

Росрефлот

Новосибирский институт инженеров водного транспорта

621.6
Е 302

Егоров Г.Л.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС

Методические указания по выполнению курсового проекта для студентов очного и заочного факультетов (специальность 14.02 "Проектирование и монтаж судовых энергетических установок")

Новосибирск, 1991

Библиотека
НИИВТа

800/76+8

621.6 37-91/085
Е 302 Егоров Г.Л.
Методические указания
насос. центробежные
установки... 0/4
1991

1194. 7.09.94
" 2.12.85
1986
1987

37-91/085

Учебный фонд

Методические указания по проектированию центробежного насоса разработаны в соответствии с действующей программой курса "Судовое вспомогательное энергетическое оборудование" и предназначено для студентов очного и заочного факультетов, обучающихся по специальности 14.02 "Проектирование и монтаж судового энергетического оборудования". Настоящие указания могут быть использованы в дипломном проектировании.

Методические указания утверждены на кафедре Термодинамики и судовых энергетических установок НИИВТА.

Составитель

Егоров Г.Д.

Ответственный за выпуск Сисин В.Д.

Подписано к печати 9.04.91. . Формат 60x84 1/16
Объем 3,5 п.л., 3,6 уч.изд.л. Заказ №120. Тираж 290 экз.
Репрапринт НИИВТ 630104, г.Новосибирск, Советская 60.

В В Е Д Е Н И Е

Дисциплина "Судовое вспомогательное энергетическое оборудование" изучается студентами специальности 14.02 "Проектирование и монтаж судового энергетического оборудования" на 6 и 7 семестрах.

Рабочей программой курса предусмотрено изучение теории и расчета центробежного насоса в шестом семестре, а в седьмом семестре, наряду с изучением палубных механизмов, выполнение курсового проекта по центробежному насосу. Задание на курсовой проект выдается персонально каждому студенту на первых лабораторных занятиях в седьмом семестре.

В течение седьмого семестра на лабораторных занятиях преподаватели дают объяснения по выполнению отдельных разделов курсового проекта. Защита проекта производится не позднее предпоследней недели седьмого семестра.

1. СОСТАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА, ТРЕБОВАНИЯ.

ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НЕМУ

Курсовой проект выполняется согласно заданию, в котором в качестве исходных данных приводятся:

- тип насоса
- число ступеней
- перекачиваемая среда
- подача Q , м³/ч
- напор, развиваемый насосом H , м.в.ст.
- температура перекачиваемой среды.

Проект состоит из пояснительной записки и двух листов графического материала. Оформление которых должно удовлетворять требованиям, изложенным в методических указаниях [1], [2].

Пояснительная записка содержит следующее:

- Титульный лист
- Задание
- Содержание
- Введение
- 1. Расчет рабочего колеса
- 2. Расчет спирального отвода
- 3. Расчет максимальной вакуумметрической высоты всасывания
- 4. Расчет осевого усилия
- 5. Расчет основных деталей на прочность
- 6. Выбор элементов подшипников, уплотнения и других основных деталей
- 7. Расчет утечек через уплотнения
- 8. Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса
- 9. Перечень использованной литературы

Графический материал включает следующие чертежи:
Л и с т № 1. На нем изображаются без выделения гранок: профиль лопатки рабочего колеса в масштабе с сокращением вспомогательных линий построения, спиральный канал и диффузор корпуса в масштабе, построение напорно-расходной характеристики насоса. В основную надпись чертежа (штамп) вносится название - "Профиль лопатки, очертание корпуса, характеристика насоса".

Л и с т № 2. Является чертежом общего вида насоса. Он содержит одну проекцию - разрез насоса вдоль оси вала и таблицу перечня элементов (спецификацию). На поле чертежа приводятся технические характеристики насоса. В основную надпись данного чертежа (штамп) вносится название - "Центробежный насос".

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАСОСА

Гидравлический расчет насоса включает расчет рабочего колеса и спирального отвода корпуса, производится по струйной теории с использованием зависимостей, полученных на основе теории подобия. В результате расчета определяются основные размеры рабочего колеса: диаметры окружностей входа D_1 и выхода D_2 , ширины лопаток на входе b_1 и выходе b_2 , углы, характеризующие профиль лопатки β_1 и β_2 , диаметры вала, ступицы, подводяной горловины колеса. Определяются также размеры, характеризующие корпус, спиральный отвод и диффузор. Находится число лопаток Z рабочего колеса. Для последующего расчета деталей насоса на прочность рассчитывается усилие, действующее вдоль вала насоса и радиальное усилие.

Методика гидравлического расчета, необходимые рекомендации и справочный материал изложены в методических указаниях [3]. Расчет насоса следует производить в последовательности, изложенной в разделе 4 этих методических указаний, кроме определения осевого усилия, консольного насоса. Методика расчета $P_{ос}$ изложена в разделе 3 настоящих методических указаний.

