесо $Q_{\text{к}}$, а теоретический напор ступени $H_{\text{т}}$ то гидравлическая мощность рассматриваемого насоса:

$$N_{\text{г}} = \rho g Q_{\text{к}} H_{\text{т}} = \rho g (Q_{\text{н}} + q_{\text{у}} + q_{\text{подш}}) H_{\text{т}}. \quad (1.2)$$

Механический КПД насоса

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{г}}}{N_{\text{н}}}, \quad (1.3)$$

где потребляемая насосом мощность

$$N_{\text{н}} = N_{\text{г}} + N_{\text{м}}. \quad (1.4)$$

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

$$\eta_{\text{м}} = 1 - \left(\sum \bar{N}_{\text{т.подш.}} + \sum \bar{N}_{\text{т.д.}} \right). \quad (1.5)$$

Каждое из слагаемых в скобках представляет собой отношение потерь мощности к мощности на валу насоса. 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.

1.2.2. Объемные потери

Объемный расход жидкости $q_{\text{у}} = q_{\text{уе}} + q_{\text{уа}}$ из области высокого давления на выходе из рабочего колеса через щелевые уплотнения на

диске колеса возвращается на его вход и уносит энергию $\rho g q_y H_T$. Поэтому объемная потеря мощности $N_o = \rho g q_y H_T$. После вычитания этой мощности из гидравлической получим мощность, сообщаемую полезному расходу жидкости:

$$N' = \rho g Q_H H_T. \quad (1.6)$$

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

$$\eta_o = N' / N_T. \quad (1.7)$$

1.2.3 Гидравлические потери

При движении жидкости в проточной полости насоса на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочих колес и отвода затрачивается мощность.

Эти потери оцениваются *гидравлическим КПД насоса*, который представляет собой отношение полезной мощности к мощности, сообщаемой насосом полезному расходу жидкости:

$$\eta_r = N_n / N'.$$

Гидравлический КПД оценивается по формуле Ломакина [5]:

$$\eta_r = 1 - 0,42 / (\lg D_0 - 0,172)^2, \quad (1.8)$$

в которой D_0 подставляется в мм.

На основании приведенных выше уравнений КПД насоса можно представить как произведение:

$$\eta = \frac{N_n}{N_H} = \frac{N_T}{N_H} \frac{N'}{N_T} \frac{N_n}{N'} = \eta_m \eta_o \eta_r. \quad (1.9)$$

Далее переходим к расчету насоса (табл.1.1). Одновременно выполняется профилирование лопастей по программе [12].

Потребляемая насосом мощность

$$N_H = N_n / \eta. \quad (1.10)$$

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 3,65 n_H \sqrt{Q_H} / H^{3/4}. \quad (1.11)$$

1.3. РАСЧЕТ ПОДВОДА

По расходу

$$Q = (1 + \bar{q}_{сн}) Q_H \quad (1.12)$$

Потери энергии

$$h_{\text{п.подв}} = \zeta_{\text{подв}} V_0^2 / 2g. \quad (1.18)$$

Диаметр входного патрубка принят равным

$$D_{\text{вх}} = 125 \text{ мм}.$$

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

$$\overline{(rV_u)}_{0e,c,a} = 1, \quad \overline{(V_{0m})}_{e,c,a} = 1, \quad \kappa = 0. \quad (1.19)$$

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 [7] эти величины в сечении 0–0 изменяются вдоль радиуса как показано на рис.1.3. На рисунках безразмерная меридианная скорость $\bar{V}_{0m} = V_{0m}/V_{0\text{мср}}$, где меридианная скорость на произвольном радиусе r равна V_{0m} , а средняя скорость $V_{0\text{мср}} = Q_{\kappa}/F_0$. Заданный профиль меридианной скорости должен удовлетворять следующему условию: подсчитанный по профилю скорости интегральный объемный расход Q_0 должен равняться расходу $Q_1 = Q_{\text{н}} + q_{\text{сн}}$. Соответствующие расчеты можно найти в работе [4]. Безразмерный момент скорости $\overline{(rV_u)}_0 = (rV_u)_0 / (rV_u)_{0c}$. Утечка через переднее уплотнение рабочего колеса подкручивает основной поток, увеличивая средний момент скорости в сечении 0–0. Как показано в работе [4], средний момент скорости с учетом подкрутки будет:

$$(rV_u)_{0c} = \left[q_y \omega D_y / 8 + Q_1 (rV_u)_{\text{подв}} \right] / (Q_1 + q_y). \quad (1.20)$$

При этом средний момент скорости на выходе из подвода

$$(rV_u)_{\text{подв}} = \left\{ \kappa^3 \sqrt[3]{Q_1^2 n_{\text{н}}} \right\}. \quad (1.21)$$

Так что

$$\overline{(rV_u)}_{0e,c,a} = 1,4; 1; 0,4, \quad \overline{(V_{0m})}_{e,c,a} = 0,8; 1,0; 1,2. \quad (1.22)$$

При предварительных расчетах коэффициент момента скорости для кривоосных или прямоосных полуспиральных подводов выбираем

$$\kappa \approx 0,05. \quad (1.21)$$

Если насос снабжен *кольцевым подводом*, то принимаем распределение меридианных скоростей по уравнению (1.22) и полагаем $\kappa = 0$.

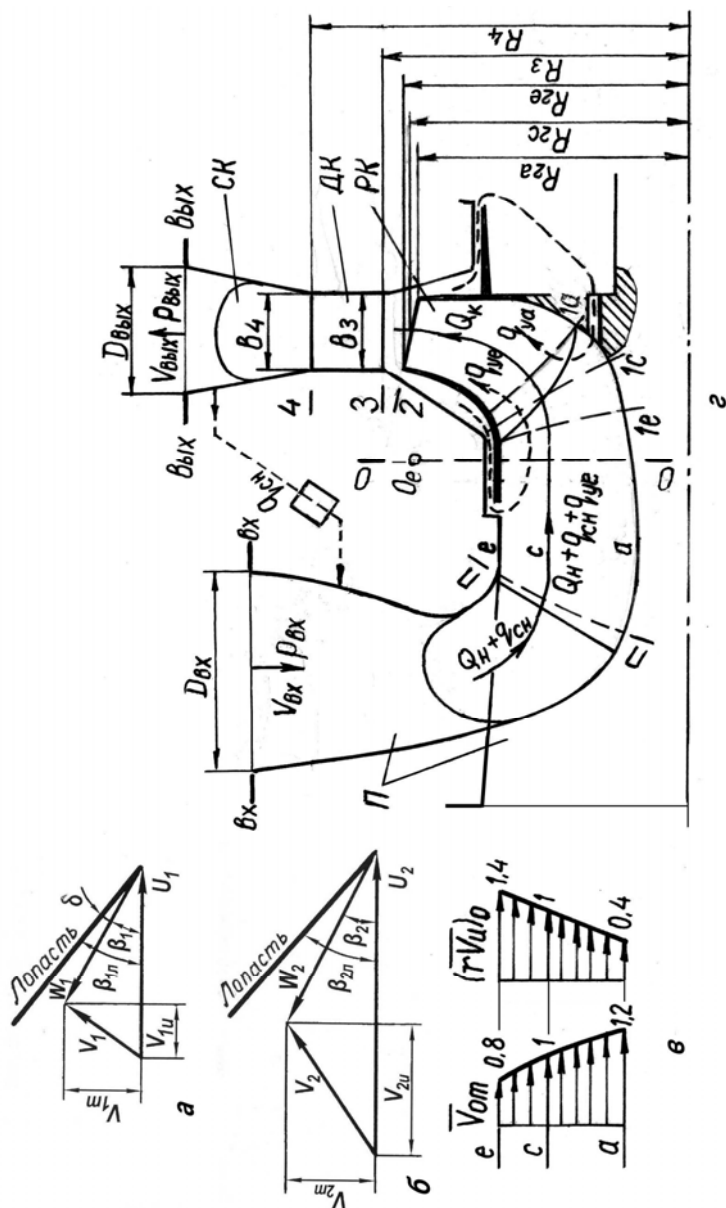


Рис. 1.3. Треугольники скоростей, безразмерные поля меридианной скорости и момента скорости в горловине рабочего колеса:

Π — подвод; PK — рабочее колесо; DK — диффузорные каналы; CK — спиральный канал

Дополнительные данные для полуспиральных подводов приведены в работе [2], размещенной на сайте [15].

