

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 2.

Раздел 2.

V курс

Габаритный расчёт конденсатора и параметров температурного режима

Вариант задания выбирается исходя из последней цифры номера зачётной книжки учащегося (табл. 3).

Таблица 3

№ Варианта	Давление в конденсаторе P , МПа	Нагрузка конденсатора G , т/ч	Температура заборной воды t_1 , °С	Паровое со- противление конденсатора ΔP , Па	Степень сухости пара χ
1	0,005	45	23	200	0,94
2	0,005	60	23	200	0,92
3	0,005	45	15	150	0,95
4	0,004	25	20	150	0,95
5	0,004	20	20	150	0,95
6	0,004	15	20	150	0,90
7	0,003	50	15	200	0,92
8	0,007	35	30	200	0,93
9	0,003	30	15	200	0,94
10	0,003	35	15	150	0,96

По результатам расчета строится график температурного режима конденсата (см. прил. 7).

Справочный материал для выполнения Контрольной работы № 2 приведён в (табл. 4).

Таблица 4

№ п/п	Величина	Условное обозначение	Единица измерения	Расчетная формула, способ определения величин	Числовые значения
Расчёт поверхности охлаждения конденсатора					
1	Давление в конденсаторе	P	МПа	Задано	-
2	Нагрузка конденсатора	G	т/ч	Задано	-
3	Степень сухости пара	x	—	Задано	-
4	Энтальпия пара	i	кДж/кг	$i = i'' - \frac{1-x}{100} r$	-
5	Температура пара	t_n	градус	Выбирается из таблиц вместе с i'' , r по значению давления P , см. табл. 6 (давление указано в барах)	-
6	Переохлаждение конденсата	Δt_k	градус	Принять $\Delta t_k = 0,7$	-
7	Температура конденсата	t_k	градус	$t_k = t_n - \Delta t_k$	-
8	Энтальпия конденсата	i'	кДж/кг	Выбирается из таблиц по температуре t_k	-
9	Количество тепла, отдаваемого в процессе конденсации	Q	кДж/ч	$Q = G 10^3 (i - i')$	-
10	Температура заборной воды	t_1	градус	Задано	-
11	Разность температур	δt	градус	$\delta t = t_n - t_2$ Рекомендуется в пределах $5,8-3,4$ °С	-
12	Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	t_2	градус	$t_2 = t_n - \delta t$	-
13	Теплоёмкость заборной воды	c	кДж/кг·К	При изменении температуры заборной воды от 10 до 35 °С лежит в пределах от 3,94 до 3,92 кДж/кг·К	-
14	Плотность заборной воды	ρ	кг/м ³	При изменении температуры заборной воды от 10 до 35 °С лежит в пределах от 1023 до 1016 кг/м ³	-

15	Количество охлаждающей воды	W	$\text{м}^3/\text{ч}$	$W = \frac{Q}{cp(t_2 - t_1)}$	-
16	Кратность охлаждения	m	—	$m = \frac{Wp \cdot 10^{-3}}{G_n}$	-
17	Исходный коэффициент теплопередачи	K_0	$\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$K_0 = 1092 \sqrt{\omega} \sqrt{17,8 + t_{cp}}$	-
18	Скорость воды в трубках	ω	$\text{м}/\text{с}$	Выбирается из интервала от 1,6-2,2 м/с	-
19	Средняя температура заборной воды	t_{cp}	$^{\circ}\text{C}$	$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$	-
20	Расчетный коэффициент теплопередачи	K	$\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$K = \beta_3 \beta_m \beta_t \beta_q K_0$	-
21	Коэффициент загрязнения поверхности охлаждения конденсатора	β_3	—	$\beta_3 = 0,85$	
22	Коэффициент, учитывающий влияние материала и толщины стенки трубки на процесс теплопередачи	β_m	—	При изменении толщины мельхиоровой трубки от 1,24 до 1,65 мм. лежит в пределах от 0,83 до 0,76	
23	Коэффициент, учитывающий влияние температуры заборной воды t_1	β_t	—		При $t_1 = 0 \div 40^{\circ}\text{C}$ $\beta_t = 0,68 \div 1,1$
24	Коэффициент, учитывающий влияние удельной паровой нагрузки конденсатора q	β_q	—		При $q = 12 \div 40$ $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ $\beta_q = 0,7 \div 1,0$
25	Температурный напор	Δt	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{2,31 \lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}}$	-
26	Поверхность охлаждения конденсатора	F	м^2	$F = \frac{Q}{3,6 K \Delta t}$	
27	Число ходов воды	z	—	Для главных конденсаторов $z=2$	
28	Число трубок в одном ходе	n	шт.	$n = \frac{4W}{3600 \pi d_g^2 \omega}$	
29	Внутренний диаметр трубок	d_B	м		0,0135; 0,016; 0,0187

30	Наружный диаметр трубок	d_n	м		0,016; 0,019; 0,022
31	Расстояние между трубными досками	l	м	$l = \frac{F}{\pi n d_n z}$	
32	Шаг между трубками	s	мм	$S = d_n + 9$	
33	Коэффициент заполнения трубной доски	$\eta_{т.д.}$			Для гл. конденсаторов $\eta_{т.д.} = 0,55 + 0,7$
34	Эквивалентный диаметр конденсатора	D	м	$D = \frac{1,05s}{1000} \sqrt{\frac{zn}{\eta_{т.д.}}}$	—
35	Отношение	s/D	—		Рекомендуется 1,3–2,3
36	Удельная паровая нагрузка конденсатора	q_n	кг/м ² ·ч	$q_n = \frac{G_n}{F}$	см. п. 45
37	Удельная тепловая нагрузка конденсатора	q_T	кДж/м ² ·ч	$q_T = \frac{Q}{F}$	—
Расчёт состава паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора					
38	Давление удаляемой среды	$P_{см}$	МПа	$P_{см} = p - \Delta P$	—
39	Температура удаляемой паровоздушной смеси	$t_{см}$	°С	$t_{см} = t_n - (2 \div 7)$ либо $t_{см} = t_1 + (3 \div 8)$	—
40	Парциальное давление пара в смеси	$P_{п}$	Па	Определяется из табл. 7 по $t_{см}$	—
41	Удельный объём пара в смеси	Y	м ³ /кг	Определяется из таблиц по $P_{п}$	—
42	Парциальное давление воздуха	$P_{в}$	Па	$P_{в} = P_{см} - P_{п}$	—
43	Количество воздуха, поступившего в конденсатор	$G_{в}$	кг/ч	$G_{в} = 0,18G_n + 5$	—
44	Масса смеси, удаляемой из конденсатора	$G_{см}$	кг/ч	$G_{см} = \left(1 + 0,622 \frac{P_{п}}{P_{в}}\right) G$	—
45	Масса пара в смеси	G_n	кг/ч	$G_n =$	См. примечание
46	Относительное содержание воздуха в смеси	ε	—	$\varepsilon = \frac{G_{в}}{G_n}$	Рекомендуется $\varepsilon = 0,33-0,80$