Необходимо иметь в виду, что методика [3] изложена для расчета одноступенчатого консольного центробежного насоса (типа К).

Она применима и для расчета одноступенчатых насосов с двухсторонним всасыванием (тип Д), но следует при этом учесть некоторые особенности.

Дополнительные указания к расчету центробежного насоса с двухсторонним всасыванием. Рабочее колесо насоса с двухсторонним всасыванием можно рассмотреть, как два колеса одинаковых консольных насосов, приложенных друг к другу по линии $\Omega-\Omega$ (рис.2.1). Учитывая это, расчет рабочего колеса насоса типа Ω проводят по методике [3] для насосов типа K , но вместо q - секундной производительности консольного насоса вводится q_1 - производительность одного потока потока колеса насоса типа Ω , определяемая по формуле

$$q_1 = \frac{q}{2} \quad \text{где } q \text{ - производительность насоса (2.1)}$$

Во все формулы для расчета рабочего колеса, изложенные в методических указаниях [3], вместо q следует подставить q_1 . При этом ширина лопатки b_2 будет соответствовать размеру, указанному на рис.2.1.

В расчете спирального отвода (улитки корпуса) необходимо обратить внимание на то, что для определения площадей сечений канала (улитки) используется производительность насоса q .

Осевое усилие насосов с двухсторонним всасыванием полностью уравновешено, поэтому у насосов типа Ω оно не рассчитывается. Максимальная вакуумметрическая высота всасывания или максимальный напор всасывания центробежного насоса определяется по формуле

$$H_6^{\max} = \frac{P_a}{\rho g} - \psi \Delta h_{кр} \quad (2.2)$$

где H_6^{\max} - максимальная вакуумметрическая высота всасывания (напор всасывания), м.в.ст.;

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

$\rho = 1000$ - плотность воды, кг/м³;

$g = 9,81$ - ускорение свободного падения, м/с²;

$\psi = 1,15-1,30$ - коэффициент запаса;

Рабочее колесо насоса с двухсторонним всасыванием (разрез по оси вала)

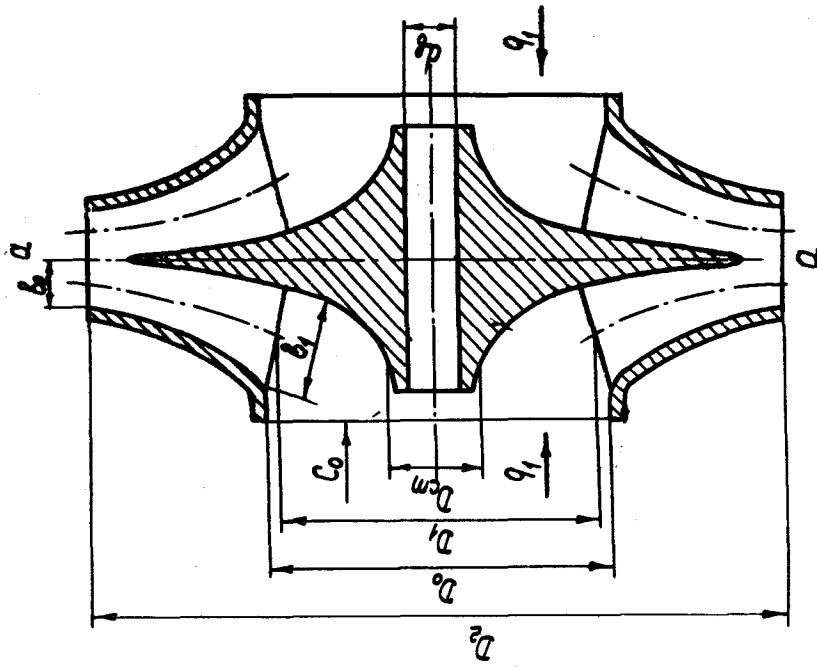


Рис.2.1

$\Delta h_{кр}$ - критический кавитационный запас, определяемый по формуле С.С. Руднева.

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n \sqrt{q}}{C} \right)^{4/3}, \text{ м. в. ст.}, \quad (2.3)$$

где n - частота вращения рабочего колеса, об/мин;

q - производительность консольного насоса, м³/с. Для насоса типа Д вместо q подставляется $q_1 = q/2$;

C - кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от коэффициента быстроходности η_s . Величины приведены в табл. 2.1

$\eta_s = 0.8$

Таблица 2.1

Значения коэффициента

η_s	50	70	80	150	200
C	600	750	800	1000	1200

3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

При проектировании насосов, обычно, основные размеры деталей определяются в ходе гидравлического расчета, а размеры, характеризующие прочность элементов насоса, принимаются конструктивно, исходя из технологических возможностей производства и желая снизить материалоемкость насоса. Для назначения конструктивных размеров нужно пользоваться данными прототипов. В этом случае расчет элементов насоса имеет проверочный характер. В курсовом проекте производится расчет вала рабочего колеса, шпоночного соединения, рабочего колеса, корпуса насоса, болтов, соединяющих корпус насоса и расчеты, необходимые для выбора подшипников и муфт.

