

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный университет»

ФМХТ

Кафедра МАХП

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту

Центробежный насос

Студент группы 8МАб-1

Х.А. Хакимов

Преподаватель

Т. А. Отряскина

2021

Отряскина
Татьяна Александровна
Проверено
14.06.2021 Оценка: 3 МС

Содержание

Задание.....	3
Введение.....	5
1. Предварительный расчет центробежного насоса.....	6
2. Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей..	9
2.1 Первое приближение.....	9
2.2 Второе приближение.....	12
3. Профилирование каналов и лопаток рабочего колеса.....	15
3.1 Профилирование меридионального сечения рабочего колеса.....	15
3.2 Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам.....	17
4. Отводящее устройство.....	19
4.1 Расчет стиральной камеры круглого сечения.....	19
4.2 Расчет диффузора спиральной камеры.....	21
5. Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса.....	22
6. Уравновешивание гидравлической осевой силы.....	24
6.1 Определение основных характеристик разгрузочного отверстия.....	24
7. Расчет на прочность основных элементов центробежного насоса.....	19
7.1 Расчет вала.....	26
7.2 Расчет на прочность рабочего колеса	28
7.3 Расчет корпуса насоса.....	30
7.4 Расчет для выбора подшипников вала рабочего колеса.....	31
9. Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса.....	32
Список использованной литературы	36

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный университет»

Факультет машиностроительных и химических технологий

Кафедра МАХП

Специальность (направление) Технологические машины и оборудование

ЗАДАНИЕ **на курсовой проект/работу**

по курсу (дисциплине) Насосы и Компрессоры

Выдано студенту

Тема курсового проекта/работы (распоряжение № ____ от «_16_» _03_2021_г.)

Срок сдачи проекта/работы _____

Исходные данные Вариант 15

Производительность насоса $Q = 40$ л/с;

Напор насоса $H = 30$ м;

Частота вращения рабочего колеса $n = 2900$ мин⁻¹

Перечень вопросов, подлежащих разработке:

1 Содержание расчётно-пояснительной записки _____
_____ Предварительный расчет центробежного насоса, Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей, Профилирование каналов и лопаток рабочего колеса, Отводящее устройство, Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса, Уравновешивание гидравлической осевой силы, Расчет мощности на валу насоса, Расчет на прочность основных элементов центробежного насоса, Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса.

2 Перечень графического материала _____ чертеж центробежного насоса

Календарный план выполнения задания

Разделы курсового проекта/работы	Дата выполнения
Предварительный расчет центробежного насоса	16.03.2021
Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей	29.03.2021
Профилирование каналов и лопаток рабочего колеса	14.04.2021
Отводящее устройство	20.04.2021
Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса	26.04.2021
Уравновешивание гидравлической осевой силы	03.05.2021
Расчет мощности на валу насоса	10.05.2021
Расчет на прочность основных элементов центробежного насоса	16.05.2021
Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса	20.05.2021

Руководитель проекта, _____ Отряскина Татьяна Александровна
(подпись) (Ф.И.О.)
должность, ученая степень _____

«_25_»_Май_ 2021 г.

Автор проекта, _____ Хакиров Хусейе Абдурахимович
(подпись) (Ф.И.О.)
студент группы _8МАб-1_____

«_25_»_Май_ 2021 г.

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин. Их применяют для различных целей, начиная от водоснабжения населения и предприятий и кончая подачей топлива в двигателях ракет.

Наибольшее распространение в народном хозяйстве получили лопастные насосы. Создаваемый ими напор доходит до 250 м вод. ст. и выше, а подача до 100000 м³/ч при работе на жидкостях и до 1000000 м³/ч при работе на газах.

В теплоэнергетических установках для питания котлов, подачи конденсата в систему регенеративного нагрева питательной воды, циркуляционной воды в конденсаторы турбин применяются центробежные насосы.

В атомной энергетике применяются центробежные насосы специальных конструкций обычного и герметичного исполнений.

					8МА-61.15.2.000000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Введение		
Разраб.		Хакимов					
Провер.		Отряскина					
Реценз.							
Н. Контр.							
Утв.		Сарилов					
					Лит.	Лист	Листов
						5	36
					Кафедра МАХП		

Определяем коэффициент быстроходности рабочего колеса

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}};$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 960 \cdot 0,15^{1/2}}{30^{3/4}} = 106$$

Определяем приведенный диаметр входа в рабочее колесо

$$D_{1np} = (4 \dots 4,5) \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{Q}{n}\right)^{1/3};$$

$$D_{1np} = 4,35 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{0,15}{960}\right)^{\frac{1}{3}} = 234 \text{ мм}$$

Определим гидравлический КПД на расчетном режиме

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2};$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 234 - 0,172)^2} = 0,913.$$

Определяем объемный КПД (КПД подачи)

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,66}};$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 106^{-0,66}} = 0,969.$$

Механический КПД η_m предварительно примем равным 0,96

Определяем полный КПД

$$\eta_n = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_o \cdot \eta_m;$$

$$\eta_n = 0,913 \cdot 0,969 \cdot 0,96 = 0,85.$$

Определяем мощность потребляемую насосом

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta_n};$$

					8МА-61.15.2.00000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Хакимов				Предварительный расчет центробежного насоса	Лит.	Лист
Провер.	Отряскина						6
Реценз.						Листов	
Н. Контр.						36	
Утв.	Сарилов					Кафедра МАХП	

$$N = \frac{0,15 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 30}{0,85} = 51935 \text{ Вт}$$

Определяем максимальную мощность насоса при 10 %-ной перегрузке
(мощность электродвигателя с учетом 10 %-го запаса)

$$N_m = 1,1 \cdot N = 1,1 \cdot 51935 = 57129 \text{ Вт} \approx 58 \text{ кВт}$$

Определяем угловую скорость рабочего колеса

$$\omega = \frac{\pi \cdot d}{30} = \frac{\pi \cdot 960}{30} = 101 \text{ с}^{-1}$$

Крутящий момент на валу насоса

$$M = \frac{N_m}{\omega} = \frac{58000}{101} = 574,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Диаметр вала насоса

$$d_g = \left(\frac{M}{0,2 \cdot \tau_{don}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

где $\tau_{don} = 35 \cdot 10^6$ - допускаемое напряжение на кручение стальных валов.

$$d_g = \left(\frac{574,3}{0,2 \cdot 35 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,043 \text{ м}$$

По значению $d_g = 0,043 \text{ м}$ выбираем ближайший больший диаметр d_b
из стандартных рядов нормальных линейных размеров $d_g = 45 \text{ мм}$.

Определяем момент сопротивления при кручении с учетом шпоночного паза

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_g^3}{16} - \left[\frac{b \cdot t \cdot (d_g - t)^2}{2d_g} \right]$$

где: b - ширина шпоночного паза

t - глубина шпоночного паза

$$W_k = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{16} - \left[\frac{0,014 \cdot 0,0055 \cdot (0,045 - 0,0055)^2}{2 \cdot 0,045} \right] = 2,7 \cdot 10^{-6}$$

Определяем касательное напряжение при кручении

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

$$\tau = \frac{M}{W_k} = \frac{574,3}{16,6 \cdot 10^{-6}} = 34,6 \text{ МПа}$$

$\tau < \tau_{\text{дон}}$ - условие прочности выполняется

Концевой диаметр втулки рабочего колеса

$$d_{em} = (1,25 \dots 1,45) \cdot d_e = (1,25 \dots 1,45) \cdot 0,045 \approx 0,061 \text{ м}$$

Диаметр втулки (ступицы) рабочего колеса

$$L_{em} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{em} = 1,5 \cdot 0,035 = 0,0915 \text{ м}$$

Расчетная производительность колеса насоса

$$Q'_1 = \frac{Q}{\eta_o};$$

$$Q'_1 = \frac{0,15}{0,969} = 0,155 \text{ м}^3/\text{с}$$

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

2.1 Первое приближение

Скорость входа потока в колесо

$$C_o = \alpha_o \cdot (Q'_1 \cdot n^2)^{1/3}$$

где α_o - коэффициент, обычно находящийся в пределах 0,06...0,08

$$C_o = 0,07 \cdot (0,155 \cdot 960^2)^{1/3} = 3,659 \frac{м}{с}$$

Диаметр входа потока в колесо

$$D_o = \left[\frac{4 \cdot Q'_1}{\pi \cdot C_o} + d_{em}^2 \right]^{1/2};$$

$$D_o = \left[\frac{4 \cdot 0,155}{\pi \cdot 3,659} + 0,061^2 \right]^{1/2} = 0,24 м$$

Полученное значение D_o округляем до ближайшего значения, кратного 5; $D_o = 0,25 м$.