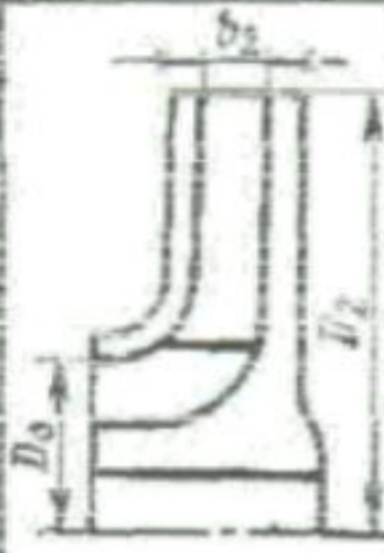

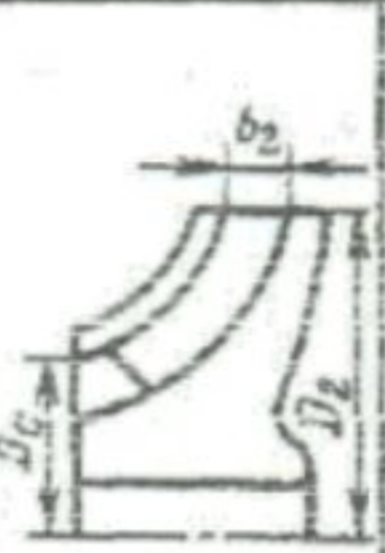
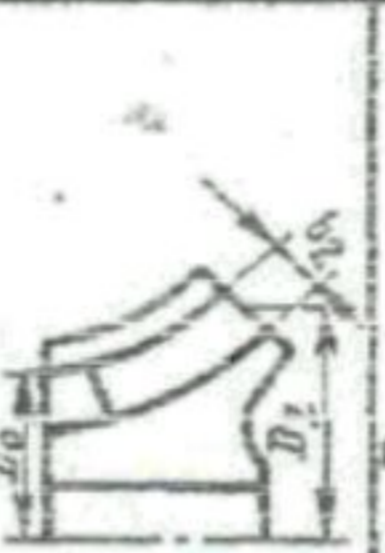

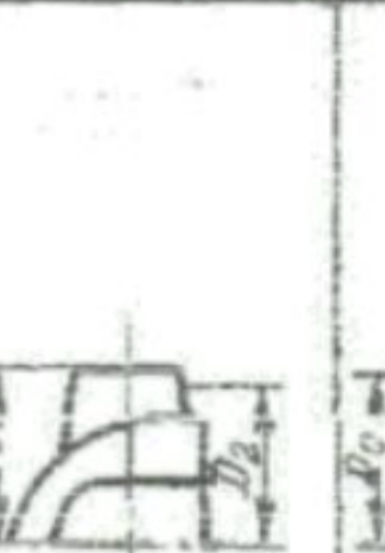
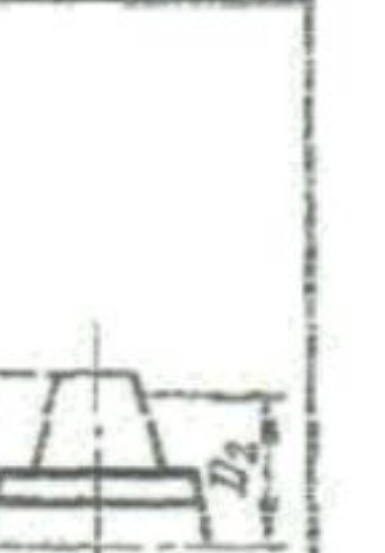
Примечание. Масса пара в смеси находится следующим образом:

Пример: Примем относительное содержание воздуха в смеси $\varepsilon=0,5$, тогда $G_n=0,5 G_n$, подставим полученное значение в формулу (43), получим следующее уравнение:
 $0,5 G_n=0,18 G_n + 5$, определим из этого равенства G_n :
 $0,5 G_n - 0,18 G_n = 5$, или $0,32 G_n=5$, отсюда $G_n=5:0,32 = 15,625$ кг/ч,
 тогда $G_v=0,18 G_n + 5 = 0,18 \cdot 15,625 + 5 = 7,8125$ кг/ч