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 — малообоснованное предположение. Считая, что $(rV_u)_{0c} = (rV_u)_0$ и принимая во внимание поле моментов скорости, получим

$$(rV_u)_{0e} = \overline{(rV_u)}_{0e} (rV_u)_{0c}, \quad (rV_u)_{0c} = \overline{(rV_u)}_{0c} (rV_u)_{0c}, \quad (rV_u)_{0a} = \overline{(rV_u)}_{0a} (rV_u)_{0c} \quad (1.22)$$

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

$$\left. \begin{aligned} V_{lme} &= \bar{V}_{0me} Q_\kappa / F_{1e}, \quad V_{lmc} = \bar{V}_{0mc} Q_\kappa / F_{1c}, \quad V_{lma} = \bar{V}_{0ma} Q_\kappa / F_{1a} \\ V_{lue} &= (rV_u)_{0e} / r_{1e}, \quad V_{luc} = (rV_u)_{0c} / r_{1c}, \quad V_{lua} = (rV_u)_{0a} / r_{1a} \end{aligned} \right\} \quad (1.23)$$

1.4. РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА

1.4.1 Кавитация и кавитационная эрозия

По положению входной кромки лопастей рабочие колеса можно разделить на три типа (рис. 1.3). Предполагаем, что поверхности тока

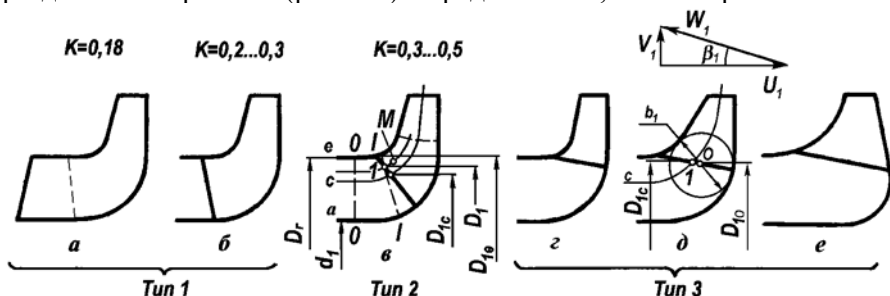


Рис. 1.4. Типы центробежных рабочих колес, коэффициенты проекции силы и входной треугольник скоростей:

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

в рабочем колесе представляют собой поверхности вращения. Вдоль нормальной линии, пересекающей линии тока под прямым углом, меридианная скорость считается 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 работе [12]. Срывной кавитационный запас рабочего колеса рассчитывается по схеме *суперкавитационного течения* в элементарных решетках входного участка колеса на этих же поверхностях тока, как изложено в [7]. Кавитационный запас начала кавитации рассчитан, как описано ниже.

Зависимость напора H и потребляемой мощности N от кавитационного запаса на входе в насос

$$\Delta h_{\text{вх}} = \left(p_{\text{вх}} + \rho V_{\text{вх}}^2 / 2 - p_{\text{н.п}} \right) / \rho g \quad (1.24)$$

при постоянных частоте вращения n и подаче Q насоса называется *частной кавитационной характеристикой насоса*. Такая характеристика насоса представлена на рис. 1.4. (Для упрощения записи в обозначениях Δh_i , Δh_l и т. д. опущен индекс «вх»), а в обозначениях Q , H и т. д. опущен индекс «н». На частной кавитационной характеристике можно отметить несколько критических режимов кавитации. Кавитационные каверны появляются в рабочем колесе при кавитационном запасе Δh_l . Это — режим 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 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 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. *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.*

1.4.2. Начало кавитации

Можно попытаться обобщить данные для начала кавитации, построив зависимости экспериментального коэффициента кавитации от относительного угла атаки $\bar{\delta} = \delta/\beta_{1л}$ или расходного параметра, как в работе [4].

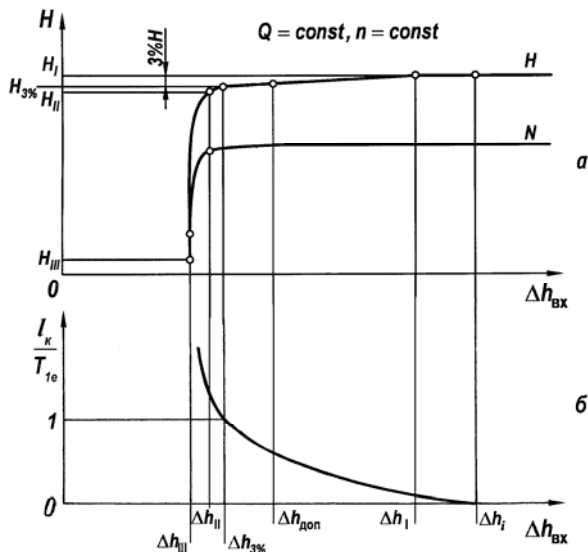


Рис. 1.5. Частная кавитационная характеристика насоса (а) и длина каверны (б)

$$\lambda_{i3} = (2g\Delta h_{i3} - V_{1e}^2) / W_{1e}^2 \quad (1.25)$$

$$q_{1e} = (\text{tg}\beta_1 / \psi_1 \text{tg}\beta_{1л})_e. \quad (1.26)$$

Для расчетов коэффициента кавитации будем пользоваться двумя эмпирическими формулами:

$$\lambda_i = \begin{cases} 0,25 + 5(q_1 - 1)^2, & \text{если } 0,5 < q_1 \leq 1; \\ 0,25 + 20(q_1 - 1)^2, & \text{если } 1 < q_1 < 1,3. \end{cases} \quad (1.27)$$

Далее рассчитаем соответствующий началу кавитации кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{iвх} = (V_{1e}^2 + \lambda_i W_{1e}^2) / 2g + \Delta h_{п.подв}. \quad (1.28)$$

Потери энергии в подводе зависят от вида подвода и рассчитываются по формуле (1.19).

1.4.3. Кавитационный срыв

Коэффициент кавитации для срывного режима рассчитывается по формуле:

$$\lambda_{III} = \left[\frac{\sin \beta_1 + \sqrt{\sin^2 \delta + a \sin(\beta_1 - \delta)}}{\sin(\beta_1 + \delta) - a} \right]^2 - 1. \quad (1.29)$$

где эффективное стеснение

$$a = K \sigma_1 / T. \quad (1.30)$$

Значения K указаны на рис. 1.4.

Срывной кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{III\text{вх}} = (V_{1c}^2 + \lambda_{III} W_{1c}^2) / 2g + h_{п.подв}. \quad (1.31)$$

1.4.4. Скорость кавитационной эрозии

Во многих случаях приходится назначать допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}} < \Delta h_i$. При этом в РК имеются кавитационные каверны некоторой длины (рис. 1.4) и возможна КЭ. Однако, если скорость КЭ мала, то насос может иметь требуемый ресурс работы. Скорость КЭ оценим по эмпирической формуле Gulich [4]. Скорость КЭ рассчитывается по локальной максимальной глубине разрушения. Последняя определяет срок службы РК. 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 КЭ лопастей РК в мм/ч:

$$E = c(l_k / l_{k,10})^n (\sigma_{\text{доп}} - \varphi_{1e}^2)^3 U_{1e}^6 \rho^3 F_{cor} / 8 F_{mat} \sigma_B^2, \quad (1.32)$$

где

$c = 8,28 \cdot 10^{-6}$ мм/ч · Па, $n = 2,83$ — для тыльной стороны лопасти;

$c = 396 \cdot 10^{-6}$ мм/ч · Па, $n = 2,6$ — для лицевой стороны лопасти;

l_k и $l_{k,10} = 10$ мм — длина и исходная длина каверны, мм;

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

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

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

F_{cor} , F_{mat} — коэффициенты, учитывающие свойства перекачиваемой жидкости и материала;

σ_v — временное сопротивление материала колеса, Па. Для оценки длины каверны можно воспользоваться эмпирической формулой Gulich [4]:

$$\bar{l}_k = (l_k / T_{1e}) = \begin{cases} 0, & \text{если } \sigma_{доп} > \sigma_i; \\ 1 - [(\sigma_{доп} - \sigma_{3\%}) / (\sigma_i - \sigma_{3\%})]^{0,33}, & \text{если } \sigma_{3\%} \leq \sigma_{доп} \leq \sigma_i. \end{cases} \quad (1.33)$$

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 насос. На рис. 1.4 представлена частная кавитационная характеристика совместно с зависимостью относительной длины каверны (l_k / T_{1e}) от кавитационного запаса. Если $\Delta h_{доп} \geq \Delta h_i$, то кавитация в насосе отсутствует и $l_k = 0$. При $\Delta h_{доп} < \Delta h_i$ в РК имеется каверна. По мере уменьшения $\Delta h_{доп}$ длина каверны увеличивается. При кавитационном запасе $\Delta h_{3\%}$ каверна достигает горла межлопаточного канала: $l_k \approx T_{1e}$. При $\Delta h \rightarrow \Delta h_{III}$ длина каверны $l_k \rightarrow \infty$. Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$ задан в ТЗ. Поэтому $\sigma_{доп} = 2g\Delta h_{доп} / U_{1e}^2$.

Как показывает анализ частных кавитационных характеристик центробежных насосов $n_s \leq 150$, спроектированных с соблюдением общеизвестных требований к густоте решеток, углам атаки и т.д., они крутопадающие. Поэтому можно полагать кавитационный запас при 3% падении напора $\Delta h_{3\%} = 1,1\Delta h_{IIIвх}$, а соответствующий безразмерный кавитационный запас $\sigma_{3\%} = 1,1(2g\Delta h_{IIIвх} / U_{1e}^2)$. Безразмерный кавитационный запас σ_i , при котором в РК начинается кавитация $\sigma_i = 2g\Delta h_{ивх} / U_{1e}^2$, где $\Delta h_{ивх}$ рассчитывается по формуле (1.24). Вычислив по (1.28) скорость КЭ, находим максимальную глубину разрушения h_{max} за время работы T , указанное в ТЗ: $h_{max} = TE$. Эту глубину разрушения следует сравнить с толщиной лопасти σ_k в месте замыкания каверны. Расстояние от входной кромки лопасти до этого места равно длине каверны.