Уточненная скорость входа

$$C_o = \frac{4 \cdot Q'_1}{\pi \cdot (D_o^2 - d_{em}^2)};$$

$$C_o = \frac{4 \cdot 0,155}{\pi \cdot (0,25^2 - 0,061^2)} = 3,358 \text{ м/с}$$

Радиус средней точки входной кромки лопатки

$$R_1 = \frac{0,8 \cdot D_o}{2};$$

$$R_1 = \frac{0,8 \cdot 0,25}{2} = 0,1 м$$

Расчетную величину R_1 приводим к ближайшему большему значению R_1 из стандартных нормальных линейных размеров; $R_1 = 0,1 м$.

Меридиональную составляющую абсолютной скорости потока C'_{T1} до стеснения сечения лопатками принимаем равной скорости входа C_o ;

					8МА-61.15.2.000000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Хакимов				Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей	Лит.	Лист
Провер.	Отряскина						9
Реценз.							36
Н. Контр.						Кафедра МАХП	
Утв.	Сарилов						

$$C'_{m1} = C_o = 3,358 \frac{м}{с}$$

Ширина входного канала в меридиональном сечении

$$b_1 = \frac{Q'_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot C'_{m1}} = \frac{0,155}{2 \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 3,358} = 0,073 м$$

Коэффициент стеснения сечения лопатками на входе в колесо принимаем в первом приближении равным $K_1 = 1,15$.

Меридиональная составляющая абсолютной скорости при поступлении на лопатку с учетом стеснения сечения

$$C_{m1} = K_1 \cdot C'_{m1} = 1,15 \cdot 3,358 = 3,86 \frac{м}{с}$$

Окружная (переносная) скорость при входе в колесо

$$U_1 = \omega \cdot R_1 = 101 \cdot 0,1 = 10,1 \frac{м}{с}$$

Угол безударного входа потока на лопасти при $C_{1r} = C_{m1}$

$$\beta'_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{U_1} = \arctg \frac{3,86}{10,1} = 20^\circ 55'$$

Принимая $\beta_1 = 25^\circ$, имеем $\Delta\beta = \beta_1 - \beta'_1 = 25^\circ - 20^\circ 55' = 4^\circ 5'$

Теоретический напор колеса

$$H_T = \frac{H_1}{\eta_T} = \frac{30}{0,913} = 33 м$$

Окружная скорость при выходе из колеса в первом приближении

$$U_2 = \left(\frac{g \cdot H_T}{K_{u2}} \right)^{1/2}$$

где K_{u2} - коэффициент

$$U_2 = \left(\frac{9,81 \cdot 33}{0,5} \right)^{1/2} = 25,5 \frac{м}{с}$$

Наружный радиус колеса

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{25,5}{101} = 0,252 м$$

Меридиональная составляющая скорости потока при выходе из колеса без учета стеснения сечения (принимая $K_o = 0,8$)

$$C'_{m2} = K_o \cdot C'_{m1} = 0,8 \cdot 3,86 = 3,088 \frac{м}{с}$$

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Коэффициент стеснения сечения лопатками на выходе из колеса (в первом приближении) $K_2 = 1,1$

Коэффициент отношения относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

$$K_w = \frac{W_1}{W_2} = 1,1$$

Угол выхода лопатки

$$\beta_2 = \arcsin \left[K_w \cdot K_o \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \sin \beta_1 \right];$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[1,1 \cdot 0,8 \cdot \frac{1,1}{1,15} \cdot \sin 25^\circ \right] = 20,48^\circ$$

Оптимальное число лопаток

$$Z = \frac{6,5 \cdot \left[\frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \right] \cdot \sin \beta_1 + \beta_2}{2};$$

$$Z = \frac{6,5 \cdot \left[\frac{0,252 + 0,1}{0,252 - 0,1} \right] \cdot \sin 25^\circ + 20,48^\circ}{2} \approx 6.$$

Поправочный коэффициент на влияние конечного числа лопаток на напор

$$P = \frac{2 \cdot \gamma}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2}$$

где γ -коэффициент зависящий от шероховатости и поверхности проточной части рабочего колеса

$$\gamma = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2;$$

$$\gamma = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin 20,48^\circ = 0,8$$

$$P = \frac{2 \cdot 0,8}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,1}{0,252} \right)^2} = 0,317$$

Расчетный напор, создаваемый при бесконечно большом числе лопаток колеса

$$H_\infty = (1 + P) \cdot H_T;$$

$$H_\infty = (1 + 0,317) \cdot 33 = 43,5 \text{ м}$$

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Меридиональная составляющая скорости потока с учетом стеснения сечения телом лопаток при выходе

$$C_{m2} = K_2 \cdot C'_{m2};$$

$$C_{m2} = 1,1 \cdot 3,088 = 3,397 \text{ м/с}$$

2.2 Второе приближение

Окружная скорость на выходе из колеса

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \left[\left(\frac{C_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_\infty \right]^{1/2};$$

$$U_2 = \frac{3,397}{2 \cdot \operatorname{tg} 20,48^\circ} + \left[\left(\frac{3,397}{2 \cdot \operatorname{tg} 20,48^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 43,5 \right]^{1/2} = 25,6 \text{ м/с}$$

Наружные радиус и диаметр колеса

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{25,6}{101} = 0,253 \text{ м}$$

$$D_2 = 2 \cdot R_2 = 2 \cdot 0,253 = 0,507 \text{ м}$$

Соотношение размеров колес

$$\frac{D_2}{D_o} = \frac{0,507}{0,24} = 2,11$$

Ширина канала колеса на выходе

$$b_2 = \frac{Q'_1}{\pi \cdot D_2 \cdot C'_{m2}};$$

$$b_2 = \frac{0,155}{\pi \cdot 0,507 \cdot 3,088} = 0,0315 \text{ м}$$

Шаг лопаток на входе t_1 и выходе t_2 межлопаточного канала

$$t_i = \frac{\pi \cdot D_i}{Z};$$

$$t_1 = \frac{\pi \cdot 0,2}{6} = 0,105 \text{ м};$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot 0,507}{6} = 0,265 \text{ м}.$$

Толщина лопатки, измеренная по окружности диаметра D_1

$$\sigma_1 = t_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1} \right);$$

$$\sigma_1 = 0,105 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,15} \right) = 0,014 \text{ м}$$

по окружности диаметра D_2

$$\sigma_2 = t_2 \cdot \left(1 - \frac{1}{K_2} \right);$$

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

$$\sigma_2 = 0,265 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,1}\right) = 0,024_m$$

Нормальная толщина лопатки на входе жидкости в колесо

$$\delta_1 = \sigma_1 \cdot \sin \beta_1;$$

$$\delta_1 = 0,014 \cdot \sin 25^\circ = 0,006_m = 6_{мм}$$

на выходе жидкости из колеса

$$\delta_2 = \sigma_2 \cdot \sin \beta_2;$$

$$\delta_2 = 0,024 \cdot \sin 20,48^\circ = 0,0084_m = 8,4_{мм}$$

Проверяем коэффициенты стеснения телом лопаток на входе и выходе из рабочего колеса

$$K_i = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot \delta_i}{\pi \cdot D_i \cdot \sin \beta_i}};$$

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,006}{\pi \cdot 0,2 \cdot \sin 25^\circ}} = 1,15$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,0084}{\pi \cdot 0,507 \cdot \sin 20,48^\circ}} = 1,1$$

Так как U_2, K_1, K_2 вычисленные во втором приближении, совпадают с их значениями в первом приближении с погрешностью менее 5 %, то эти величины принимаем за окончательные и рассчитываем относительные скорости на входе и выходе из колеса

$$W_i = \frac{K_i \cdot C'_{mi}}{\sin \beta_i};$$

$$W_1 = \frac{1,15 \cdot 3,358}{\sin 25} = 9,14_{м/с}$$

$$W_2 = \frac{1,1 \cdot 3,088}{\sin 20,48} = 9,7_{м/с}$$

На основании полученных данных строим входной и выходной треугольники скоростей.