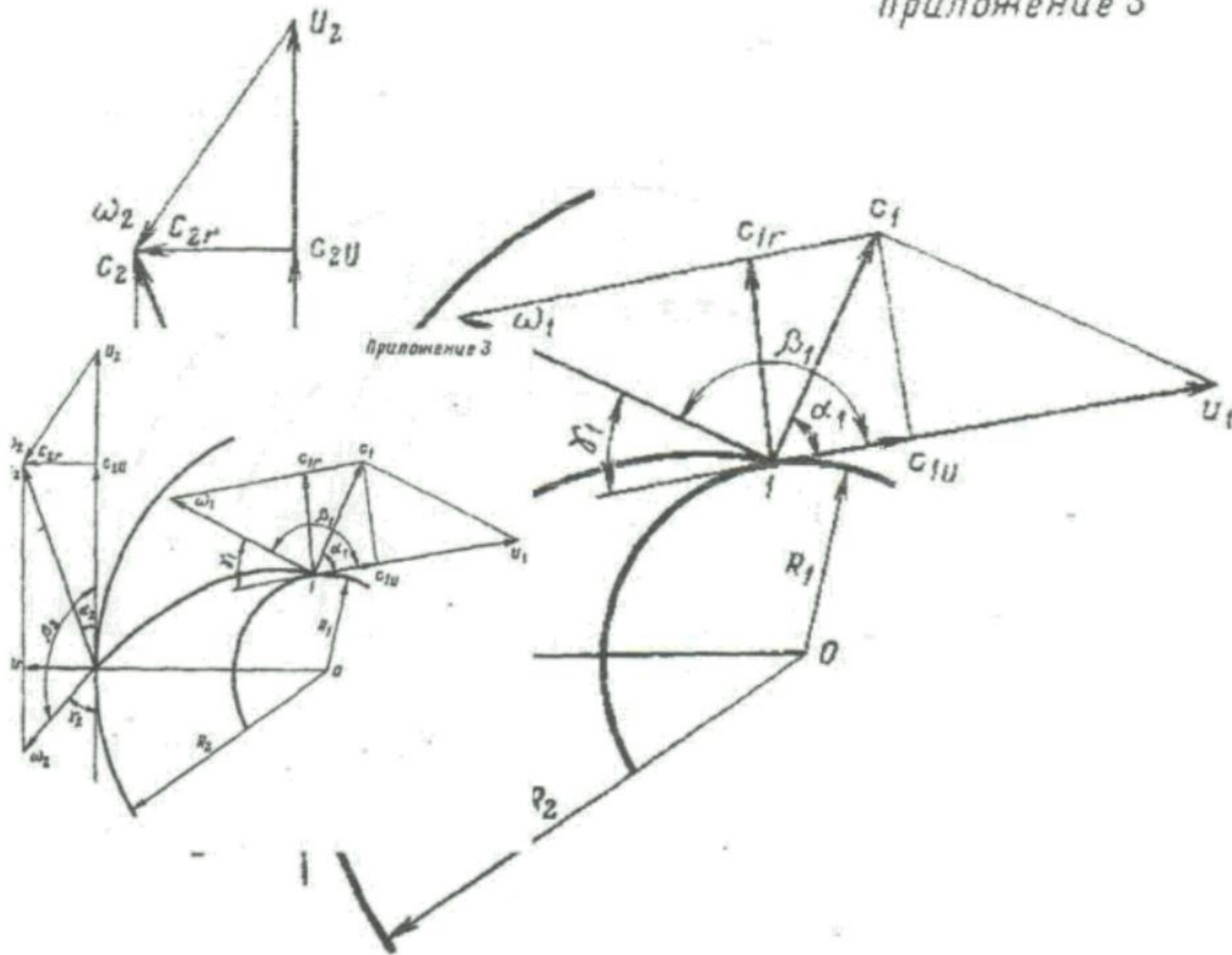
Приложение 1

Плотность пресной воды (ρ) при различных температурах при нормальном атмосферном давлении ($P_a = 1.013 \text{ кг/см}^2$)		Давление парообразования воды P_s в зависимости от температуры (МПа)
Температура, °С	Плотность, кг/м ³	
0	999,87	0,00061
4	1000	0,00083
10	999,73	0,0012
13	999,67	0,0014
14	999,64	0,0015
15	999,61	0,0017
16	999,49	0,0018
19	999,35	0,0022
20	998,23	0,0025
21	997,96	0,0027
24	997,03	0,0030
25	996,85	0,0035
30	995,67	0,0045
34	995,12	0,0053
35	995,03	0,0058