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 к входному патрубку коэффициент запаса по кавитационному срыву

$$k_{\text{IIIвх}} = \Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{\text{IIIвх}} > 1. \quad (1.34)$$

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

$$1,2 \leq k_{\text{IIIвх}} \leq 1,4. \quad (1.35)$$

Для насосов с высоким ресурсом работы фирма Sulzer [4] рекомендует выбирать отнесенный ко входу в насос коэффициент запаса

$$k_{\text{IIIвх}} \approx k_{3\%} = 1,14 \left(\Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{\text{ref}} \right)^{0,12}. \quad (1.36)$$

По умолчанию $k_{\text{IIIвх}}$ рассчитывается по уравнению (1.36). В случае необходимости в соответствующую двойную ячейку можно ввести другой коэффициент запаса. Критический кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{\text{IIIвх}} = \Delta h_{\text{доп}} / k_{\text{IIIвх}}, \quad (1.37)$$

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

$$\Delta h_{\text{III}} = \Delta h_{\text{IIIвх}} - h_{\text{п.подв}}. \quad (1.38)$$

Поэтому критический кавитационный коэффициент быстроходности рабочего колеса

$$C_{\text{III}} = n_{\text{н}} \sqrt{Q} / (\Delta h_{\text{III}} / 10)^{3/4}. \quad (1.39)$$

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_{s1} = 3,65 n_{\text{н}} \sqrt{Q_{\text{н}}} / H_{\text{н}}^{3/4}. \quad (1.40)$$

Объемный КПД насоса

$$\eta_o = Q / (Q + q_y), \quad (1.41)$$

Гидравлический КПД этой ступени оценивается по формуле [1,36]:

$$\eta_r = 1 - 0,42 / [\lg(1000 D_0) - 0,172]^2. \quad (1.42)$$

Втулочное отношение $\bar{d}_1 = d_1 / D_r$ (рис. 1.2) выбирается в пределах

$$0 < \bar{d}_1 < 0,4 \quad (1.43)$$

Необходимо, чтобы гайка для крепления рабочего колеса на валу имела достаточно большой диаметр, как показано рис. 1.10.

Назначается относительная толщина входной кромки лопасти

$$0,02 \leq \bar{\sigma}_{1c} \leq 0,06, \quad (1.44)$$

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

$$a_c = K_c \bar{\sigma}_{1c}. \quad (1.45)$$

Предусмотрена возможность ввода коэффициента K_c вручную.

Для известных $C_{III\max} = C_{III}$, \bar{d}_1 и a_c по рис. 1.5 находим

$$K_0 = 3,8. \quad (1.46)$$

Затем вычисляются геометрические размеры рабочего колеса

$$\begin{aligned} D_0 &= K_0 D_{Q1}, \\ D_r &= D_0 / \sqrt{1 - \bar{d}_1^2}, \\ d_1 &= \bar{d}_1 D_r, \\ D_{1c} &= \begin{cases} D_r \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2)/2}, & \text{если тип 1;} \\ 1,05 D_r \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2)/2}, & \text{если тип 2,} \end{cases} \end{aligned} \quad (1.47)$$

а также относительный диаметр $\bar{D}_{1c} = D_{1c}/D_r$. Последняя из формул (1.47) — 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.

Согласно работе [3] 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	(1.48)

Толщина входной кромки

$$\sigma_{1c} = \pi D_{1c} \bar{\sigma}_{1c} / Z_1 \quad (1.49)$$

рабочих колес, отлитых из сталей 20Л, 20Х13Л, Х18Н12МЗТЛ, должна удовлетворять ограничению [3]:

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	(1.50)
500	3...4	7...8	5...6	
800	4...5	10...14	8...10	

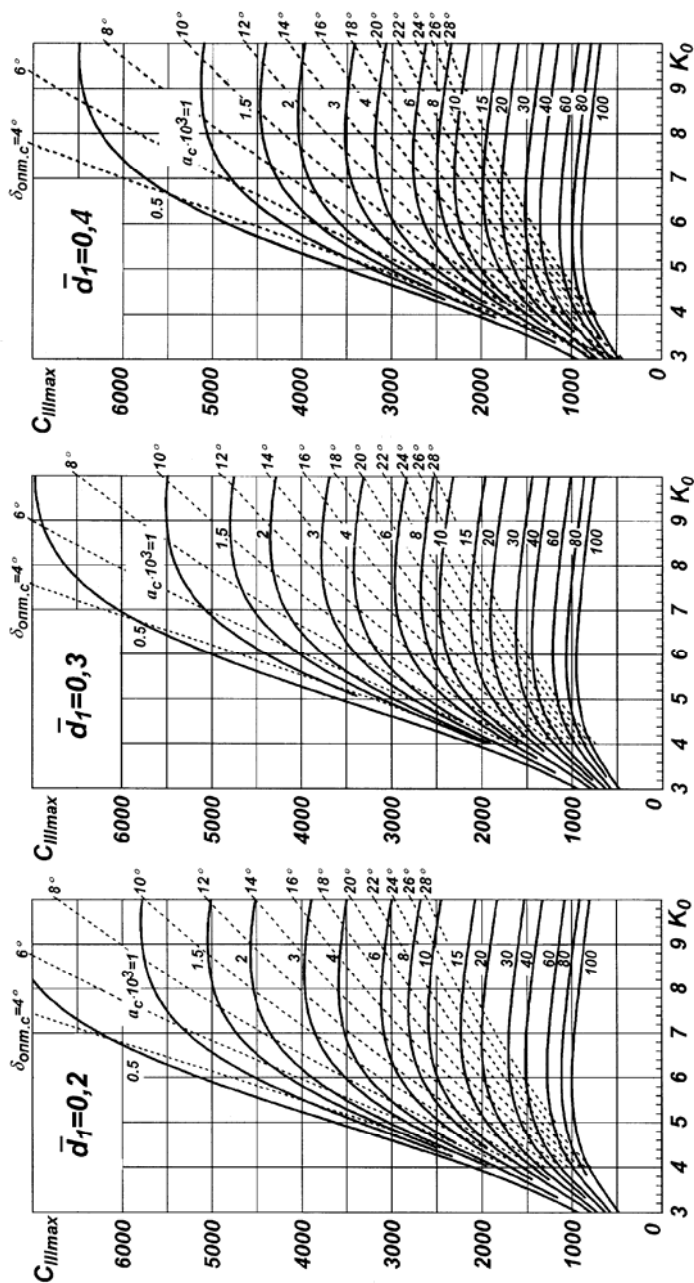


Рис. 1.6. Зависимость $C_{III\max} = f(K_0, \bar{d}_1, a_c)$ при $\delta = \delta_{\text{opt}}$

где все размеры в мм. Соответствующий этим данным график нормальных толщин лопасти приведен на рис. 1.6.

Для РК типов 2 и 3 площадь F_1 и $\bar{F}_1 = F_1/F_0$ определяется первоначально приближенно по диаметру b_1 вписанной окружности с центром O на входной кромке (рис. 1.8a):

$$F_1 = \pi D_{1O} b_1. \quad (1.50a)$$

В зависимости от выбранного типа рабочего колеса задается степень диффузорности его входного участка. Для РК типа 1

$$\bar{F}_1 = 1. \quad (1.51)$$

Далее степень диффузорности \bar{F}_1 уточняется при профилировании лопастей.

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

$$\left. \begin{aligned} V_{1uc} &= 2(rV_u)_1/D_{1c}, \\ U_{1c} &= \omega D_{1c}/2, \\ F_{1c} &= \bar{F}_1 \pi D_0^2/4, \\ m_c &= (U_{1c} - V_{1uc})/(\mathcal{Q}/\eta_{ol} F_{1c}), \\ \beta_{1c} &= \arctg(1/m_c). \end{aligned} \right\} \quad (1.52)$$

Согласно уравнению (1.19) работы [8], оптимальный по λ_{\min} угол атаки

$$\delta_{\text{опт.с}} = \arcsin \sqrt{a_c / \sin \beta_{1c}}. \quad (1.53)$$

Угол атаки δ_c и угол установки лопасти β_{1lc} целесообразно выбирать меньше оптимальных

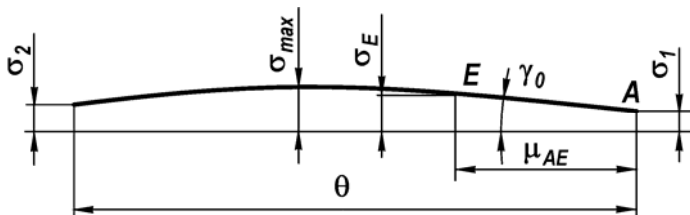


Рис. 1. 7. График нормальных толщин лопасти рабочего колеса ($\theta = 125^\circ$, $\mu_{AE} = 40^\circ$)

$$\left. \begin{aligned} \delta_c &= (0,3 \dots 0,7) \delta_{\text{опт.с}} = 5 \dots 7^\circ, \\ \beta_{1\text{лс}} &= \beta_{1\text{с}} + \delta_c. \end{aligned} \right\} \quad (1.54)$$

Для уменьшения средней относительной скорости и потерь энергии при входе в колесо, а также диффузорности межлопаточного канала рекомендуется, чтобы $\beta_{1\text{лс}} \geq 15^\circ$,

$$(1.55)$$

а коэффициент стеснения

$$\psi_{1\text{с}} = 1 - \bar{\sigma}_{1\text{с}} / \sin \left[\arctg (\tg \beta_{1\text{лс}} \sin \lambda_c) \right] \geq 0,8. \quad (1.56)$$

Причем, в этой формуле принят предварительно $\lambda_c = 60^\circ$. Если толщина входной кромки $\sigma_{1\text{с}}$ и коэффициент стеснения $\psi_{1\text{с}}$ не удовлетворяют ограничениям (1.50) и (1.56), то нужно уменьшить \bar{d}_1 , Z_1 и увеличить $\bar{\sigma}_{1\text{с}}$. Наиболее эффективный способ увеличения $\sigma_{1\text{с}}$ и $\psi_{1\text{с}}$ — применение двухрядной решетки лопастей с малым числом лопастей на входном участке. Если подкрутить поток на входе в колесо с помощью полуспирального подвода, то можно увеличить β_1 и соответственно $\beta_{1\text{лс}}$.