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

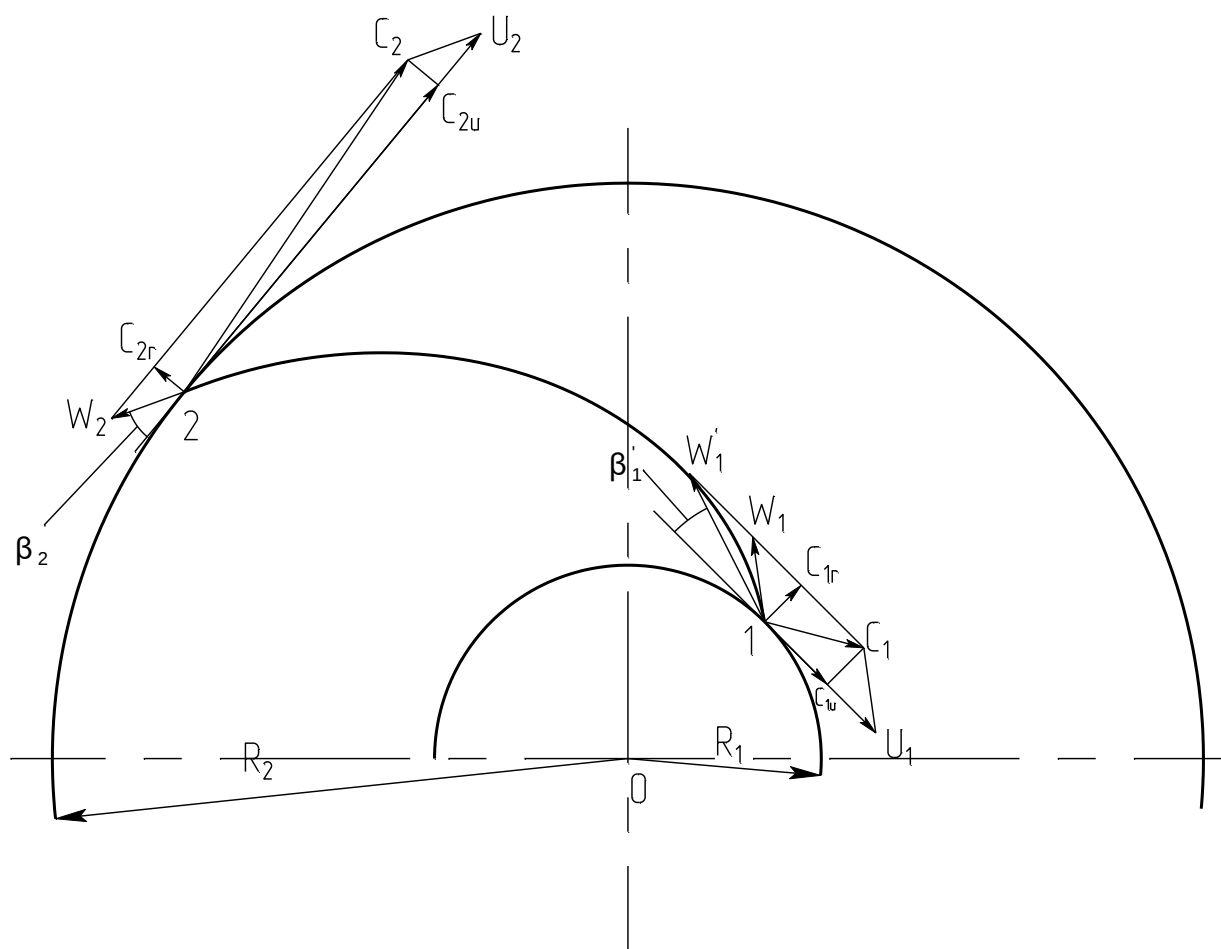


Рисунок 1 – Треугольники скоростей

3.1 Профилирование меридионального сечения рабочего колеса

Зададимся линейным законом меридиональной C'_{mi} и относительной W_i скоростей по длине межлопаточного канала.

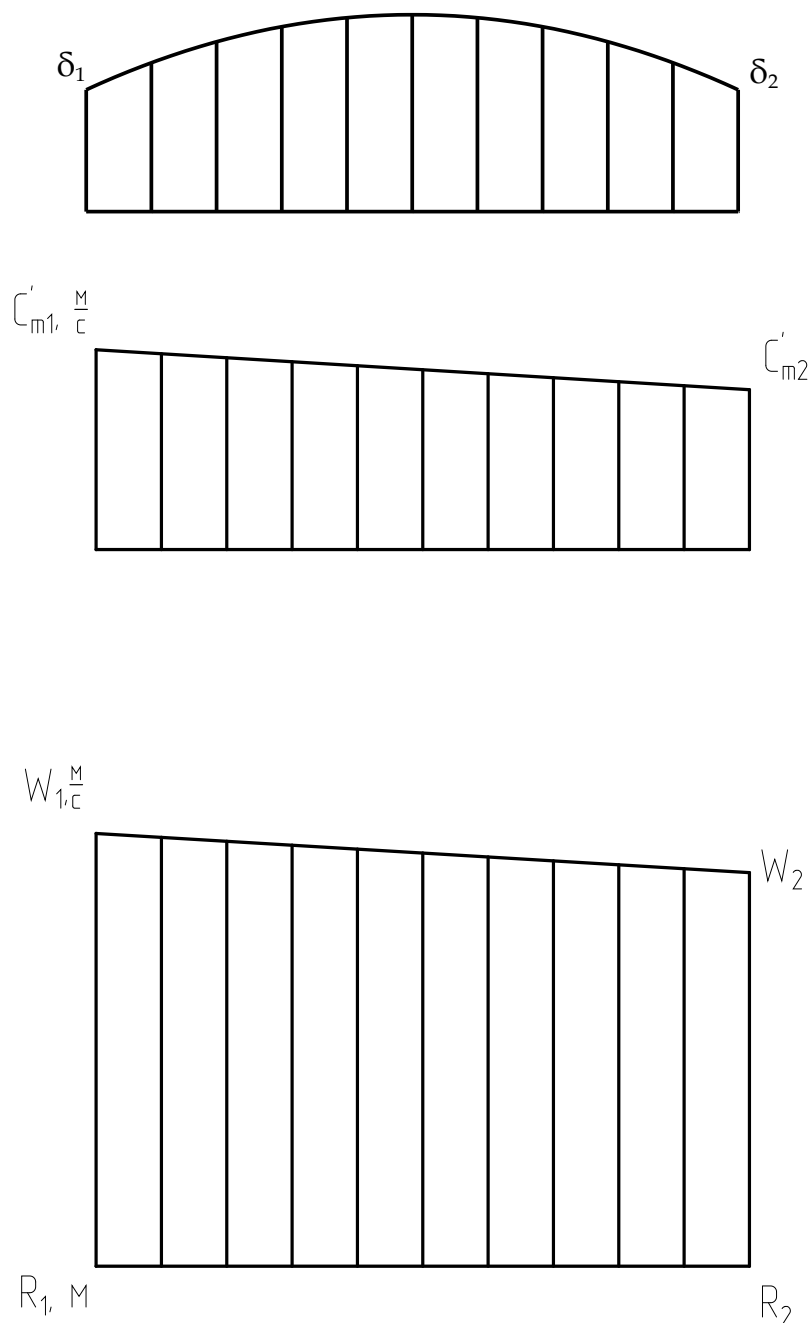


Рисунок 2 – Графики характера изменения C'_{m1} , W_1 , δ_1 между радиусами R_1 , R_2

					8МА-61.15.2.00000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Хакимов			Профилирование каналов и лопаток рабочего колеса.		
Провер.		Отряскина					
Реценз.							
Н. Контр.							
Утв.		Сарипов					
					Лит.	Лист	Листов
						15	36
					Кафедра МАХП		

Значение ширины канала в функции от радиуса

$$b_i = \frac{Q'_1}{2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot C'_{mi}}$$

Профилирование проведем в табличной форме

Таблица 1 – Расчет ширины канала по радиусу колеса

R, м	$C'_m, \frac{м}{с}$	$b_i, м$	W, м/с	$\delta, м$
0,1	3,358	0,0735	9,14	0,006
0,12	3,328	0,0618	9,21	0,00625
0,14	3,298	0,0535	9,28	0,0065
0,16	3,268	0,0472	9,35	0,00675
6,63	3,238	0,0423	9,42	0,007
0,2	3,208	0,0385	9,49	0,00675
0,22	3,17	0,0354	9,56	0,0065
0,24	3,13	0,0329	9,63	0,00625
0,252	3,088	0,0317	9,7	0,006