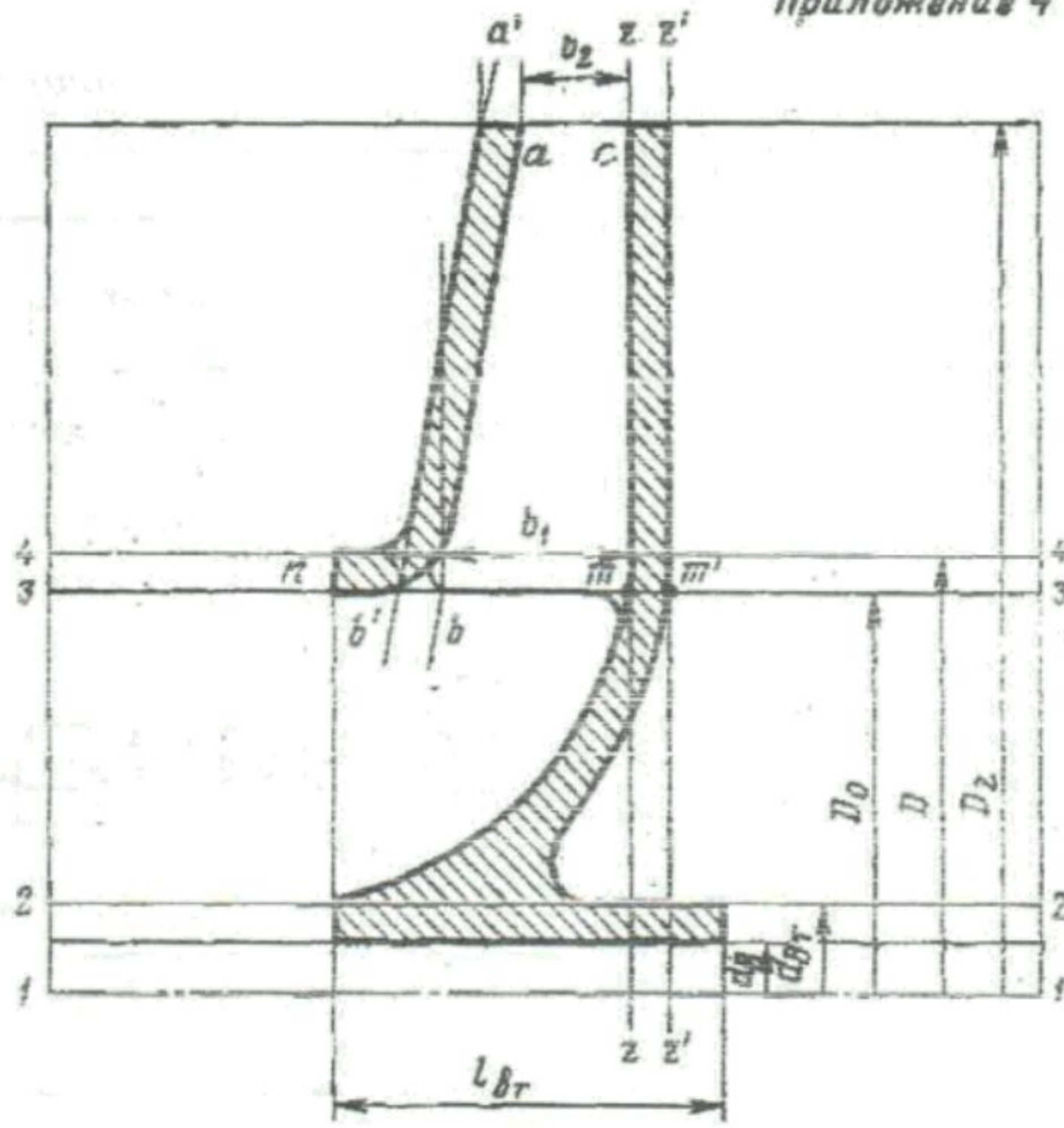
Приложение 2

Лопастные насосы						
Колеса центробежных насосов			Колеса диагональных насосов	Колеса осевых насосов		
$n_s=40 \div 80$ Тихоходное колесо	$n_s=80 \div 150$ Нормальное колесо	$n_s=150 \div 300$ Быстроходное колесо	$n_s=300 \div 500$	$n_s=400 \div 600$	$n_s=600 \div 1200$	$n_s=1200 \div 2000$
						
$\frac{D_2}{D_0} = 3,0 \div 2,0$	$\frac{D_2}{D_0} = 2,0 \div 1,6$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,6 \div 1,4$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,2 \div 1,1$	$\frac{D_2}{D_0} = 0,85 \div 0,75$	$\frac{D_2}{D_0} = 0,75 \div 0,7$	$\frac{D_2}{D_0} = 0,7 \div 0,6$