Затем рассчитываются размеры меридианной проекции рабочего колеса (рис. 1.8б). Форма меридианного сечения центробежного колеса определяется диаметрами втулки d_1 и горловины D_r , радиусом дуги окружности ρ_e , относительной площадью \bar{F}_Π на повороте потока из осевого направления в радиальное, углом ξ наклона линии MN центров O_e и O_a окружностей, наружным радиусом $R_{2\text{с}}$ 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. 1.8) рекомендуется выбирать относительный радиус по ведомому (покрывному) диску

$$0,6 \leq \bar{\rho}_e = \rho_e / D_Q \leq 1,3. \quad (1.57)$$

В среднем $\bar{\rho}_e \approx 1$. Меньшие значения следует выбирать для рабочих колес с малыми длинами l_z и относительными площадями \bar{F}_Π . Радиус

$$\rho_e = \bar{\rho}_e D_Q, \quad (1.58a)$$

а радиус по ведущему (покрывному) диску обычно назначается

$$\rho_a > \rho_e. \quad (1.58б)$$

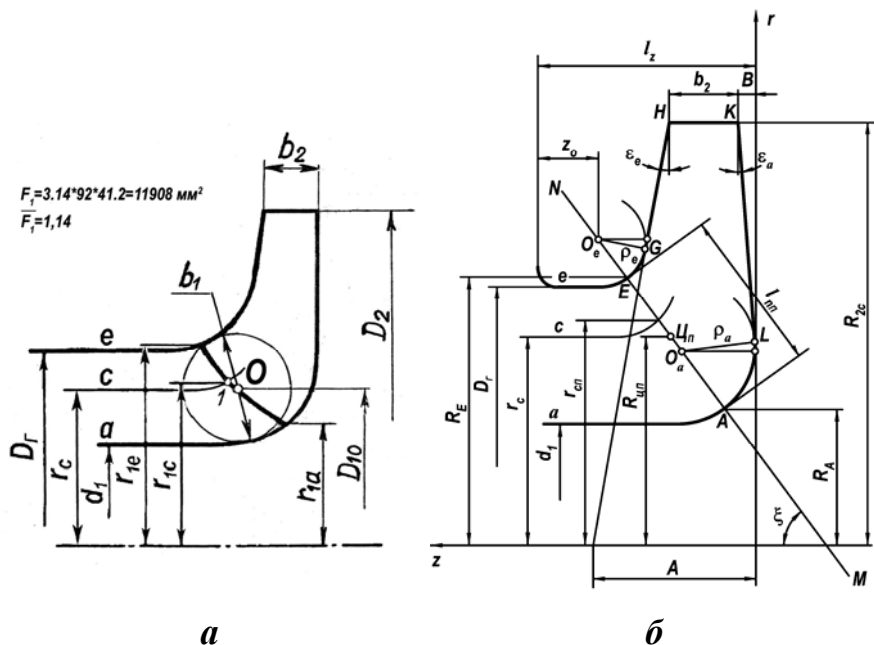


Рис. 1.8. Площадь входа на лопасти (а) и меридианная проекция рабочего колеса (б)

Кроме того, следует принять во внимание замечания о волнистости поверхности лопасти [14, с. 25]. Относительная площадь $\bar{F}_\Pi = F_\Pi / F_0$ меридианного потока в этом месте выбирается

$$1,2 \leq \bar{F}_\Pi \leq 1,4. \quad (1.59)$$

Площадь на повороте потока из осевого направления в радиальное:

$$F_\Pi = \pi \bar{F}_\Pi D_0^2 / 4. \quad (1.60)$$

Линию MN центров окружностей располагаем под углом

$$\xi = 45 \pm 15^\circ. \quad (1.61)$$

Увеличение этого угла смещает максимум F_Π навстречу потоку. Из рис. 1.7 следует, что $(\rho_e + D_r/2 - R_{\text{цп}}) / \sin \xi - \rho_e = l_{\text{мп}}/2$, где радиус центра тяжести $R_{\text{цп}}$, расположенный на середине нормали EA , связан с площадью F_Π на повороте потока соотношением $R_{\text{цп}} = F_\Pi / 2\pi l_{\text{мп}}$. После подстановки $R_{\text{цп}}$ в предыдущее уравнение и небольших преобразований получим квадратное уравнение для длины нормали на повороте. Его решение:

$$\left. \begin{aligned} l_{\text{мп}} &= S - \sqrt{S^2 - F_{\text{п}} / \pi \sin \xi}, \\ \text{где } S &= [(1 - \sin \xi) \rho_e + D_r / 2] / \sin \xi. \end{aligned} \right\} \quad (1.62)$$

На основании первой формулы (1.54) площадь $F_{\text{п}} \leq \pi S^2 \sin \xi$. Поэтому относительная площадь на повороте потока (1.58) не может превышать максимально допускаемую

$$\bar{F}_{\text{п max}} = F_{\text{п max}} / F_0 = (4S^2 \sin \xi) / D_0^2, \quad (1.63)$$

где S определяется по второй формуле (1.57). Значение $F_{\text{п max}}$ рассчитывается ПЭВМ и отображается на экране.

Далее определяется скорость КЭ лопастей рабочего колеса и максимальная глубина разрушений.

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

Коэффициент прозрачности k , относительный активный радиус y и коэффициент нулевого направления i

$$\begin{aligned} y &= (r_a / R_2)^2, \\ i &= 1 / b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2\text{л}} \end{aligned} \quad (1.64)$$

находим по теории плоских гидродинамических решеток [9] в соответствии с рис. 1.9 и 1.10. Теоретический напор решетки на поверхности тока

$$H_{\text{т}} = \frac{\omega}{g} (1 - k) \left(y R_2^2 \omega - \frac{R_2 V_{2m}}{\psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2\text{л}}} - (r V_u)_1 \right), \quad (1.65)$$

а ее наружный радиус

$$R_2 = \frac{V_{2m}}{2\omega y \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2\text{л}}} + \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{1}{y} \left(\frac{g H_{\text{т}}}{1 - k} + \omega (r V_u)_1 \right) + \left(\frac{V_{2m}}{2y \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2\text{л}}} \right)^2}. \quad (1.66)$$

Очень часто при выбранных $\bar{\rho}_e$, ξ , $\bar{F}_{\text{п}}$, ε_a , b_2 угол наклона покрывного диска ε_e принимает неприемлемые значения: слишком большой или отрицательный. Обычно в насосах общепромышленного назначения

$$\varepsilon_e \leq 10^\circ \quad (1.67)$$

Поэтому рекомендуется начертить, например, с помощью программы Компас, меридианную проекцию с приемлемым углом ε_e и опреде-

лить по чертежу ξ , $l_{мп}$, $R_{цп}$, площадь $F_{п} = 2\pi R_{цп} l_{мп}$ и относительную площадь $\bar{F}_{п} = F_{п} / \left[\pi (D_r^2 - d_1^2) / 4 \right]$. Затем ввести эти окончательные значения в программу.

Угол $\beta_{2л}$ установки лопасти на выходе из рабочего колеса выбирается на основании следующих соображений [7]. 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. Для проектируемого насоса

$$\beta_{2л} = 22^\circ. \quad (1.68)$$

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

$$\bar{W}_2 = W_2 / W_1 = F_1 \psi_1 \sin \beta_{1л} / F_2 \psi_2 \sin \beta_{2л}, \quad (1.69)$$

или относительной площади на выходе

$$\bar{F}_2 = F_2 / F_0. \quad (1.70)$$

Для уменьшения гидравлических потерь энергии в рабочем колесе рекомендуется:

$$0,7 \leq \bar{W}_2 \leq 1, \quad 1 \leq \bar{F}_2 \leq 2. \quad (1.71)$$

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

$$\rho = H_{пот} / H_t = 1 - gH_t / 2U_{2c}^2. \quad (1.72)$$

В соответствии с [4] нормативные коэффициенты реактивности рабочих колес следующие:

Таблица 1.2

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

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

Радиальный габарит рабочего колеса можно характеризовать *коэффициентом напора*

$$\bar{H} = gH / U_2^2. \quad (1.73)$$

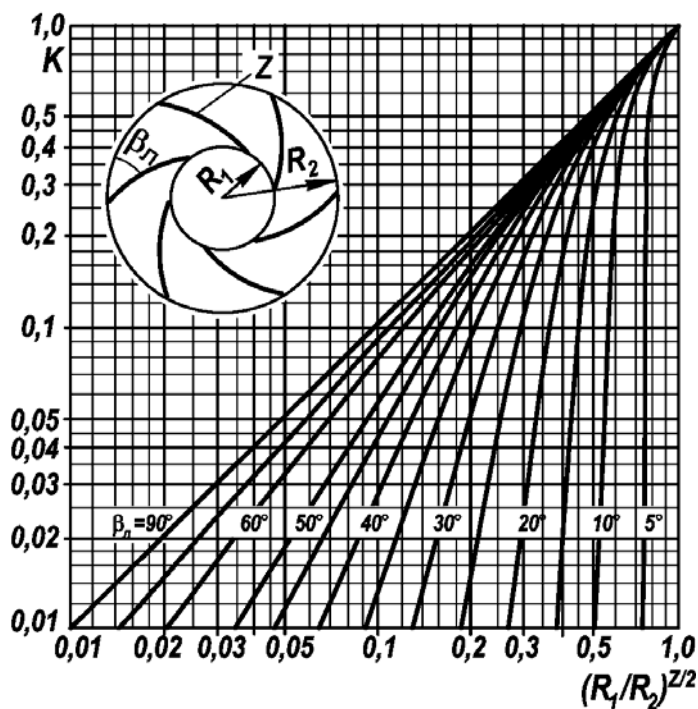


Рис. 1.9. Зависимость $k = f[\beta_n, (R_1/R_2)^{z/2}]$ для круговой решетки из отрезков логарифмических спиралей [10]