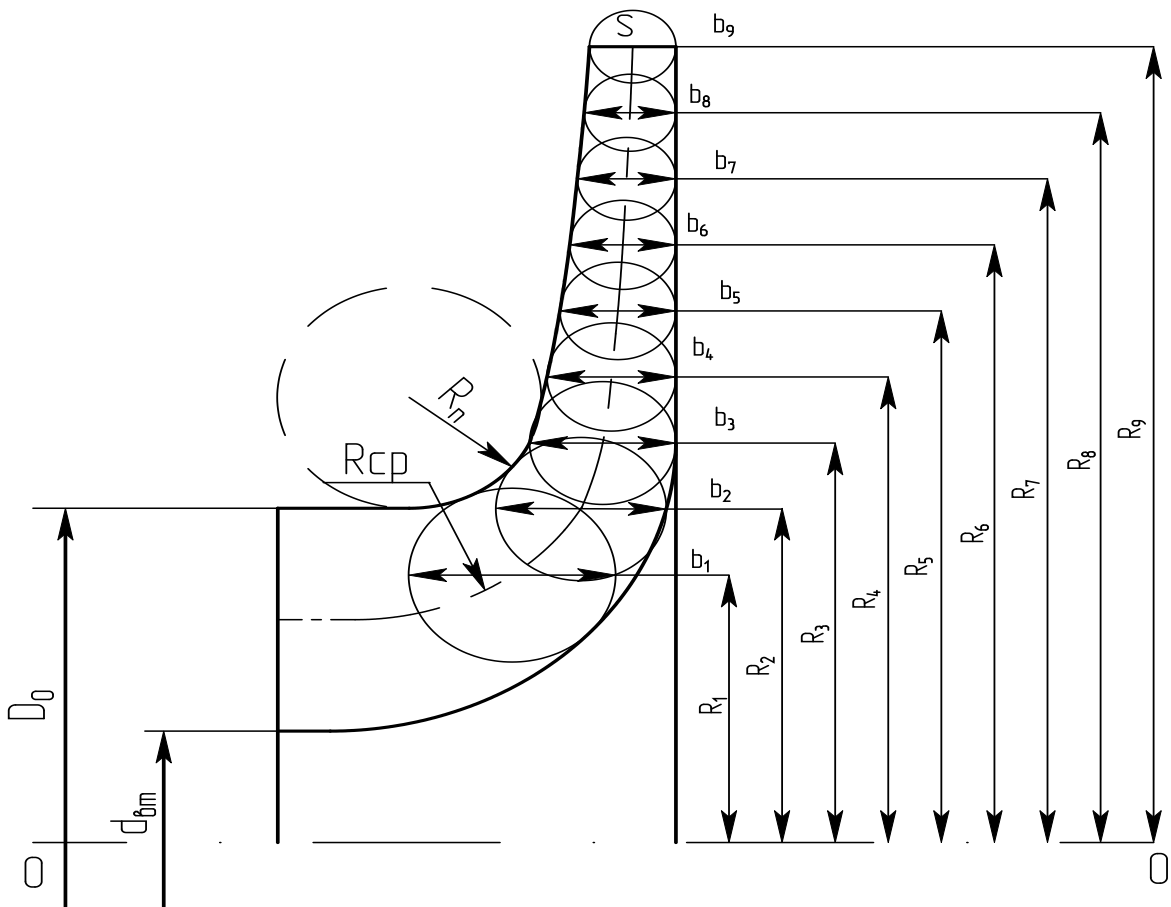


Рисунок 3 – Профиль рабочего колеса

3.2 Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам

Значения $C'_{mi}, W_i, R_i, \delta_i, Z$ являющиеся исходными данными, берем из предыдущих расчетов размеров рабочего колеса и профилирования его меридионального сечения.

Шаг лопатки

$$t_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_i}{Z_i}$$

Промежуточные значения угла наклона лопатки

$$\beta_i = \arcsin \left(\frac{C'_{mi}}{W_i} + \frac{\delta_i}{t_i} \right)$$

Приращение центрального угла

$$\Delta\phi_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R_i$$

где ΔR_i - приращение радиуса;

$B_i + B_{i+1}$ - значение подынтегральной функции в начале и в конце рассматриваемого участка;

$$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i}$$

Суммарное значение центрального угла обхвата ϕ_k

$$\phi_k = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R_i$$

Профилирование проведем в табличной форме

Таблица 2 – Расчет координат профиля лопатки

Расчетная величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R, м	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,252
t_i , м	0,1047	0,1256	0,1465	0,1675	0,1884	0,2093	0,2303	0,2512	0,2638
$\frac{\delta_i}{t_i}$, м	0,0573	0,0498	0,0446	0,0403	0,0372	0,0323	0,0282	0,0249	0,0227
$\frac{C'_{mi}}{W_i}$	0,3674	0,3613	0,3554	0,3495	0,3437	0,3380	0,3316	0,3250	0,3184
β_i , град	25.13	24.27	23.58	22.94	22.39	21.73	21.09	20.48	19.94
$\operatorname{tg} \beta_i$	0,469	0,451	0,436	0,423	0,412	0,396	0,386	0,373	0,363
B_i	21,3	18,5	16,8	14,8	13,5	12,6	11,8	11,2	10,9
$\Delta\phi_i$, рад	0	0,398	0,353	0,316	0,283	0,261	0,244	0,23	0,133
ϕ_k , град	0	22,8	43,03	61,13	77,35	92,3	106,28	119,46	127,08

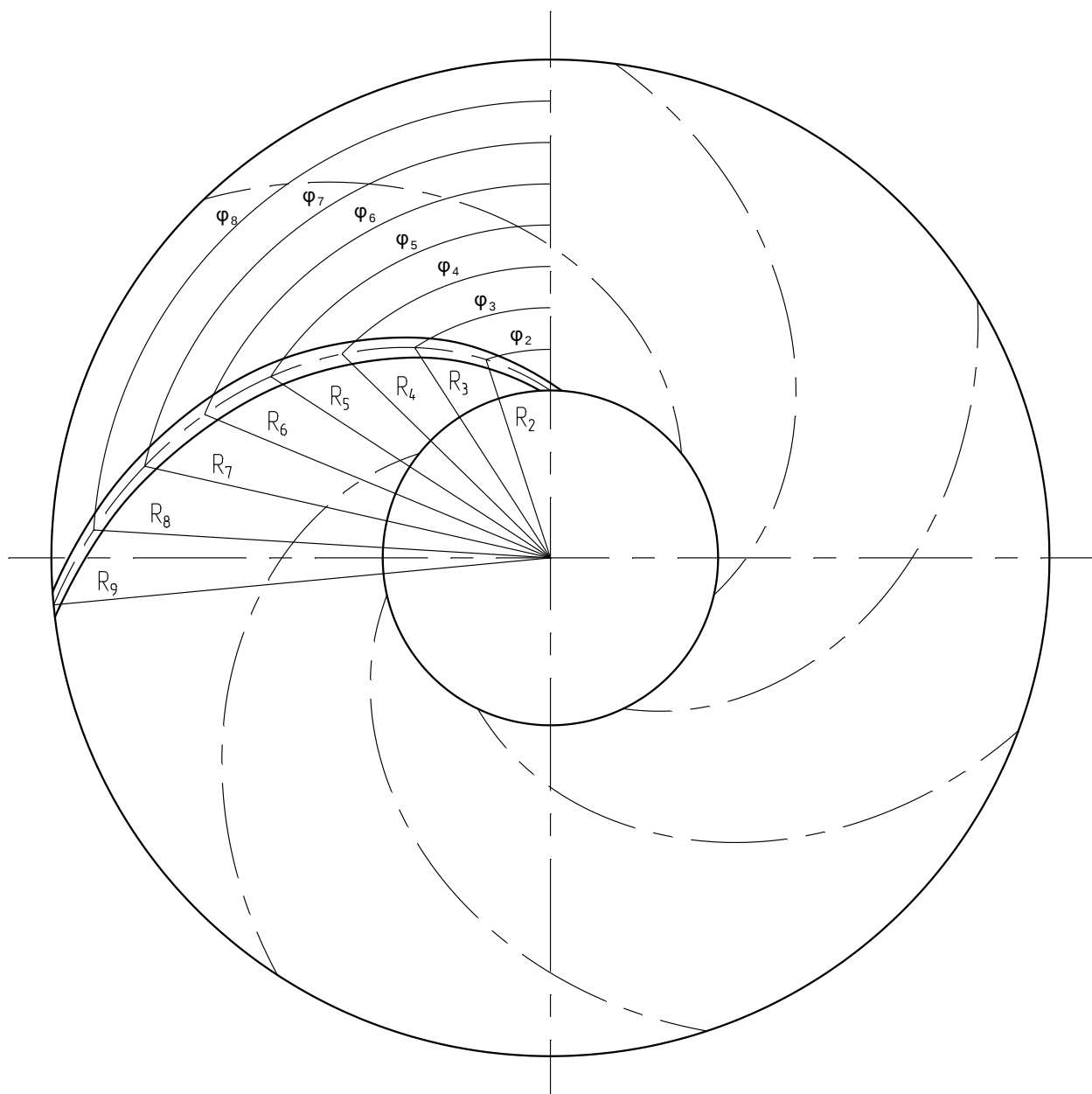


Рисунок 4 – Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам

4.1 Расчет спиральной камеры круглого сечения.

Исходные данные R_2, b_3, H_T, Q'_1, n берутся из примеров расчета размеров рабочего колеса, профилирования меридионального сечения и лопаток рабочего колеса.