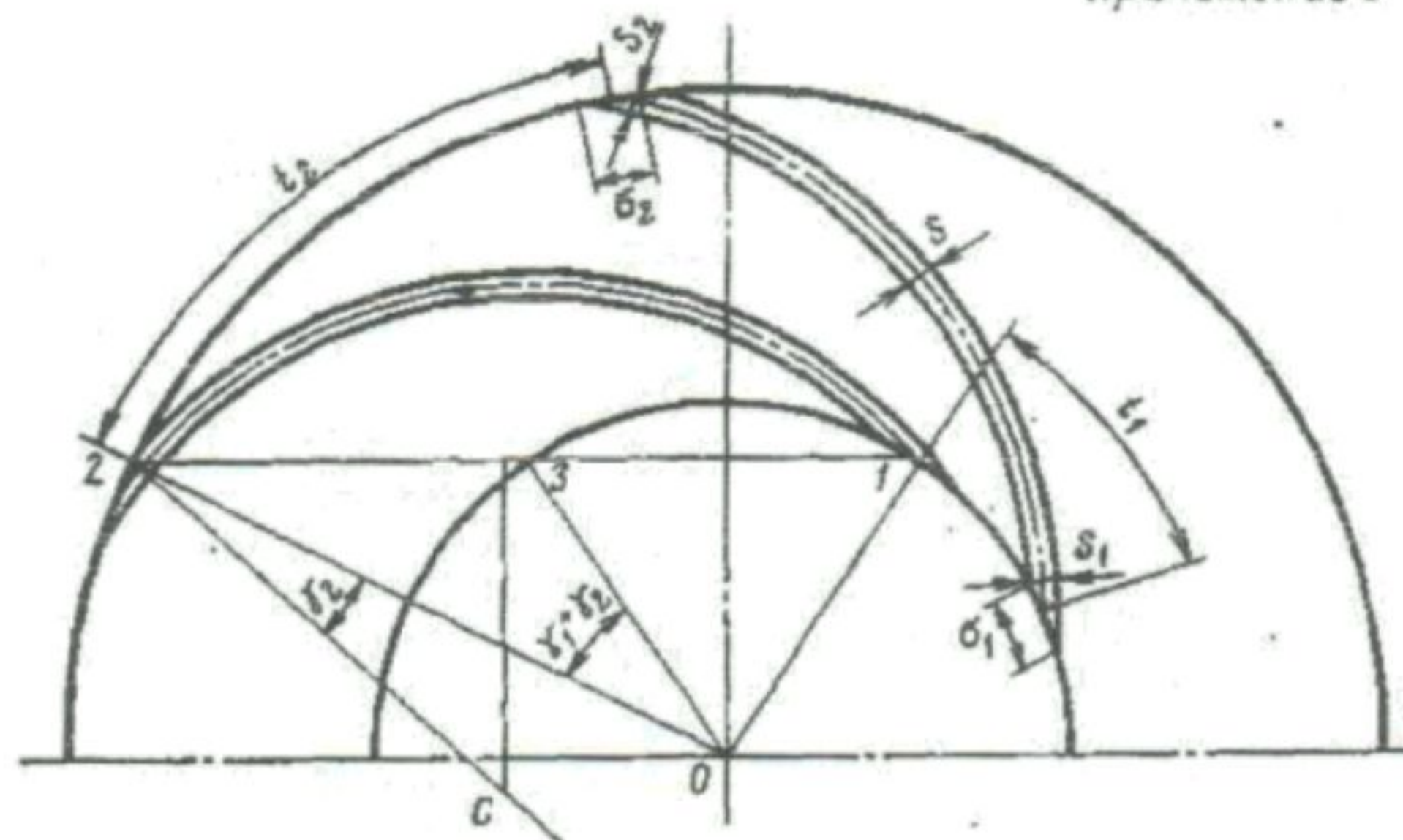
Приложение 3



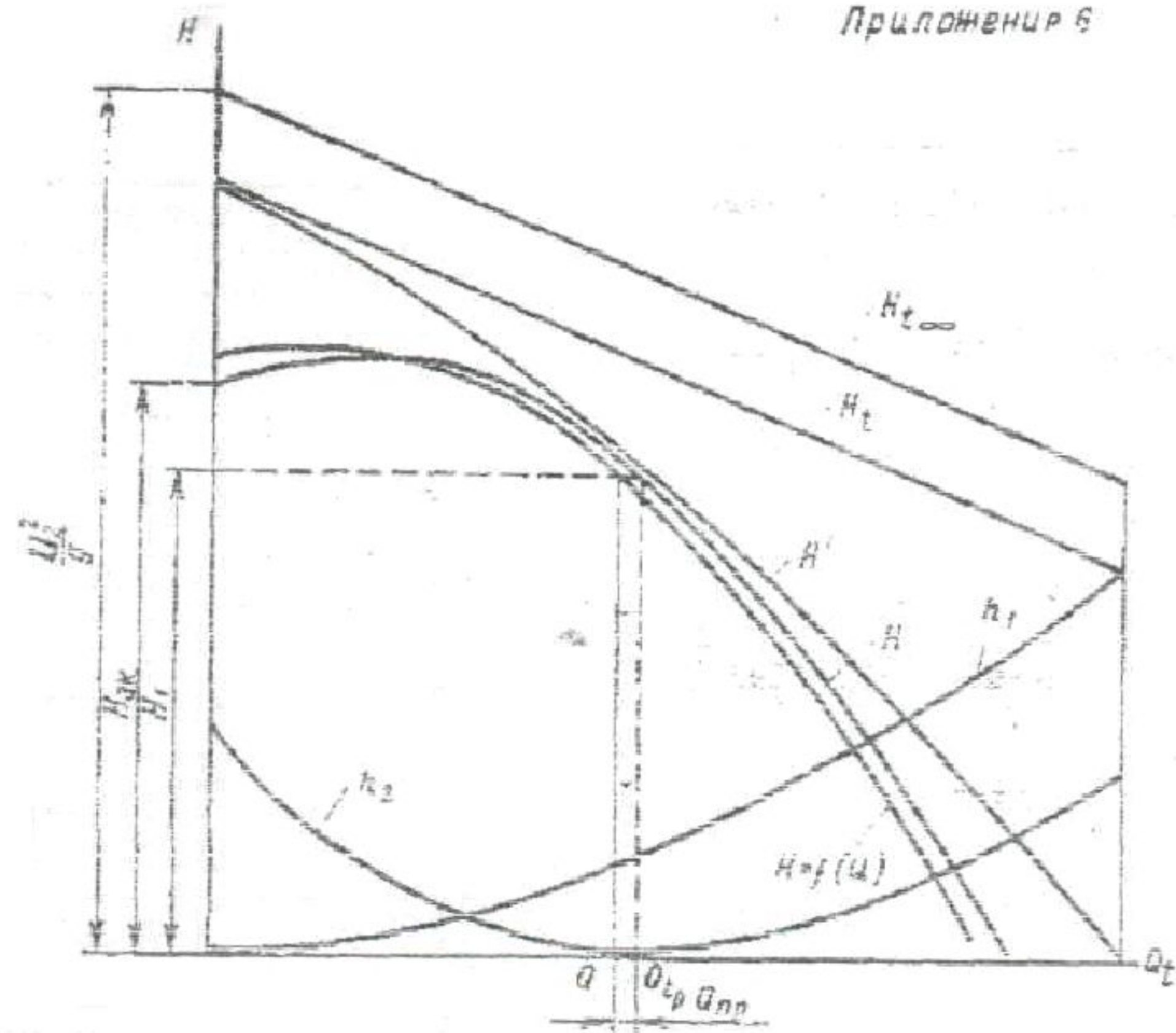
Приложение 4



Приложение 5



Приложение 6



Приложение 7

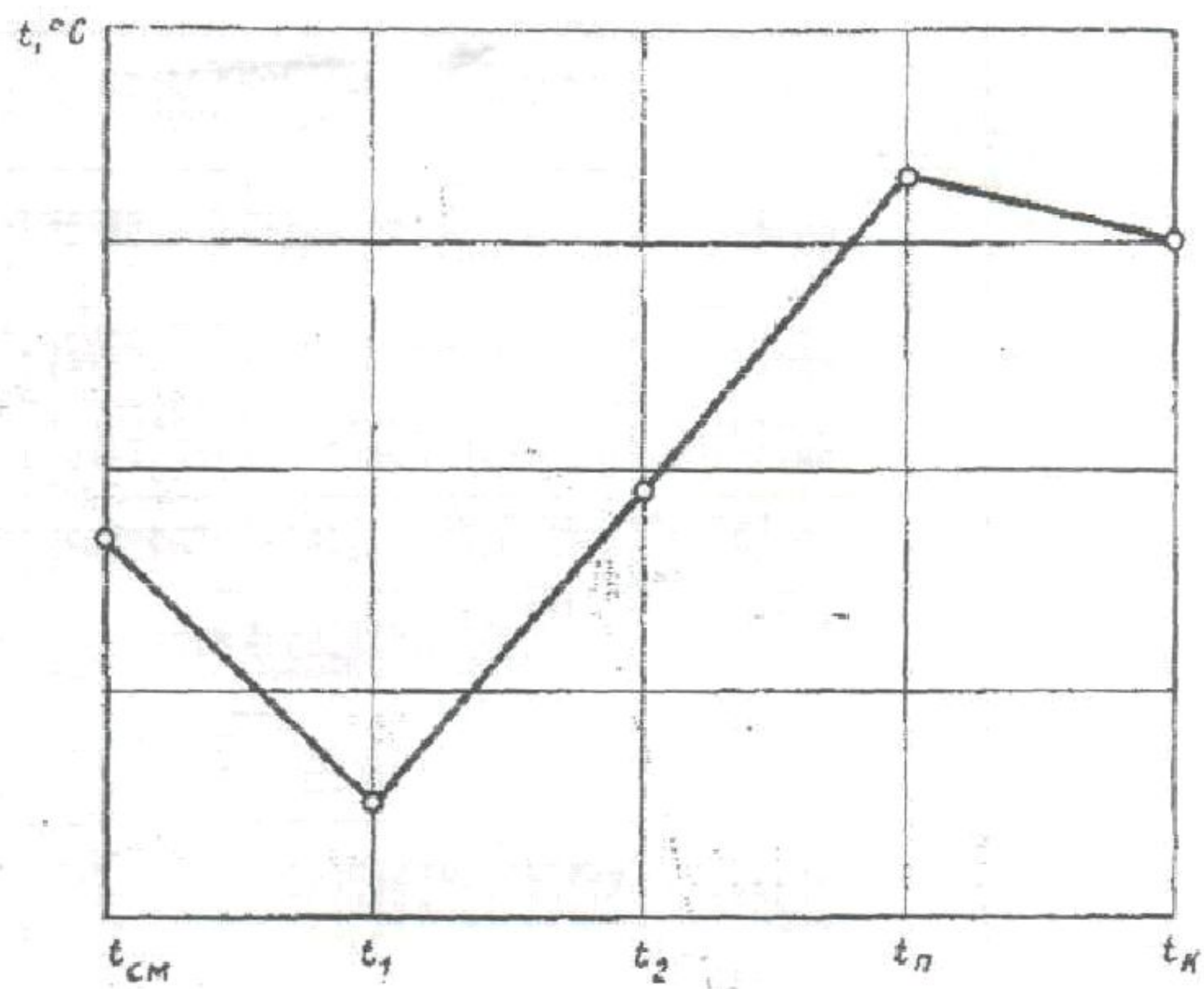


График температурного режима конденсата.

Продолжение табл. 6

Table with 12 columns: p, t, v', v'', v', v'', t', t'', t, s', s''. It contains numerical data for various pressure and temperature points.

Таблица 7

Параметры перегретого пара (в системе единиц, основанных на ккал/кг)

Table with 12 columns: t, v, v', v'', v', v'', t', t'', t, s', s''. It contains numerical data for superheated steam parameters.

Таблица 8. Параметры насыщенного водяного пара (в системе единиц, основанных на ккал/кг)

Table with 12 columns: p, t, v', v'', v', v'', t', t'', t, s', s''. It contains numerical data for saturated steam parameters.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 1.

Раздел 2.

V курс

Гидравлический расчёт центробежного насоса и его напорной характеристики

Вариант задания выбирается исходя из последней цифры номера зачётной книжки учащегося (табл. 1).

Таблица 1

№ Варианта	Подача насоса Q , м ³ /с	Абсолютное давление всасывания P_v , МПа	Абсолютное давление нагнетания P_n , МПа	Частота вращения вала насоса, n об/мин	Температура перекачиваемой воды, t , °С
1	0,089	0,07	0,26	1450	15
2	0,083	0,08	0,38	1450	21
3	0,044	0,20	0,45	1450	14
4	0,011	0,15	0,35	2900	19
5	0,012	0,13	0,45	2900	25
6	0,011	0,15	0,75	2900	16
7	0,018	0,04	0,23	2900	21
8	0,017	0,15	0,47	2900	30
9	0,030	0,05	0,26	2900	13
10	0,028	0,05	0,35	2900	35