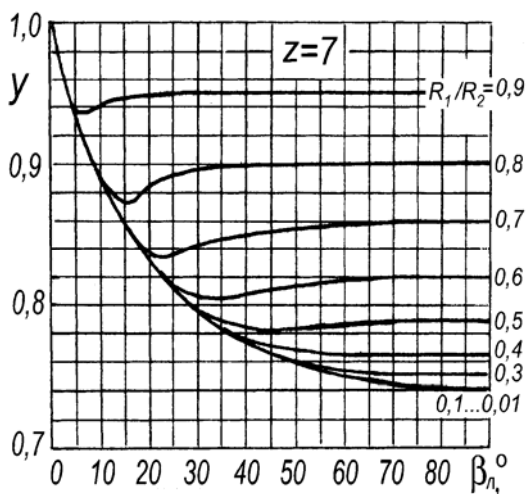


Рис. 1.10. Относительный активный радиус круговой решетки [10]

На толщину выходной кромки σ_2 накладывается *ограничение* (1.50) и обычно *коэффициент стеснения*

$$\psi_2 = 1 - Z\sigma_2 / 2\pi R_2 \sin[\arctg(\operatorname{tg}\beta_{2л} \sin\lambda_2)] \geq 0,9, \quad (1.74)$$

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

После расчета меридианной скорости на выходе из рабочего колеса

$$V_{2m} = (Q_1 + q_y) / 2\pi R_2 b_2 \quad (1.75)$$

и теоретического напора $H_T = H / \eta_r$ согласно уравнению (1.66) вычисляются наружные радиусы рабочего колеса по трем линиям тока.

1.5. РАСЧЕТ ОТВОДА

1.5.1. Расчет спирального отвода.

Спиральный отвод насоса по рис. рассчитывается по осредненным параметрам потока (рис. 1.11). Предполагаем, что в любом радиальном сечении потока за рабочим колесом момент скорости постоянный

$$rV_u = \text{const} = (rV_u)_2, \quad (1.76)$$

и меридианные скорости на начальной окружности радиуса R_3 также постоянные. Так как расход жидкости через цилиндрическую поверхность AB равен расходу через трапецидальное сечение BC , то уравнение линии тока в полярных координатах:

$$\frac{cQ_{н\Phi}}{2\pi} = \int_{R_3}^{R_3+h} V_u b dr = (rV_u)_2 \int_{R_3}^{R_3+h} \frac{b}{r} dr, \quad (1.77)$$

где согласно [3] поправочный коэффициент c обычно выбирается равным

$$c = \begin{cases} 0,616n_s^{0,097}, & \text{если } n_s \leq 150; \\ 1, & \text{если } n_s > 150. \end{cases} \quad (1.78)$$

Вдоль линии тока располагаем наружную стенку отвода. В случае спирального канала с трапецидальной формой поперечного сечения, как показано на рис. 1.12а

$$b = b_3 + 2(r - R_3)\operatorname{tg}\alpha. \quad (1.79)$$

Подставляя (1.79) в (1.77) и интегрируя, получим связь между безразмерной высотой сечения и углом его расположения в градусах:

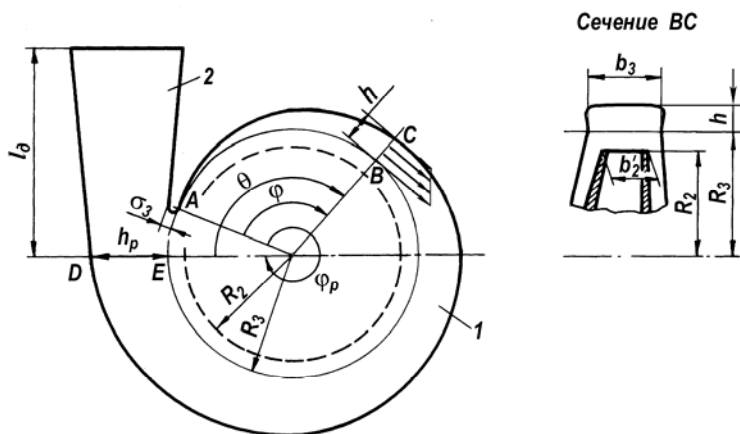


Рис. 1.11. Спиральный отвод:

1 — спиральный канал; 2 — диффузор

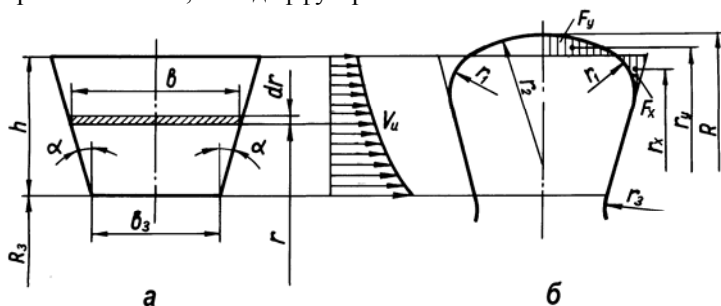


Рис. 1.12. Спиральный канал с трапецидальным (а) и грушевидным (б) сечениями

$$\varphi^\circ = 360 \left[2\bar{h} - (2 - \bar{b}_3) \ln(1 + \bar{h}) \right] / \bar{Q}, \quad (1.80)$$

где

$$\bar{h} = h/R_3, \quad \bar{b}_3 = b_3/R_3 \tan \alpha, \quad \bar{Q} = cQ_n / (rV_u)_2 R_3 \tan \alpha.$$

Подбираем такие значения h , чтобы получить $\varphi = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ и т.д. Затем трапецидальным сечениям придается гидродинамически и технологически благоприятная грушевидная форма, как показано на рис. 1.12б. При этом к трапецидальным сечениям добавляются площади F_y и вычитаются F_x так, чтобы

$$F_x / F_y = r_x / r_y,$$

где r_x, r_y — центры тяжести заштрихованных сечений.

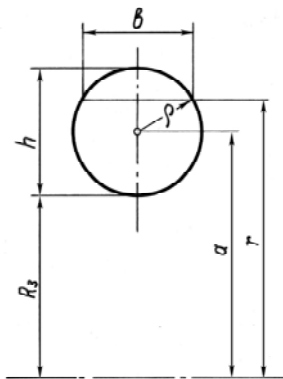


Рис. 1.12а. Спиральный канал круглого сечения

Как следует из рис. 1.12а, для спирального канала круглого поперечного сечения $(b/2)^2 + (r-a)^2 = \rho^2$. Поэтому

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2} \quad (1.81)$$

Следовательно $\int_{R_3}^{R_3+h} \frac{b}{r} dr = 2 \int_{a-\rho}^{a+\rho} \sqrt{\rho^2 - (r-a)^2} \frac{dr}{r} = 2\pi \left(a - \sqrt{a^2 - \rho^2} \right)$. Так

как $a = R_3 + \rho$, то $\int_{R_3}^{R_3+h} \frac{b}{r} dr = 2 \int_{a-\rho}^{a+\rho} \sqrt{\rho^2 - (r-a)^2} \frac{dr}{r} = 2\pi \left(R_3 + \rho - \sqrt{R_3^2 + 2R_3\rho} \right)$

и согласно (1.77) $\frac{cQ_{\text{н}\phi}}{2\pi(rV_u)_2} = 2\pi \left(R_3 + \rho - \sqrt{R_3^2 + 2R_3\rho} \right)$. Переходя от

радианной меры измерения угла к градусной и обозначая

$$cQ_{\text{н}}/720\pi(rV_u)_2 = J, \quad (1.82)$$

найдем $J\phi^\circ = R_3 + \rho - \sqrt{R_3^2 + 2R_3\rho}$. Принимая во внимание, что $h = 2\rho$, после некоторых преобразований получим текущую высоту сечения спирального канала:

$$h = 2 \left(J\phi^\circ + \sqrt{2R_3J\phi^\circ} \right), \quad (1.82a)$$

где угол ϕ° подставляется в градусах. При $\phi = \phi_p$ получим высоту расчетного сечения

$$h_p = 2 \left(J\phi_p^\circ + \sqrt{2R_3J\phi_p^\circ} \right), \quad (1.82б)$$

Высоты по (1.82а) представлены на листе «Геометрические размеры».

1.5.2. Расчет комбинированного отвода.

Такой отвод показан на рис. 1.3. Поток жидкости из рабочего колеса поступает в диффузорные каналы (лопаточный направляющий аппарат), в спиральный канал и далее в напорный патрубок. Вместо лопаточного направляющего аппарата может быть безлопаточный диффузор. Вместо спирального канала переменного сечения может быть кольцевой канал постоянного сечения или любое другое устройство для сбора жидкости. Напорный патрубок может представлять собой диффузор, конфузор или канал постоянного сечения.

В отводе преобразуется в энергию давления кинетическая энергия $\Delta = (V_2^2 - V_{\text{вых}}^2)/2g = (V_2^2 - V_4^2)/2g + (V_4^2 - V_{\text{вых}}^2)/2g$, где все скорости средние, а коэффициенты кинетической энергии считаются равными единице. Разделив это уравнение на кинетическую энергию Δ ,

получим в относительных величинах: $1 = \bar{\Delta}_{2-4} + \bar{\Delta}_{4-\text{вых}}$, где доля $\bar{\Delta}_{2-4} = (V_2^2 - V_4^2)/(V_2^2 - V_{\text{вых}}^2)$, а доля $\bar{\Delta}_{4-\text{вых}} = (V_4^2 - V_{\text{вых}}^2)/(V_2^2 - V_{\text{вых}}^2)$.