Радиус контрольной цилиндрической поверхности

$$R_3 = (1,02 \dots 1,05) \cdot R_2;$$

$$R_3 = 1,045 \cdot 0,252 = 0,26 \text{ м}$$

Ширина входа в спираль с учетом осевого перемещения рабочего колеса

$$b_3 = b_2 + 0,1 \cdot R_2;$$

$$b_3 = 0,0315 + 0,1 \cdot 0,252 = 0,057 \text{ м}$$

Вспомогательный коэффициент

$$K = \frac{212000 \cdot H_T}{n \cdot Q'_1};$$

$$K = \frac{212000 \cdot 33}{960 \cdot 0,155} = 47016.$$

Радиусы круглых сечений спиральной камеры, м

$$\rho_i = \frac{\phi_i}{K} + \sqrt{2 \cdot \frac{\phi_i}{K} \cdot R_3}$$

Расстояние от оси колеса до оси спиральной камеры, м

$$R_{ai} = R_3 + \rho_i$$

Расстояние от оси колеса до наружной стенки спиральной камеры, м

$$R_{ci} = R_{ai} + \rho_i$$

Профилирование проведем в табличной форме

					8МА-61.15.2.00000ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Разраб.		Хахимов			Отводящие устройства.	Лит.	Лист	Листов	
Провер.		Отряскина							
Реценз.							19	36	
Н. Контр.						Кафедра МАХП			
Утв.		Сарилов							

Таблица – 3 Расчет характеристик круглых сечений спиральной камеры

$\phi_i, \text{град}$	$\frac{\phi_i}{K}$	$\sqrt{2 \cdot \frac{\phi_i}{K} \cdot R_3}$	ρ_i	$R_{ai} = R_3 + \rho_i$	$R_{ci} = R_{ai} + \rho$
45	0,000957	0,0223	0,023	0,283	0,306
90	0,00191	0,0315	0,033	0,293	0,326
135	0,00287	0,0382	0,041	0,301	0,342
180	0,00383	0,0446	0,048	0,308	0,356
225	0,00479	0,0499	0,055	0,315	0,37
270	0,00574	0,0546	0,06	0,32	0,38
315	0,0067	0,059	0,066	0,326	0,392
360	0,00766	0,0631	0,071	0,331	0,402

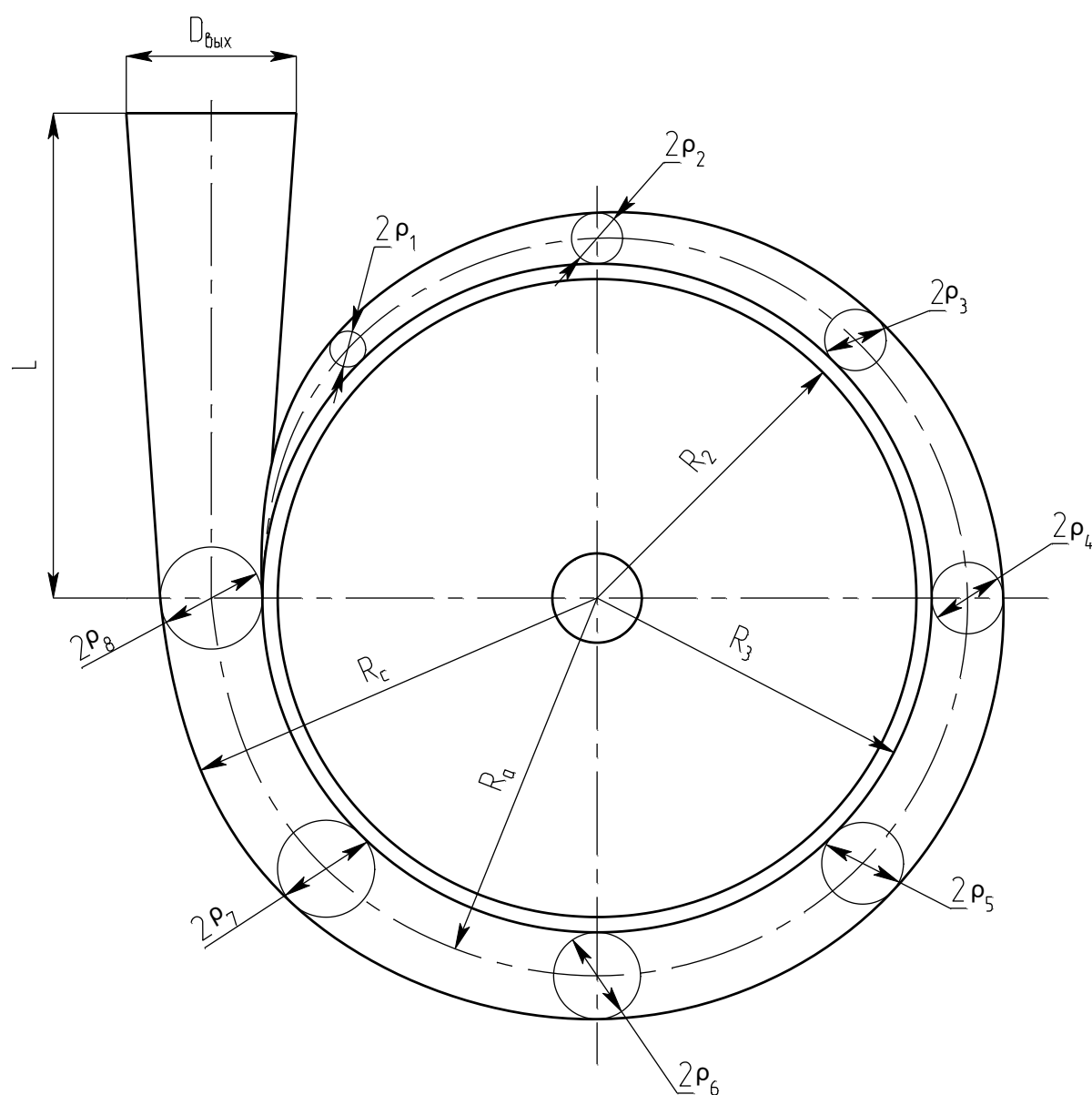


Рисунок 5 – Построение спиральной камеры круглого сечения

4.2 Расчет диффузора спиральной камеры

Диаметр нагнетательного трубопровода насосной установки

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1'}{\pi \cdot V}}$$

где $V = 3 \dots 5$ – скорость жидкости в трубопроводе, $м \cdot с^{-1}$.

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,155}{\pi \cdot 4,1}} = 0,219 м.$$

По значению $d_{тр} = 0,219$ м выбираем ближайший больший диаметр $d_{тр}$ из стандартных размеров трубопровода из нержавеющей стали $d_{mp} = 219$ мм.

Длина диффузора

$$l = \frac{\sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot (\sqrt{F_{mp}} - \sqrt{F_{360}})}{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}$$

где $F_{mp} = \frac{\pi \cdot d_{mp}^2}{4}$ – площадь поперечного сечения трубопровода

$F_{360} = \frac{\pi \cdot (2 \cdot \rho_8)^2}{4}$ – площадь поперечного сечения спиральной камеры

$\theta = 8 \dots 12^\circ$ – угол раскрытия

$$F_{mp} = \frac{\pi \cdot 0,219^2}{4} = 0,03767 м$$

$$F_{360} = \frac{\pi \cdot (2 \cdot 0,071)^2}{4} = 0,01584 м$$

$$l = \frac{\sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot (\sqrt{0,03767} - \sqrt{0,01584})}{\operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 0,7785$$

Определяем размеры уплотнения

Принимаем величину радиального зазора $b=0,00035$ м

Определяем коэффициент расхода жидкости при истечении через щель уплотнения

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot b} + 1,5}}$$

где λ - коэффициент, учитывающий трение жидкости о стенки щели

$$\lambda = 0,04 \dots 0,06$$

l - длина щели, м

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,06 \cdot 0,020}{2 \cdot 0,00035} + 1,5}} = 0,5139$$

Определяем перепад напора на концах уплотнения рабочего колеса со стороны входа при нормальном состоянии уплотнения, м

$$\Delta H = H_{1ТП} - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot (R_2^2 - R_y^2)$$

где $H_{1ТП}$ - потенциальный напор рабочего колеса, м

R_2 - наружный радиус колеса, м

R_y - наружный радиус уплотнительного кольца, м

$$R_y = R_o + (0,007 \dots 0,1);$$

$$R_y = 0,12 + 0,008 = 0,128 \text{ м}$$

$$H_{1ТП} = K_p \cdot H_T$$

где K_p - коэффициент реактивности

$$K_p = 1 - \frac{g \cdot H_T}{2 \cdot u_2^2}$$

где u_2 - окружная скорость при выходе из колеса, м/с

					8МА-61.15.2.00000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Хахимов				Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса	Лит.	Лист
Провер.	Отряскина						22
Реценз.							36
Н. Контр.						Кафедра МАХП	
Утв.	Сарилов						

$$K_p = 1 - \frac{9,81 \cdot 33}{2 \cdot 25,5^2} = 0,751$$

$$H_{1TP} = 0,751 \cdot 33 = 24,79_m$$

$$\Delta H = 24,79 - \frac{101^2}{8 \cdot 9,81} \cdot (0,252^2 - 0,128^2) = 18,67_m$$

Определяем расход жидкости через кольцевое отверстие уплотнения

$$Q_{1S} = \mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H}$$

$$Q_{1S} = 0,5139 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,128 \cdot 0,00035 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 18,67} = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определяем величину протечек через сальники и дренаж сальников

$$Q_{np2} = (0,015 \dots 0,025) \cdot Q;$$

$$Q_{np2} = 0,015 \cdot 0,15 = 0,00225 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определяем объемные потери насоса

$$Q_{np} = Q_{1S} + Q_{np2};$$

$$Q_{np} = 0,0028 + 0,00225 = 0,00505 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определяем объемный КПД насоса

$$\eta_o = \frac{Q - Q_{np}}{Q}$$

$$\eta_o = \frac{0,15 - 0,00505}{0,015} = 0,966$$

Полученное значение η_o совпадает с его величиной, определенной в гидравлическом расчете с погрешностью менее 10 %.