Для выполнения контрольных заданий в расчётах следует пользоваться справочным материалом, который сведён в (табл. 2).

Таблица 2

Параметры проектируемого насоса					
№ п/п	Величина	Условное обозначение	Единица измерения	Расчетная формула, способ определения величин	Числовые значения
1.	Напор насоса	H	м	$H = \frac{P_x - P_s}{\gamma} \cdot 10^6$ $\gamma = \rho \cdot g; g = 9,81 \text{ м/с}^2$ <p>Плотность воды ρ в зависимости от температуры представлена в (прил. 1).</p>	-
2.	Коэффициент быстроходности насоса (рабочего колеса)	n_s	-	$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$ <p>- если $n_s < 40$, насос проектируют многоступенчатым; - при $n_s = 40-300$, насос проектируют одноступенчатым, однопоточным; - когда $n_s > 300$, насос рассчитывают многопоточным. Тип рабочего колеса определяется по прил. 2.</p>	-
3.	Предельно допустимая частота вращения рабоч. колеса для проверки насоса на кавитацию	$n_{пр}$	об/мин	$n_{пр} = \frac{c \left(\frac{P_s - P_s}{\lambda} \cdot 10^6 + \frac{v_1^2}{2g} \right)^{3/4}}{5,62 \sqrt{Q}}$	$\lambda = 0,95-0,97$
	Кавитационный коэффициент	c	-	при $n_s = 50-70$	600-750
				при $n_s = 70-80$	800
				при $n_s = 80-150$	800-1000
	Скорость жидкости во всасывающем патрубке принимают	Давление парообразования воды P_s в зависимости от температуры представлено в (прил. 1)			
		v_1	м/с		2-4
4.	Допустимая частота вращения колеса	$n_{доп}$	об/мин	<p>Для исключения кавитации необходимо выполнить условие $n < n_{доп}$.</p> <p>При $n > n_{доп}$ заданную частоту вращения необходимо уменьшить и расчёт повторить</p>	$n_{доп} = (0,7-0,8) n_{пр}$