Так как на участке 4 — вых это преобразование сопровождается большими потерями энергии, то большая доля кинетической энергии должна преобразовываться в энергию давления на участке 2 — 4. Можно рекомендовать

$$\bar{\Delta}_{2-4} = 0,8 \dots 0,9. \quad (1.82\text{в})$$

Далее найдем геометрические размеры аппарата. Так как $V_4^2 = V_{\text{вых}}^2 + (V_2^2 - V_{\text{вых}}^2)\bar{\Delta}_{4-0} = V_{\text{вых}}^2 + (V_2^2 - V_{\text{вых}}^2)(1 - \bar{\Delta}_{2-4})$, то площадь на выходе из направляющего аппарата

$$F_4 = Q_1 / Z_{\text{ло}} \sqrt{(V_{2mc}^2 + V_{2uc}^2) \left[1 - \left(1 - \frac{V_{\text{вых}}^2}{V_{2mc}^2 + V_{2uc}^2} \right) \bar{\Delta}_{2-4} \right]}, \quad (1.82\text{г})$$

Причем $V_{\text{вых}} = 4Q_{\text{н}}/\pi D_{\text{вых}}^2$.

1.6. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСА

При эскизном проектировании выбираются размеры уплотнений РК, устройства уравнивания 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, крышка и др. Эскизный проект представлен на рис. 1.13.

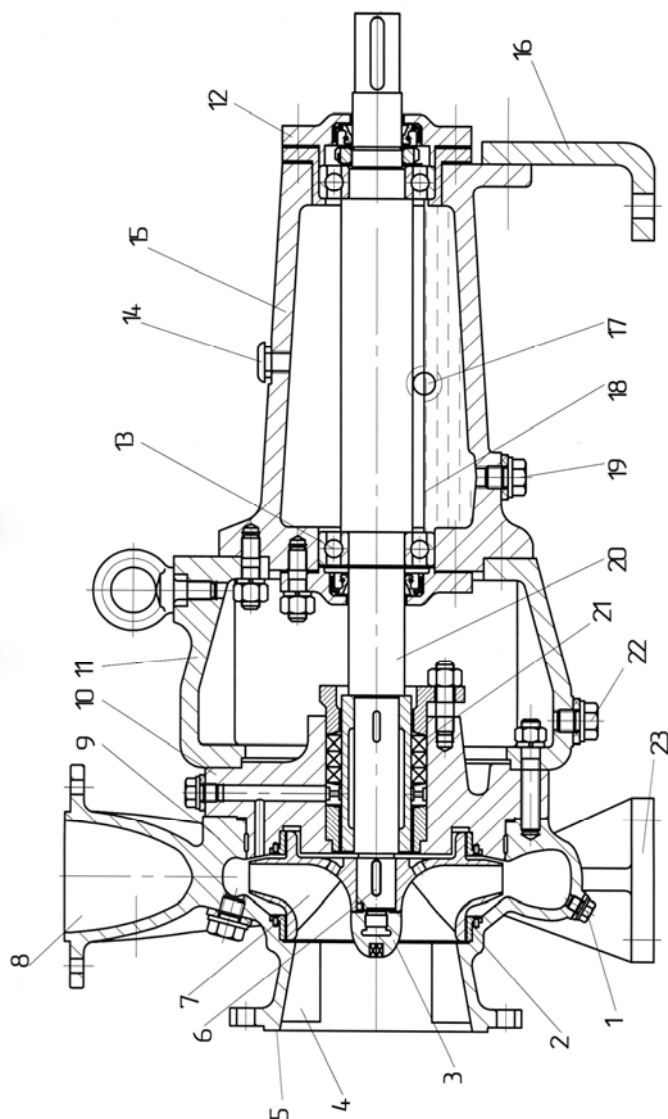


Рис 1.13. Эскизный проект одноступенчатого центробежного насоса ОЦН 180-68:

1 — пробка сливная; 2 — кольцо уплотнения; 3 — гайка; 4 — ребро; 5 — входной патрубок; 6 — шпонка; 7 — рабочее колесо; 8 — выходной патрубок; 9 — корпус спирального отвода; 10 — промежуточный диск; 11 — фланец; 12 — крышка подшипника; 13 — шарикоподшипник; 14 — пробка; 15 — стойка; 16 — ножка; 17 — указатель уровня масла; 18 — уровень масла; 19 — пробка слива масла; 20 — вал; 21 — уплотнение вала; 22 — слив утечки; 23 — опора корпуса;

1.7. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И КПД НАСОСА

1.7.1. Расчет уплотнений рабочего колеса

Для предотвращения утечки жидкости из области высокого давления на выходе из рабочего колеса в область низкого давления на входе в колесо оно снабжается щелевыми уплотнениями (рис. 1.10).

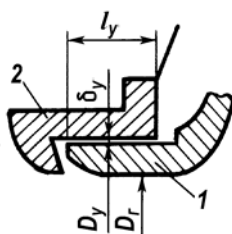


Рис. 1.14. Однощелевое уплотнение рабочего колеса:

1 — кольцо на диске рабочего колеса; 2 — кольцо корпуса

В соответствии с [3] расход утечки через однощелевое уплотнение рабочего колеса

$$q_y = \mu \pi D_y \delta_y \sqrt{2gH_y}. \quad (1.83)$$

Коэффициент расхода уплотнения

$$\mu = \left[\frac{\lambda_y l_y}{2\delta_y} + 1,3 \right]^{-1/2}. \quad (1.84)$$

а перепад напоров на уплотнении в соответствии с [3]

$$H_y = H_\tau - \frac{V_{2uc}^2}{2g} - \frac{U_{2c}^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{D_y}{2R_{2c}} \right)^4 \right], \quad (1.85)$$

где

$$V_{2uc} = (gH_\tau - \omega(rV_u)_1) / U_{2c}, \quad U_{2c} = \omega R_{2c}. \quad (1.86)$$

Коэффициент трения любой из щелей вычисляется по формулам Пуазейля и Прандтля-Никурадзе

$$\lambda = \begin{cases} 64/Re, & \text{если } Re \leq 2300; \\ \left[2 \lg(\delta_y/\Delta_y) + 1,74 \right]^{-2}, & \text{если } Re > 2300. \end{cases} \quad (1.87)$$

В этой формуле Δ_y — эквивалентная шероховатость поверхности щели. Осевая и окружная составляющие абсолютной скорости в щели уплотнения и число Рейнольдса:

$$V_z = q_y / \pi D_y \delta_y, \quad V_u = \omega D_y / 4, \quad \text{Re} = 2\delta_y \sqrt{V_z^2 + V_u^2} / \nu. \quad (1.88)$$

С учетом вращения кольца уплотнения коэффициент трения щели

$$\lambda_y = \lambda \sqrt{1 + \left[(V_u / V_z) / (1 + 1,3\sqrt{\lambda}) \right]^2}. \quad (1.89)$$

Если рабочее колесо имеет одно уплотнение на ведомом диске, то в программу следует ввести радиальный зазор в уплотнении на ведущем диске $\delta_{y1} = 0,0001$ мм. При этом уплотнении будет «закрыто» и расход через него $q_y = 0$.

1.7.2. Расчет дискового трения

Мощность трения дисков рассчитывается по эмпирическим формулам Седач и Неспела для коэффициентов трения дисков, приведенным в [4]. Расчет учитывает направление токов жидкости в боковых полостях, окружные составляющие скорости жидкости на вышеупомянутых границах принимается равным нулю, а диски — гидравлически гладкими. Мощность трения колец уплотнений рабочего колеса рассчитаем согласно [1]. Мощности дискового трения рассчитываются для левого и правого диска порознь, а затем складываются.

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \omega R_{2c}^2 / \nu \quad (1.90)$$

и коэффициент трения

$$C_{f_0} = \begin{cases} 0,667 / \sqrt{\text{Re}}, & \text{если } 2 \cdot 10^4 < \text{Re} < 10^5; \\ 0,0185 / \sqrt[5]{\text{Re}}, & \text{если } \text{Re} \geq 10^5. \end{cases} \quad (1.91)$$

Влияние тока жидкости в пазухе на дисковое трение учитываем по эмпирическим формулам. Сумма мощностей трения диска и его наружной цилиндрической поверхности

$$N_{\text{т.д}} = (C_{f_0} + \Delta C_f) \rho \omega^3 R_2^5 (1 + 5l_{\text{ц}} / R_2), \quad (1.92)$$

где $l_{\text{ц}}$ — длина наружной цилиндрической поверхности, а ΔC_f — поправка на влияние тока жидкости. В эту формулу подставляются соответствующие величины и рассчитываются мощности трения левого $N_{\text{т.де}}$ и правого $N_{\text{т.да}}$ дисков.

В соответствии с [1] коэффициент момента трения одного кольца уплотнения рабочего колеса

$$C_{fy} = \frac{\pi}{16} \frac{\lambda}{(1+1,3\sqrt{\lambda})^2} \sqrt{1 + \left[\frac{(1+1,3\sqrt{\lambda})q_y}{\pi(D_y/2)^2 \delta_y \omega} \right]^2}. \quad (1.93)$$

Коэффициент трения λ вычисляется по формуле (1.60). Мощность трения

$$N_{т.у} = C_{fy} \rho \omega^3 (D_{y1}/2)^4 \Sigma l_y, \quad (1.94)$$

где суммарная длина щелей уплотнения рабочего колеса

$$\Sigma l_y = l_{y1} + l_{y2} + l_{y3}. \quad (1.95)$$

Мощность дискового трения насоса

$$\Sigma N_{т.д} = N_{т.де} + N_{т.да} + 2N_{т.у}. \quad (1.96)$$

Относительная мощность дискового трения

$$\Sigma \bar{N}_{т.д} = (\Sigma N_{т.д}) / N_n \quad (1.97)$$

входит в уравнение (1.5) для механического КПД насоса и позволяет судить о влиянии дискового трения на механический КПД насоса.