6.1 Определение основных характеристик разгрузочного отверстия

Протечки через разгрузочные отверстия в первом приближении принимаются равными протечкам через уплотнение

$$Q_{\text{отв}} = Q_{1\text{с}} = 0,0028 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Скорость жидкости в разгрузочном отверстии принимается равной скорости потока на входе в рабочее колесо

$$C_{\text{отв}} = C_o = 3,358 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Диаметр разгрузочного отверстия

$$D_{\text{отв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{отв}}}{\pi \cdot z_{\text{отв}} \cdot C_{\text{отв}}}};$$

$$D_{\text{отв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0028}{\pi \cdot 6 \cdot 3,358}} = 0,0133 \text{ м}$$

6.2 Расчет мощности на валу центробежного насоса

Определяем механические потери в насосе

$$N_M = k \cdot N_{M1}$$

где N_{M1} - потери мощности на трение наружной поверхности колеса с жидкостью.

$k = 1,08 \dots 1,1$ -коэффициент, учитывающий дополнительные потери на трение в подшипниках и сальниках.

$$N_{M1} = N_{\partial} + N_{\text{ц}}$$

где N_{∂} - потери мощности на трение боковых поверхностей дисков.

$N_{\text{ц}}$ - потери мощности на трение цилиндрической части обода.

					8МА-61.15.2.00000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Хакимов				Уравновешивание гидравлической осевой силы.	Лит.	Лист
Провер.	Отряскина						24
Реценз.							36
Н. Контр.						Кафедра МАХП	
Утв.	Сарилов						

$$N_{\partial} = 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot u_2^3 \cdot D_2^2;$$

$$N_{\partial} = 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot 25,6^3 \cdot 0,507^2 = 48,7 Bm$$

$$N_{\Pi} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[4]{Re}_2^{3^4}}$$

где $Re = 7 \cdot 10^6$ - число Рейнольдса

b- ширина цилиндрической поверхности обода.

$$N_{\Pi} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[4]{7 \cdot 10^6}} \cdot 1000 \cdot 0,0315 \cdot 101^3 \cdot 0,254^4 = 1602 Bm$$

$$N_{M1} = 48,7 + 1602 = 1650,7 Bm$$

$$N_M = 1,1 \cdot 1650,7 = 1815,77 Bm = 1,816 кВт$$

Подводимая к насосу мощность

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{10^3 \cdot \eta_o \cdot \eta_{\Gamma}} + N_M;$$

$$N = \frac{0,15 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 30}{10^3 \cdot 0,969 \cdot 0,913} + 1,816 = 51,76 кВт$$

Принимаем трехфазный асинхронный двигатель

ABLE Y2 250M-2 мощностью 55 кВт; частотой вращения 2980 об/мин

Механический КПД насоса

$$\eta_M = 1 - \frac{N_{M1}}{N};$$

$$\eta_M = 1 - \frac{1,6507}{51,76} = 0,9681$$

7.1 Расчет вала

Определяем осевое усилие:

$$P_{oc} = P_{oc1} + P_{oc2} - P_{oc3}$$

где P_{oc} - осевое усилие, Н;

P_{oc1} - сила действующая на диск колеса, Н;

P_{oc2} - сила, действующая на торец вала, Н;

P_{oc3} - сила, обусловленная давлением потока всасываемой жидкости на колесо.

$$P_{oc1} = g \cdot \rho \cdot H \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - d_6^2);$$

$$P_{oc1} = 9,81 \cdot 1000 \cdot 30 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,507^2 - 0,043^2) = 58987 \text{ Н}$$

$$P_{oc2} = g \cdot \rho \cdot H_6^{max} \frac{\pi^2}{4_6}$$

где H_6^{max} - максимальная вакуумметрическая высота всасывания

$$H_6^{max} = \frac{p_a}{\rho \cdot g_{кр}}$$

где $p_a = 101 \cdot 10^3$ - атмосферное давление, Па;

$\phi = 1,15 \dots 1,3$ – коэффициент запаса;

$\Delta h_{кр}$ - критический кавитационный запас.

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}$$

где $c=675$ – кавитационный коэффициент быстроходности.

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{960 \cdot \sqrt{0,15}}{675} \right)^{\frac{4}{3}} = 4,52 \text{ м}$$

$$H_B^{max} = \frac{101 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} - 1,2 \cdot 4,52 = 4,87$$

$$P_{oc2} = 9,81 \cdot 1000 \cdot 4,87 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,043^2 = 69,4 \text{ Н}$$

$$P_{oc3} = g \cdot \rho \cdot C_0;$$

$$P_{oc3} = 9,81 \cdot 1000 \cdot 3,659 = 35894,8 \text{ Н}$$

$$P_{oc} = 58987 + 61,3 - 35894,8 = 23153,5 \text{ Н}$$

					8МА-61.15.2.00000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Хакимов			Расчет основных элементов центробежного насоса	Лит.	Лист
Провер.		Отряскина					26
Реценз.							36
Н. Контр.						Кафедра МАХП	
Утв.		Сарилов					

Определяем радиальное усилие

$$P_{pad} = \rho \cdot g \cdot H \cdot k \cdot D_2 \cdot b_2'$$

где $k=0,36$ – коэффициент для максимального значения радиальной силы;

b_2' - ширина колеса на выходе.

$$b_2' = b_2 + \delta_1 + \delta_2$$

где b_2 - ширина лопатки на выходе;

δ_1, δ_2 - толщина дисков колеса м.

$$b_2' = 0,0315 + 0,006 + 0,0084 = 0,0999 \text{ м}$$

$$P_{pad} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 0,36 \cdot 0,507 \cdot 0,0315 = 1692 \text{ Н}$$

Определяем усилие от массы рабочего колеса

$$P_k = \rho \cdot g \cdot V_k$$

где ρ - плотность материала рабочего колеса, для бронзы – 8700 кг/м³

V_k - объем материала рабочего колеса м³.

$$V_k = V_{k1} + V_{k2} + V_{k3} + V_{k4} - V_{k5}$$

где V_{k1} - объем, описанный ступицей, м³

$$V_{k1} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{cm}^2 \cdot b_{cm} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,061^2 \cdot 0,0915 = 0,267 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

V_{k2} - объем диска колеса, м³.

$$V_{k2} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_{cm}^2) \cdot \delta_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,507^2 - 0,061^2) \cdot 0,006 = 1,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

V_{k3} - объем покровного диска, м³

$$V_{k3} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) \cdot \delta_2 \cdot k$$

где k – коэффициент, учитывающий конусность покровного диска

$$k = \frac{1}{\cos \alpha}$$

$$\alpha = \arctg \frac{b_1 - b_2}{D_2 - D_1};$$

$$\alpha = \arctg \frac{0,073 - 0,0315}{0,504 - 0,2} = 7,8^\circ$$

$$k = \frac{1}{\cos 7,8^\circ} = 1,01$$

$$V_{k3} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,504^2 - 0,2^2) \cdot 0,0084 \cdot 1,01 = 1,426 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

V_{k4} - объем лопаток рабочего колеса, м³

$$V_{k4} \approx \frac{(b_1 + b_2) \cdot (D_2 - D_1) \cdot Z \cdot \delta_3}{4 \cdot \sin \beta_1}$$

где δ_3 - толщина лопатки, принимаемая равной 0,8 от толщины диска колеса.

$$V_{k4} \approx \frac{(0,073 + 0,0315) \cdot (0,504 - 0,2) \cdot 6 \cdot 0,0048}{4 \cdot \sin 25^\circ} = 0,5412 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

V_{k5} - объем посадочного отверстия, м³

$$V_{k5} = \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2 \cdot b_{ст} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,043^2 \cdot 0,0915 = 0,133 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V_k = (0,267 + 1,19 + 1,426 + 0,5412 - 0,133) \cdot 10^{-3} = 3,2912 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$P_k = 8700 \cdot 9,81 \cdot 3,2912 \cdot 10^{-3} = 281 \text{ Н}$$

Определяем усилие от массы полумуфты

$$P_m = g \cdot m$$

где m – масса полумуфты, кг

$$P_m = 9,81 \cdot 3,5 = 34,335 \text{ Н}$$

Т.к. масса рабочего колеса менее 10 кг ($m_p = \rho \cdot V_k = 8700 \cdot 0,5619 \cdot 10^{-3} \approx 5 \text{ кг}$) и частота вращения до 3000 об/мин то влиянием остаточной динамической неуравновешенностью и величиной $M_{ц}$ можно пренебречь и не вводить в дальнейший расчет.

					ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

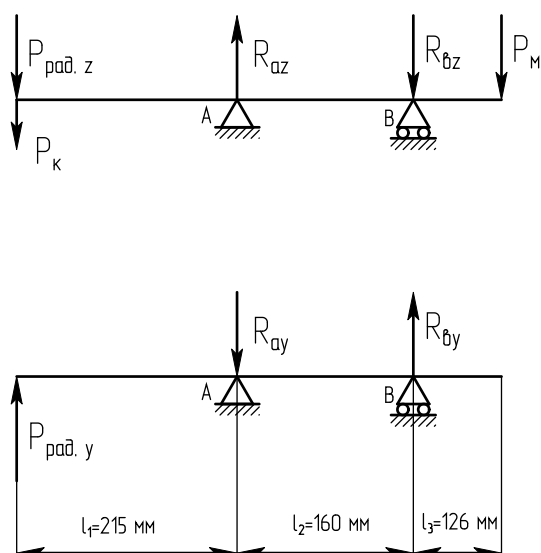


Рисунок – 6 Расчетная схема вала консольного насоса

l_1 – длина участка вала под рабочее колесо и уплотнения, определяется графически как суммы длины втулки колеса, длина уплотнения и корпусные зазоры.

l_2 – длина участка вала под подшипники, определяется графически как суммы ширины двух подшипников, длина промежуточного расстояния между подшипниками и корпусные зазоры.

l_3 – длина участка вала под полумуфту, определяется графически как суммы длины полумуфты и корпусные зазоры.

7.2 Расчет рабочего колеса

Определяем максимальное напряжение в диске колеса

$$\sigma_{\text{max}} = \rho_m \cdot \omega^2 \cdot R_2^2;$$

$$\sigma_{\text{max}} = 8700 \cdot 101^2 \cdot 0,252^2 = 5,64 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Определяем допустимые напряжения

$$[\sigma] = \varepsilon \cdot \sigma_{\varepsilon}$$

где ε - коэффициент, учитывающий влияние характерных размеров диска колеса.

$\sigma_{\varepsilon}=206$ МПа- предел прочности материала.

$$[\sigma] = 1 \cdot 206 = 206 \text{ МПа}$$

Определяем коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{max}} = \frac{206}{5,64} = 36,52$$

Определяем выполнимость условия прочности

$$n \geq n_T$$

где n_T - минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности.

$$n_T=3...4$$

Условие прочности выполняется.

7.3 Расчет корпуса насоса

Определяем меридиональное напряжение

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot R}{2 \cdot \delta}$$

где P – избыточное давление внутри корпуса насоса, Па;

R – внутренний радиус корпуса, м;

δ - толщина стенки корпуса, м.

$$\sigma_1 = \frac{30 \cdot 10^4 \cdot 0,116}{2 \cdot 0,01} = 1,74 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Определяем окружное напряжение

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot R}{\delta};$$

$$\sigma_2 = \frac{30 \cdot 10^4 \cdot 0,116}{0,01} = 3,48 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

						Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем эквивалентные напряжения в расчетном сечении для плосконапряженного состояния

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2]};$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(1,74 \cdot 10^6 - 3,48 \cdot 10^6)^2 + (1,74 \cdot 10^6)^2 + (3,48 \cdot 10^6)^2]} \\ &= 3,48 \cdot 10^6 \text{ Па} \end{aligned}$$

Определяем допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \varepsilon \cdot \beta \cdot \sigma_{\text{с}} = 1 \cdot 1 \cdot 206 = 206 \text{ МПа}$$

Определяем запас прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{206}{3,48} = 59,2$$

Проверяем условие прочности

$$n \geq [n]$$

где $[n]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности составляет 3,0...3,4

Условие прочности выполняется.

7.4 Выбор подшипников вала рабочего колеса

Во многих случаях на подшипник действует комбинированная нагрузка, состоящая из радиальной F_r и осевой F_a составляющих. В этом случае с каталожным значением C_0 сравнивается эквивалентная нагрузка. В формуле для ее определения используют коэффициенты, учитывающие перераспределение нагрузки по телам качения. Рассчитанная эквивалентная нагрузка вызывает приблизительно такую же остаточную деформацию, как и совместно действующие на подшипник нагрузки F_r и F_a .

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная статическая радиальная нагрузка определяется по формулам:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a;$$

где $X_0 = 0,5$. $Y_0 = 0,47$ - коэффициент соответственно радиальной и осевой статической нагрузки;

$$F_r = P_{\text{рад}} = 1692 \text{ Н};$$

$$F_a = P_{\text{ос}} = 23153,5 \text{ Н}$$

$$P_{0r} = 0,5 \cdot 1692 + 0,47 \cdot 23153,5 = 11728,15$$

Для упорных и упорно - радиальных подшипников эквивалентную статическую осевую нагрузку подсчитывают по формулам:

$$P_{0a} = F_a + 2,3 F_r \tan \alpha;$$

где α - 12 - угол контакта.

$$P_{0a} = 23153,5 + 2,3 \cdot 1692 \cdot 0,213 = 23982,41$$

Из каталога находим подшипники 7303А, 7303В (оптимальны для использования в условиях высоких радиальных нагрузок) выбираем один из них.

Определяем теоретическую расчетную производительность насоса

$$Q_{tp} = \frac{Q}{\eta_o} = \frac{0,15}{0,969} = 0,155 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Определяем теоретическую производительность Q_{ti} для каждого режима работы насоса

$$Q_{t1} = 0,00$$

$$Q_{t2} = 0,25 \cdot Q_{tp} = 0,25 \cdot 0,155 = 0,0387 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t3} = 0,50 \cdot Q_{tp} = 0,50 \cdot 0,0262 = 0,0774 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t4} = 0,75 \cdot Q_{tp} = 0,75 \cdot 0,0262 = 0,116 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t5} = 1,00 \cdot Q_{tp} = 1,00 \cdot 0,0262 = 0,155 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t6} = 1,25 \cdot Q_{tp} = 1,25 \cdot 0,0262 = 0,1935 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					8МА-61.15.2.00000ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Хакимов			Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Отряскина					32	36
Реценз.						Кафедра МАХП		
Н. Контр.								
Утв.		Сарилов						

Таблица 4 – Расчет напорно-расходной характеристики

Номер режима	1	2	3	4	5	6
Q_{ti}/Q_{tp}	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25
H_{ti}	115,7	110,1	104,5	98,9	93,3	87,7
$(Q_{ti}/Q_{tp})^2$	0,00	0,0625	0,25	0,5625	1,00	1,5625
$h_{\Gamma i}$	0	0,915	3,475	7,40	12,4	18,225
$H'_i = H_{ti} - h_{\Gamma i}$	115,7	109,185	101,025	91,5	80,9	69,475
h_{yi}	30,674	17,254	7,669	1,917	0	1,917
$H_i = f(Q_t) = H'_i - h_{yi}$	85,026	91,931	93,356	89,583	80,9	67,558

Определяем теоретический напор для колеса с бесконечным числом лопаток для первого режима

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g} = \frac{25,5^2}{9,81} = 66,284\text{ м}$$

Наносим на координатную сетку точку «а», соответствующую $H_{t\infty}$.

Определяем расчетный теоретический напор для колеса с конечным числом лопаток H_{t5} при $Q_{t5} = Q_p$

$$H_{t5} = \frac{H}{\eta_{\Gamma}} = \frac{30}{0,913} = 32,86\text{ м}$$

Наносим точку «в», соответствующую Q_{t5}, H_{t5} .

Определяем расчетный теоретический напор для колеса с бесконечно большим числом лопаток $H_{t\infty5}$ для расчетной теоретической производительности Q_{t5}

$$H_{t\infty5} = \frac{H_{t5}}{K} = \frac{98}{0,79} = 124\text{ м}$$

Наносим точку «с», соответствующую $Q_{t5}, H_{t\infty5}$.

Через точки «а» и «с» проводим прямую линию графика $H_{t\infty} = f(Q_t)$.