Расчёт размеров колеса					
5.	Приведенный входной диаметр рабочего колеса	$D_{1пр}$	мм	$D_{1пр} = 4,25 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$	-
6.	Гидравлический КПД	η_g	-	$\eta_g = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}$ Примерные значения $\eta_g = 0,8-0,95$	-
7.	Коэффициент реактивности	ρ	-	Выбирается. Предел изменения $\rho = 0,65-0,85$ Нижний предел характерен для тихоходных, а верхний для быстроходных рабочих колес	-
8.	Коэффициент выходной линейной скорости	K_{u2}	-	$K_{u2} = \frac{1}{2\sqrt{1-\rho}}$	-
9.	Наружный диаметр рабочего колеса	D_2	м	$D_2 = 84,6 \frac{K_{u2} \sqrt{H}}{\sqrt{\eta_g} n}$	-
10.	Выходная линейная скорость	U_2	м/с	$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$	-
11.	Объёмный КПД	η_o	-	$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2/3}}$ КПД должен быть в пределах $\eta_o = 0,9-0,99$	-
12.	Коэффициент дискового трения	$\eta_{дт}$	-	$\eta_{дт} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	-
13.	Коэффициент, учитывающий потери в подшипниках и сальнике	η_n	-	Выбирается из интервала 0,95-0,98. Меньшие значения относятся к малым насосам	-
14.	Механический КПД	η_m	-	$\eta_m = \eta_{дт} \eta_n$	-
15.	Мощность, потребляемая насосом	N	кВт	$N = \frac{Q \gamma H}{1000 \eta_g \eta_o \eta_m}$	-
16.	Диаметр вала	d_v	м	$d_v = (0,10 \div 0,12) \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$	-

Продолжение табл.2

17.	Диаметр втулки	$d_{вт}$	м	$d_{эм} = (1,2 \div 1,4)d_6$	-
18.	Теоретическая подача насоса	Q_t	м ³ /с	$Q_t = Q/\eta_o$	-
19.	Допустимая скорость во входном сечении колеса	c_o	м/с	$c_o = (0,06 \div 0,085)\sqrt[3]{Q_t n^2}$	-
20.	Входной диаметр рабочего колеса	D_o	м	$D_o = \sqrt{\frac{4Q_t}{\pi c_o} + d_{эм}^2}$	-
21.	Средний диаметр входной кромки цилиндрической лопасти	D_i	м	$D_i = (1 \div 1,1)D_o$	-
22.	Проверка правильности расчета на данном этапе по формуле $D_2/D_o = f(n_s)$	D_2/D_o	м	при $n_s=40$	2,8-2,0
				при $n_s=70$	2,25-1,75
				при $n_s=100$	2,0-1,6
				при $n_s=125$	1,9-1,5
				при $n_s=150$	1,8-1,47
				при $n_s=200$	1,62-1,4
при $n_s=250$	1,52-1,32				
Расчёт элементов входного треугольника скоростей					
23.	Линейная скорость жидкости на входе в колесо	U_1	м/с	$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$	-
24.	Коэффициент стеснения входного сечения рабочего колеса	μ_1	-	Выбирается $\mu_1=0,85-0,9$	-
25.	Радиальная составляющая абсолютной скорости во входном сечении колеса	c_{1r}	м/с	$c_{1r} = c_o / \mu_1$	-
26.	Угол	γ_1	градус	$\gamma_1 = \arctg_{-} c_{1r} / U_1$	Рекомендуется $\gamma_1=14-25$
27.	Относительная скорость	ω_1	м/с	$\omega_1 = \frac{c_{1r}}{\sin \gamma_1}$ По результатам расчёта проводится построение треугольника скоростей (см. прил. 3)	-

Расчет элементов выходного треугольника скоростей					
28.	Угол	γ_2	градус		Задается в пределах $\gamma_2=15-30$
29.	Число лопастей колеса	z	-		Задается в пределах $z=6-9$
30.	Коэффициент качества обработки каналов колеса	φ	-	$\varphi = (0,55 \div 0,68) + 0,6 \sin \gamma_2$	-
31.	Коэффициент циркуляции	K	-	$K = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}}$	-
32.	Теоретический напор на рабочем колесе	H_t	-	$H_t = H/\eta_z$	-
33.	Окружная составляющая абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	$c_{2u} = \frac{gH_t}{KU_2}$	-
34.	Коэффициент скорости	$K_{c_{2r}}$	-	$K_{c_{2r}} = (0,01 \div 0,015)\sqrt{n_s}$	-
35.	Радиальная составляющая абсолютной скорости	c_{2r}	м/с	$c_{2r} = K_{c_{2r}}\sqrt{2gH_t}$	-
36.	Расчетное значение угла	γ_2	градус	$\gamma_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{U_2 - c_{2u}}$	-
37.	Число лопастей	z		$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\gamma_2 + \gamma_1}{2}$ <p>Если полученные в пп.36 и 37 результаты примерно равны принятым раньше в пп. 28 и 29 соответственно, то расчёт на данном этапе выполнен правильно.</p> <p>В противном случае, изменив соответствующим образом γ_2, расчёт пп.28-37 повторяют</p>	-