1.7.3. Расчет мощности трения в подшипниках и уплотнениях вала

Проектируемый насос может иметь гидродинамические или шариковые подшипники. Потери на трение в подшипниках и торцовом уплотнении вала приняты равными 2% от потребляемой насосом мощности.

1.7.4. Коэффициенты полезного действия насоса

Механический, объемный и гидравлический КПД насоса рассчитываются по уравнениям п. 1.2.

1.8. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС

Профилирование выполняется на ПЭВМ в интерактивном режиме по программе «Профилирование лопасти» [14]. Лопасти рабочего колеса профилируются на осесимметричных поверхностях тока равноскоростного меридианного потока с применением конформных отображений. Результаты профилирования представлены на рис. 1.15.

1.9. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ И КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Представление об энергетической характеристике спроектированного насоса дают графики табл. 1.1, п. 9. Для их построения использованы типичные зависимости безразмерных напора $\bar{H} = H/H_p$ и КПД $\bar{\eta} = \eta/\eta_p$ от безразмерной подачи $\bar{Q} = Q/Q_p$ центробежных насосов с коэффициентами быстроходности $n_s = 64...402$ из монографии [12].

Кроме того, на вышеупомянутом рисунке представлена частная кавитационная характеристика насоса.

1.10. ОЦЕНКА КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА

Спроектированный насос оценивается следующими критериями качества: кавитационным коэффициентом быстроходности

$$C_{\text{ШВХ}} = n_n \sqrt{Q_n} / (\Delta h_{\text{ШВХ}}/10)^{3/4}, \quad (1.98)$$

коэффициентом запаса $k_{\text{ШВХ}}$ по кавитационному срыву, параметрами кавитационной эрозии $W_1/W_{1п}$ и h_{max} , относительной критической подачи $Q_{н.кр}/Q_n$, при которой на входе в рабочее колесо возникают обратные токи, коэффициентом полезного действия, а также коэффициентом напора. Эти критерии сравниваются по каталогам, проспектам и др. с достигнутыми показателями для лучших насосов того же типа.

На рис. 1.16 представлены зависимости наивысшего максимального КПД насосов от коэффициента быстроходности и приведенного входного диаметра, полученные на основе статистического анализа характеристик насосов ведущих зарубежных и отечественных фирм [7]. Д.т.н. Шапиро А.С. проанализировал КПД на расчетном режиме 132 высокооборотных одноступенчатых центробежных и шнеко-центробежных насосов с $n_s = 16...290$ одностороннего всасывания со спиральным отводом. Максимально возможный КПД насоса выражен следующей эмпирической формулой:

$$\eta_{\text{ШАП}} = 1 - \exp \left[-28,6 (Q/n)^{1/5} \right] / \left[14 / (n_s - 3) + 0,91 + 0,00054 (n_s - 3) \right], \quad (1.99)$$

где Q — расчетная подача насоса, м³/с; n — частота вращения, об/мин. Эта зависимость представлена на рис. 1.17.

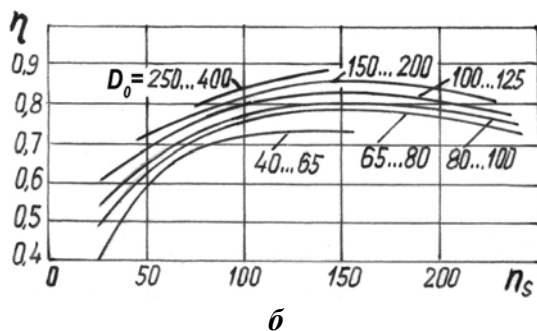
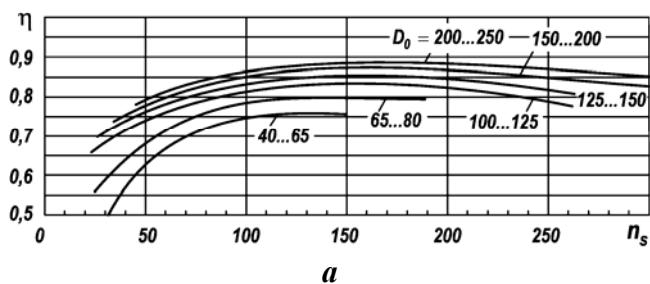


Рис. 1.16. Наивысший уровень КПД консольных насосов (а) и насосов типа “Inline” (б) с закрытым рабочим колесом при $K_0 = 4,5$. На кривых указаны диапазоны D_0 в мм. Данные [7].

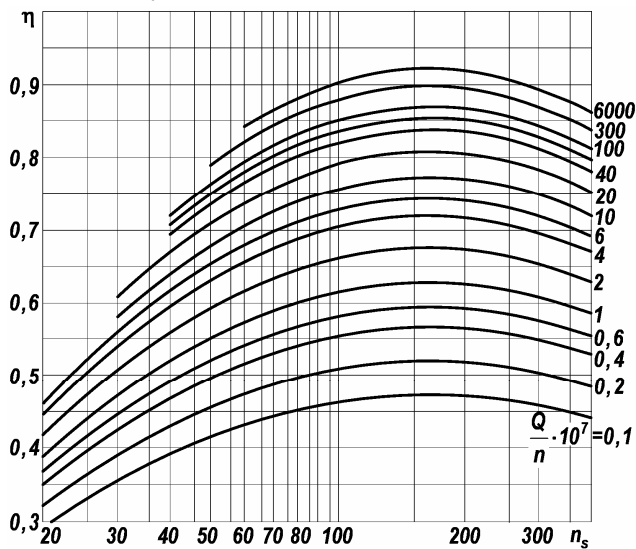


Рис. 1.17. Максимально возможный КПД насоса по данным Шапиро А.С.

Коэффициент напора насоса

$$\bar{H} = gH / U_{2e}^2, \quad (1.100)$$

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 [3], составляет

$$\bar{H}_{\text{ВИГМ}} = 0,495 / (n_s / 100)^{0,33}. \quad (1.101)$$

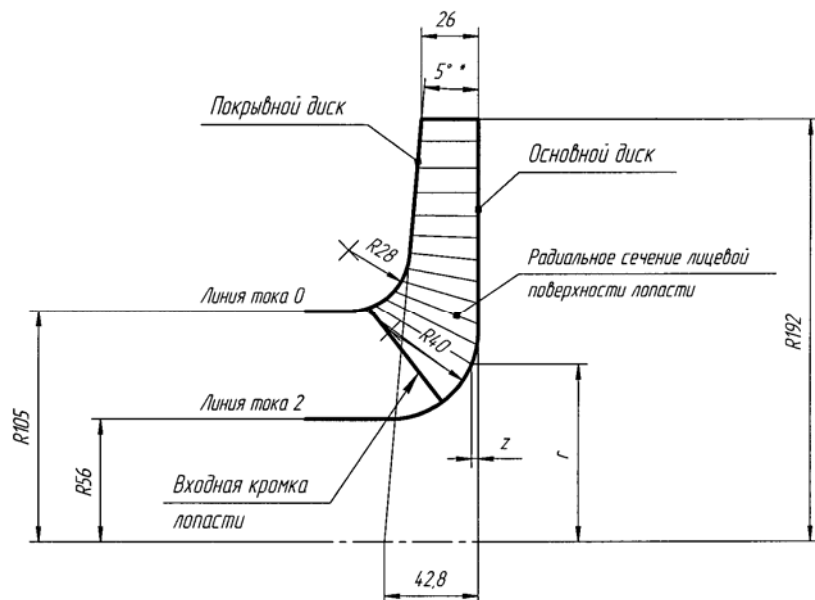
Он уменьшается с ростом коэффициента быстроходности.

Средний коэффициент напора насосов из базы данных Euro pump можно рассчитать по формуле

$$\bar{H}_{\text{EURO}} = 0,622 - 0,1(n_s / 100). \quad (1.102)$$

2. ЧЕРТЕЖИ ПРОТОЧНОЙ ПОЛОСТИ НАСОСА

В расчетно-пояснительную записку включаются «теоретические» чертежи следующих элементов проточной полости: подвода, рабочего колеса и отвода. Первый и третий чертежи в пособии не приводятся. Теоретический чертеж рабочего колеса представлен на рис. 2.1. Размеры этого рабочего колеса существенно отличаются от рассчитанного. Чертеж представлен только как пример задания формы лопасти и в дальнейшем будет заменен.