Определяем H_{t1} при $Q_{t1} = 0$

$$H_{t1} = K \cdot H_{t\infty} = 0,79 \cdot 146,42 = 115,7\text{ м}$$

Наносим на координатную сетку точку «d», соответствующую $Q_{t1} = 0$, H_{t1} . Определяем для каждого режима гидравлические потери

$$h_{\Gamma i} = (1 - \eta_{\Gamma}) \cdot H_{ti} \cdot \left(\frac{Q_{ti}}{Q_p} \right)^2$$

Определяем для каждого режима потери напора на удар жидкости при входе на рабочее колесо

$$h_{yi} = H \cdot \left(\frac{K \cdot u_2^2}{g \cdot H} - a \right) \cdot \left[1 - 2 \cdot \frac{Q_{ti}}{Q_{tp}} + \left(\frac{Q_{ti}}{Q_{tp}} \right)^2 \right]$$

где $a=1$ - коэффициент

Строим график $H = f(Q)$. Для этого проводим ряд вспомогательных горизонтальных линий. На каждой линии из абсциссы графика $H = f(Q_t)$ отнимаем постоянную величину объемных потерь $Q_{пр}$. Через полученные точки проводим искомый график $H = f(Q)$, который представляет расчетную напорно - расходную характеристику.

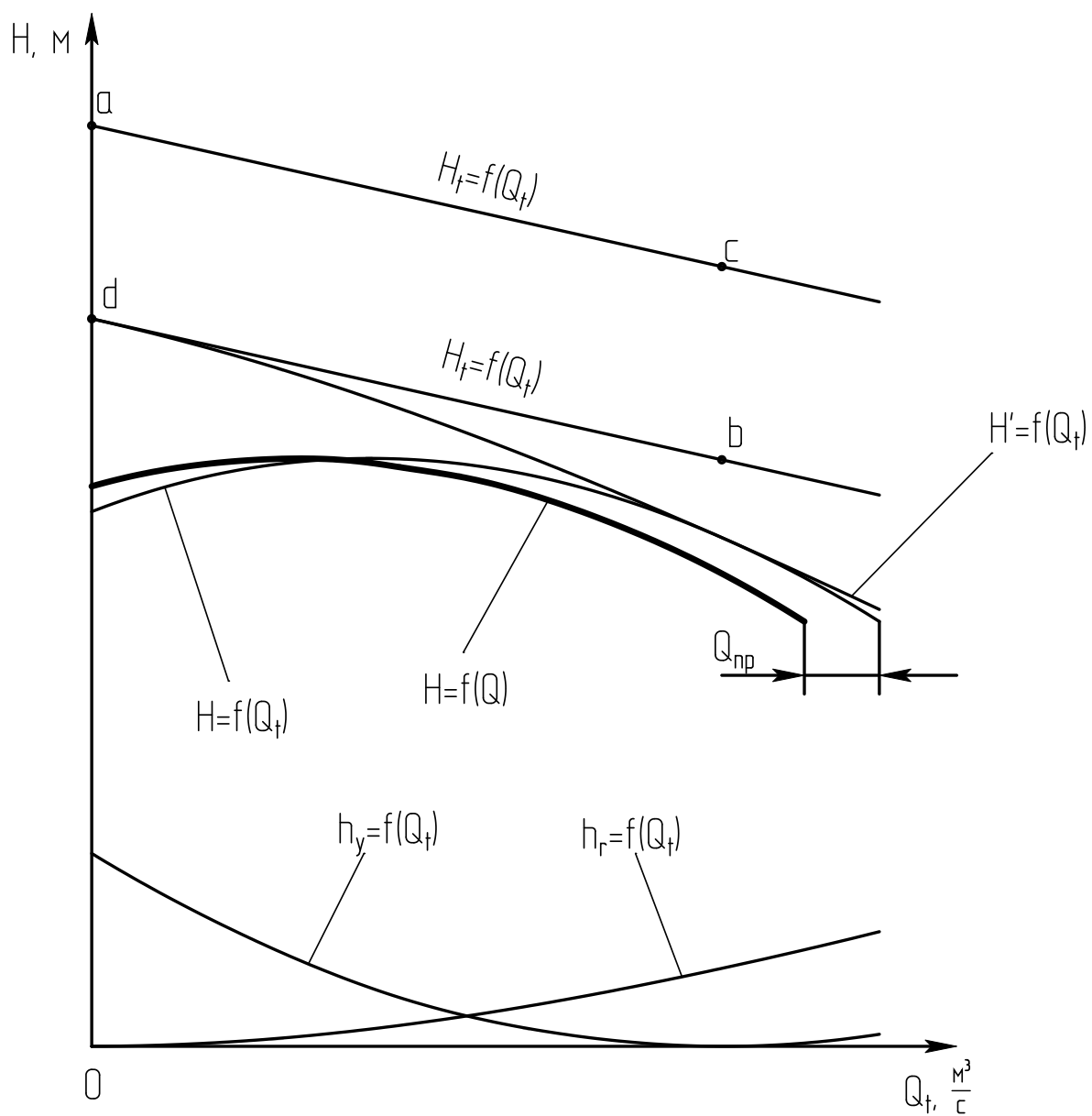


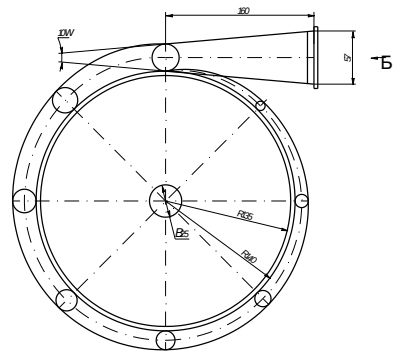
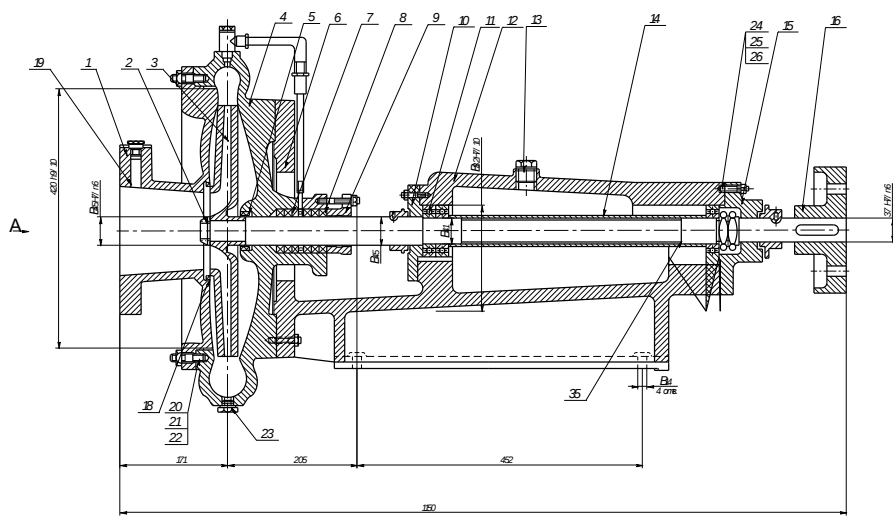
Рисунок 7 - Расчетная напорно-расходная характеристика

Список использованной литературы.

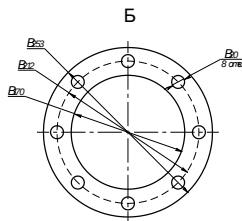
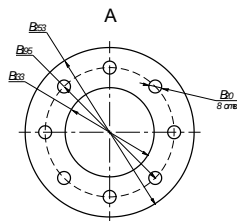
1. Фурсов, В. К. Центробежные насосы. Конструкция и расчет : учеб. пособие / В. К. Фурсов, Г. Я. Фурсова. – Комсомолск-на-Амуре : ГОУВПО «КНАГТУ», 2005. – 78 с.
2. Фурсов, В. К. Прочность деталей центробежных насосов : учеб. пособие / В. К. Фурсов, Г. Я. Фурсова. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КНАГТУ», 2007. – 54 с.
3. Чиняев, И. А. Лопастные насосы : справ. пособие / И. А. Чиняев. – Л. : Машиностроение, 1973. – 184 с.
4. Айзенштейн, М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / М. Д. Айзинштейн, - М. : Гостоптехиздат, 1957. – 272 с.

					ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

900000020520-1116



- Техническая характеристика
1. Подает $Q=0,15$ м³/с
 2. Напор $H=30$ м
 3. Частота вращения вала насоса $n=2980$ мин⁻¹ 3



900000020520-1116		900000020520-1116	
Исполнитель	Проверен	Исполнитель	Проверен
Дизайнер	Инженер	Дизайнер	Инженер
Конструктор	Инженер	Конструктор	Инженер
Технолог	Инженер	Технолог	Инженер
Специалист	Инженер	Специалист	Инженер
Мастер	Инженер	Мастер	Инженер
Рабочий	Инженер	Рабочий	Инженер