38.	Относительная скорость	ω_2	м/с	$\omega_2 = \frac{c_{2r}}{\sin \gamma_2}$	-
39.	Проверка отношения скоростей	ω_1 / ω_2		Отношение должно лежать в пределах 1,0-1,15. По результатам расчёта производится построение выходного треугольника скоростей (см. прил. 3)	-
40.	Теоретический напор колеса при бесконечном числе лопастей	$H_{\text{те}}$	м	$H_{\text{те}} = H_1 / K$	-
41.	Проверка значений скорости	U_2	м/с	$U_2 = 0,5(c_{2r} \operatorname{ctg} \gamma_2 + \sqrt{c_{2r}^2 \operatorname{ctg}^2 \gamma_2 + 4gH_{\text{те}}})$ Расчёт элементов выходного треугольника скоростей выполнен правильно, если полученная в п. 41 величина U_2 равна или близка к величине U_2 , вычисленной ранее	-
42.	Ширина колеса на входе	b_1	м	$b_1 = \frac{Q_1}{\pi D_1 c_{1r} \mu_1}$	-
43.	Ширина колеса на выходе	b_2	м	$b_2 = \frac{Q_2}{\pi D_2 c_{2r} \mu_2}$	-
44.	Шаг лопастей на входе в канал	t_1	м	$t_1 = \frac{\pi D_1}{z}$	-
45.	Шаг лопастей на выходе из канала	t_2	м	$t_2 = \frac{\pi D_2}{z}$	-
46.	Толщина лопасти на диаметре	δ_1	м	$\sigma_1 = t_1 - \mu_1 t_1$	-
47.	Толщина лопасти на диаметре	δ_2	м	$\sigma_2 = t_2 - \mu_2 t_2$	-
48.	Толщина лопасти на входе жидкости в колесо	S_1	м	$S_1 = \sigma_1 \sin \gamma_1$	-
49.	Толщина лопасти на выходе из колеса	S_2	м	$S_2 = \sigma_2 \sin \gamma_2$	-
50.	Нормальная толщина лопасти	S	м	Принимается $S=(3-6)10^{-3}$	-

Построение меридионального сечения рабочего колеса.

Для изображения меридионального сечения колеса его условно раскрывают плоскостью, проходящей через ось вала. При этом лопасти колеса не раскрывают.

Методика построения меридионального сечения показана в прил. 4.

Параллельно выбранной оси вращения колеса $I-I$ проводят линии, проходящие через диаметры d_a, d_{2a}, D_a, D_2 . От перпендикулярной оси вращения вспомогательной прямой $z-z$ на диаметрах D_2 и D_3 откладывают соответственно отрезки b_2 и b_3 (см. п. 42 - 43 табл. 2), через точки a и b проводят наклонную прямую.

Отложив от точек a и b высоту переднего и заднего дисков (3-5 мм), проводят соответственно параллельные прямые $a'-b'$ и $c'-c'$.

Параллельно оси вращения на расстоянии $D=D_2+(3-7)$ мм проводят прямую $d-d$. Плавной линией соединяют прямые $d-d$ и $I-I$, $a'-b'$ и $d-d$. От прямой $z-z$ на диаметре D_a откладывают отрезок m . Точку m соединяют плавной кривой с линией $z-z$. Точку m' соединяют с линией $z-z$ фигурной кривой.

Длину втулки колеса $l_{вк}$ определяют по выражению $l_{вк}=l_1+d_{вк}$.

Построение рабочего колеса в плане.

Для изображения конструкции рабочего колеса в плане его условно раскрывают плоскостью, перпендикулярной оси вращения.

Методика построения цилиндрической лопастной постоинной толшины при помощи дуги круга показана в прил. 5.

После определения в пп. 44-50 (см. табл. 2) геометрических параметров, каскадности построения колеса в плане, проводят окружности его внутреннего и наружного (выходного) диаметров. На радиусе $b-I$ строят угол 2β , равный $\beta_1 + \beta_2$, и угол $\beta_2 C$, равный β_2 . Проводят линию $I-I-I$. Из середины отрезка $I-I$ опускают перпендикуляр до пересечения со стороной угла β_2 в точке C , из которой радиусом $C-I=C-I$ проводят дугу $I-I$, являющуюся средней линией профиля рабочей лопасти. Профиль лопасти получают после нанесения на дугу $I-I$ толщин S_0, S и S_1 .

Для суждения о форме межлопастного канала строят 2 смежные лопасти.

Построение расчетной напорно-расходной характеристики рабочего колеса

Эта характеристика представляет собой зависимость между расчетными - подачей насоса Q и напором H . Она рассчитывается на основании теоретической характеристики $H_0=f(Q_0)$ и определенных расчетным путем объемных и гидравлических потерь.

Исходные данные для построения:

H_1 — действительный напор одного рабочего колеса;

Q_1 — действительная подача насоса;

K — коэффициент циркуляции;

η_v — гидравлический КПД;

η_o — объемный КПД;

$H_0=H_1/\eta_v$ — теоретический расчетный напор;

$Q_0=Q_1/\eta_o$ — теоретическая расчетная подача;

Q_2 — переменное значение теоретической подачи в пределах $Q_2=0$ и $Q_2=Q_0$.

Построение начинают с изображения в координатах $Q-H$ характеристики $H_0=f(Q_0)$ (см. прил. 6). Для этого определяют значение расчетного теоретического напора колеса с бесконечно большим числом лопастей $H_{0\infty}=H_1/K$ при расчетном значении подачи Q_0 (первая точка графика) и $H_{0\infty}=C^2/2g$ при $Q_2=0$ (вторая точка графика). Через эти точки проводят прямую линию.

Характеристику $H_1=f(Q_1)$ строят аналогично первой, определив значение $H_1=KH_{20}$ при расчетной подаче Q_{10} и $H_1=K^2 y^2/g$ при $Q_1=0$.

Далее изображают параболу гидравлических потерь на трение, используя зависимость

$$h_1 = (1 - \eta_1) H_1 \left(\frac{Q_1}{Q_{10}} \right)^2$$

Ординаты построенной параболы вычитают из ординат прямой $H_1=f(Q_1)$ и получают характеристику $H^*=f(Q_1)$.

Параболу гидравлических потерь на удар строят в интервале изменения Q_1 по формуле

$$h_2 = H_1 \left(\frac{KV_1^2}{gH_1} - a \right) \left(1 - 2 \frac{Q_1}{Q_{10}} + \frac{Q_1^2}{Q_{10}^2} \right)$$

где $a=H_{20}/H_1=0,9-1,3$; H_{20} — напор при закрытом клапане.

Вычитание ординат последней параболы из ординат прямой $H^*=f(Q_1)$ позволяет построить кинематическую характеристику рабочего колеса $H=f(Q_1)$ при постоянной частоте вращения вала.