Средняя поверхность												
Линия тока 0												
Fi, градус	0	10	20	100	110	111	112	114	116	118	120	122
r, мм	192	179	166,8	109,1	106,9	106,7	106,5	106,2	106	105,7	105,5	105,3
z, мм	26	27,13	28,18	44,55	49,11	49,58	50,06	51,01	51,98	52,95	53,92	54,9
SIG, мм	5,5	6	6,4	5	4,1	4	4	4	4	4	4	4
Линия тока 2												
Fi, градус	0	10	20	100	110	111	112	114	116	118	120	122
r, мм	192	178,9	166,8	86,38	78,01	77,25	76,5	75,03	73,63	72,29	71,01	69,79
z, мм	0	0	0	1,17	4,27	4,66	5,08	5,94	6,84	7,79	8,76	9,78
SIG, мм	5,5	6	6,4	5,6	5,2	5,15	5,1	5	4,9	4,8	4,7	4,6
Лицевая сторона												
Линия тока 0												
Fi, градус	0	10	20	100	110	111	112	114	116	118	120	122
r, мм	192	182,2	170,3	110,8	107,9	107,7	107,5	107,1	106,8	106,4	106,2	105,9
z, мм	26	26,85	27,88	42,13	46,77	47,26	47,7	48,59	49,48	50,38	51,28	52,19
SIG, мм	5,5	6	6,4	5	4,1	4	4	4	4	4	4	4
Линия тока 2												
Fi, градус	0	10	20	100	110	111	112	114	116	118	120	122
r, мм	192	182,2	170,2	89,65	80,83	80,03	79,21	77,63	76,11	74,66	73,27	71,92
z, мм	0	0	0	0,51	2,99	3,33	3,69	4,47	5,3	6,17	7,09	8,06
SIG, мм	5,5	6	6,4	5,6	5,2	5,15	5,1	5	4,9	4,8	4,7	4,6

Рис. 2.1. Фрагмент цилиндрических координат (Fi, r, z) и нормальных толщин лопасти SIG рабочего колеса насоса ОЦН 180-68

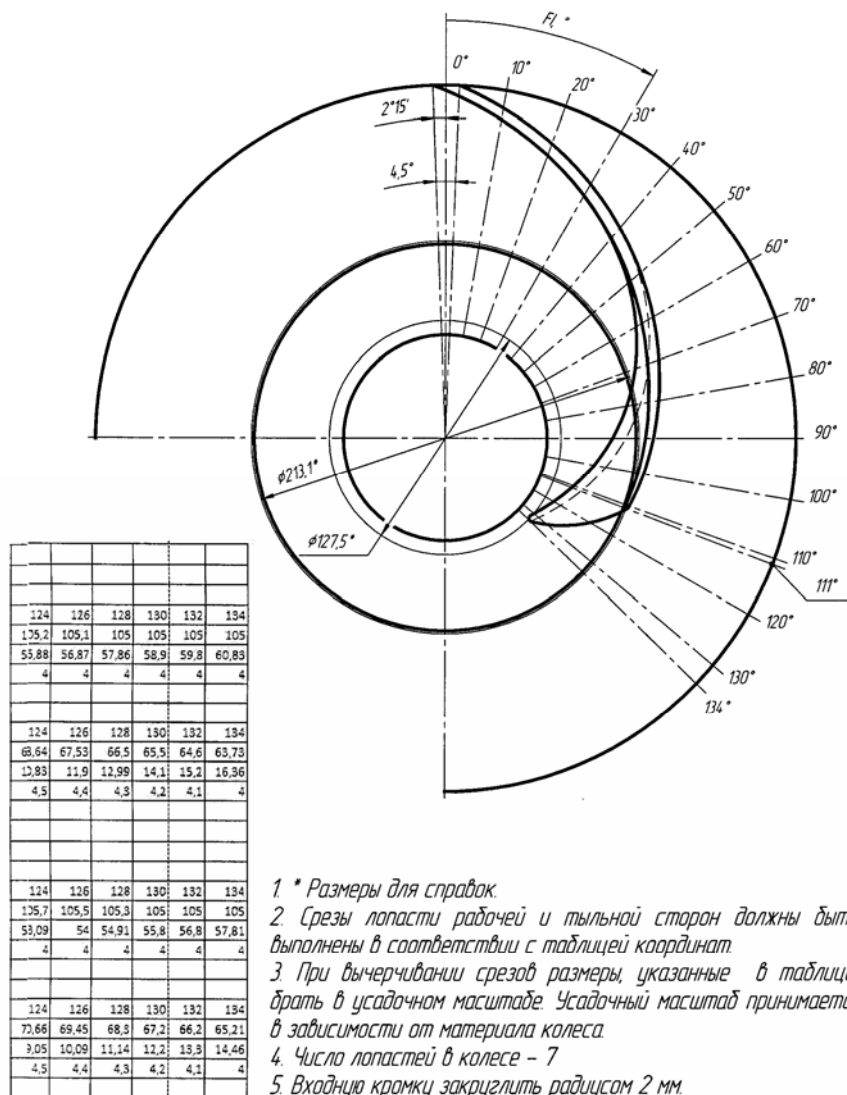


Рис. 2.1. Окончание

ПРИЛОЖЕНИЕ

П.1. КОЭФФИЦИЕНТЫ ВЫХОДНОГО ДИАМЕТРА КОНСОЛЬНЫХ НАСОСОВ

На рис. П.1 представлена зависимость коэффициенты выходного диаметра от коэффициента быстроходности консольных насосов. Эти насосы имели прямоосные или кривоосные диффузоры. Данные по прямоосным диффузорам взяты из каталога консольных насосов [], а по кривоосным — из работы [].

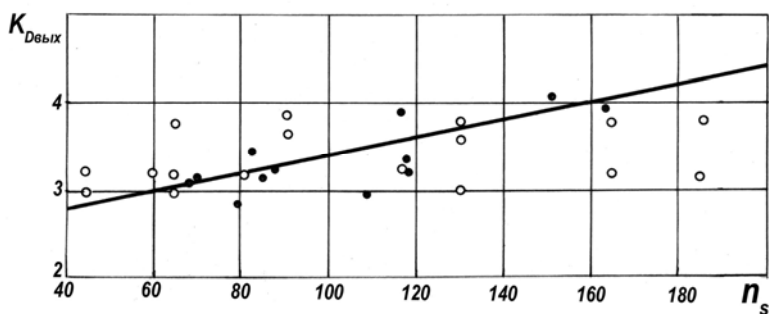


Рис. П.1. Зависимость коэффициентов выходного диаметра от коэффициента быстроходности:

● — прямоосный диффузор; ○ — кривоосный диффузор

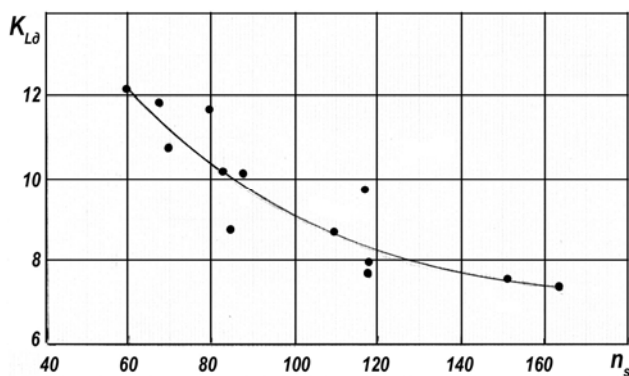


Рис. П.2. Зависимость коэффициентов длины выходного патрубка консольных насосов с прямоосными диффузорами от коэффициента быстроходности

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Байбиков А.С., Караханьян В.К.* Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. — М.: Машиностроение, 1982. — 112 с.
2. *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.
3. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы* / Под ред. Т.М. Башты и С.С. Руднева. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 424 с.
4. *Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И.* Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса: Учебное пособие: — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 124 с.
5. *Ломакин А.А.* Центробежные и осевые насосы. — М. — Л.: Машиностроение, 1966. — 364 с.
6. *Луговая С.О., Кочевский А.Н., Щеляев А.Е.* Тестирование пакета CFX: Расчет течения воздуха в полуспиральном подводе насоса двухстороннего входа. // Международная НТК М43 «Ecorump.ru 2006. Насосы. Эффективности экология»: Тезисы докладов. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — С. 30–31.
7. *Луначи 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.
8. *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.
9. *Пфлейдерер К.* Лопаточные машины для жидкостей и газов. — М.: Машгиз, 1960. — 682 с.
10. *Руднев С.С.* Основы теории лопастных решеток. — М.: Ротапринт МВТУ, 1976. — 78 с.
11. *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.
12. *Руднев С.С., Матвеев И.В.* Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. — М.: Ротапринт МВТУ, 1974. — 72 с.

13. *Степанов А.И.* Центробежные и осевые насосы. — М.: Машгиз, 1960. — 464 с.
14. *Сточек Н.П., Шапиро А.С.* Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 128 с.
15. *Тимофеев Д.В., Савельев А.И., Панаиотти С.С.* Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Пособие по проектированию — Калуга, 2007. — 66 с.
16. www.mgtu-ssp.narod.ru

СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения.....	3
Индексы.....	4
Сокращения.....	4
1. Расчёт проточной полости насоса.....	5
1.1. Техническое задание.....	5
1.2. КПД, потребляемая мощность и диаметр вала.....	5
1.2.1. Механические потери.....	11
1.2.2. Объёмные потери.....	11
1.2.3. Гидравлические потери.....	12
1.3. Расчёт подвода.....	12
1.4. Расчёт центробежного рабочего колеса.....	16
1.4.1. Кавитация и кавитационная эрозия.....	16
1.4.2. Начало кавитации.....	18
1.4.3. Кавитационный срыв.....	19
1.4.4. Скорость кавитационной эрозии.....	19
1.5. Расчёт отвода.....	30
1.6. Эскизное проектирование насоса.....	33
1.7. Потери энергии и КПД насоса.....	35
1.7.1. Расчёт уплотнений рабочего колеса.....	35
1.7.2. Расчёт дискового трения.....	36
1.7.3. Расчёт мощности трения в подшипниках и уплотнениях вала.....	37
1.7.4. Коэффициенты полезного действия насоса.....	37
1.8. Профилирование лопастей рабочего колеса.....	37
1.9. Энергетическая и кавитационная характеристики.....	38
1.10. Оценка критериев качества.....	38
2. Чертежи проточной полости насоса.....	42
Приложение.....	45
Список литературы.....	45

**Сергей Семенович Панайотти
Александр Иванович Савельев**

**АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Учебное пособие

Компьютерная верстка Панайотти С.С.

Формат 60×84/16. Печать офсетная. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Печ. л. 2,9. Усл. п. л. 2,8. 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