3.1. Расчет вала

При работе насоса вал подвержен действию различных нагрузок (сил, изгибающих и крутящих моментов), поэтому он рассчитывается на статическую прочность, на выносливость и на жесткость.

Расположение нагрузок неравномерно по длине вала и направление их действий лежит, как правило, не в одной (вертикальной) плоскости. Поэтому при проектировании насосов строят эпюры сил, распределенных нагрузок и моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, и проверку осуществляют в нескольких сечениях по длине вала.

В настоящем курсовом проекте проверочные расчеты проводятся для одного опасного сечения вала, которым является у консольного насоса сечение в подшипнике ближнем к рабочему колесу и у насосов с двухсторонним всасыванием - по середине длины ступицы рабочего колеса.

3.1.1. Расчет внешних нагрузок.

О с е в о е у с и л и е . Оно определяется по формуле

$$P_{ос} = P_{ос1} + P_{ос2} - P_{ос3}, \quad H, \quad (3.1)$$

где $P_{ос}$ - осевое усилие, Н ;

$P_{ос1}$ - сила, действующая на диск колеса, Н (см. формулу 3.2);

$P_{ос2}$ - сила, действующая на торец вала, Н (см. формулу 3.3);

$P_{ос3}$ - сила, обусловленная давлением потока всасываемой жидкости на колесо (см. формулу 3.4).

Формулы для определения составляющих осевого усилия

$$P_{ос1} = \rho g H \frac{\alpha}{4} (D_1^2 - d_g^2), \quad H, \quad (3.2)$$

$$P_{ос2} = \rho g H_{max} \frac{\alpha}{4} d_g^2, \quad H, \quad (3.3)$$

$$P_{ос3} = \rho g C_0, \quad H, \quad (3.4)$$

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения;

ρ - плотность перекачиваемой жидкости, для пресной воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;

H - напор, развиваемый насосом, м.в.ст.;

D_1 - диаметр окружности выхода колеса, м;

$d_{св}$ - диаметр вала в районе сальника, м;

$H_{в}$ - напор во всасывающей линии, м.в.ст. (см формулу 2.2);

C_0 - скорость при подходе жидкости к рабочему колесу, м/с (см. [3] формула 4.14).

Направление действия осевого усилия - в сторону всасывающего патрубка.

Радиальное усилие. При работе центробежного насоса на рабочее колесо действует радиальное усилие, обусловленное различным значением давления вдоль отливного канала. Величина и направление радиальной силы различны и зависят от режима работы насоса, его эксплуатационной производительности.

В курсовом проекте определяем максимальное значение этой силы в режиме повышенной производительности по формуле

$$P_{\text{рад}} = \rho g H K D_2 b'_2, \quad \text{Н}, \quad (3.5)$$

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

b'_2 - ширина колеса на выходе

$$b'_2 = b_2 + \delta_1 + \delta_2, \quad \text{м}, \quad (3.6)$$

где b_2 - ширина лопатки на выходе, м;

δ_1, δ_2 - толщина дисков колеса, м;

H - напор, развиваемый насосом, м.в.ст.;

D_2 - диаметр окружности выхода, м;

ρ - плотность перекачиваемой среды, кг/м^3 .

10

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения.

Направление действия радиального усилия определяется углом ψ (рис.3.1). В курсовом проекте принимаем $\psi = 300^\circ$.

В дальнейших расчетах для определения направления радиального усилия, необходимо учитывать ориентацию отливного канала. Обычно у консольных насосов он своим выходом направлен вверх (рис.3.1,а), а у насосов с двухсторонним всасыванием горизонтально (рис.3.1,б).

Усилие от массы рабочего колеса с а. Это усилие находим по формуле

$$P_K = \rho g V_K, \quad \text{Н}, \quad (3.6)$$

где ρ - плотность материала рабочего колеса, кг/м^3 . Для серого чугуна $\rho = 7200 \text{ кг/м}^3$, для бронзы - 8700, для пластмасс - 1450, для дюралюминия 2700 кг/м^3 ;

g - ускорение свободного падения, $9,81 \text{ м/с}^2$;

V - объем материала рабочего колеса, м^3 .

Для определения V_K можно воспользоваться приближенным методом, в котором сложной конфигурации объема заменяется простыми геометрическими формами. Для консольного насоса вычисление объема колеса можно представить следующим образом (рис.3.2)

$$V_K = V_{K1} + V_{K2} + V_{K3} + V_{K4} - V_{K5}, \quad \text{м}^3 \quad (3.7)$$

где V_{K1} - объем описанный ступицей.

$$V_{K1} = \frac{\pi}{4} D_{ст}^2 b_{ст}, \quad \text{м}^3, \quad (3.8)$$

Длину ступицы можно принять $b_{ст} = 1,5 d_{св}$;

V_{K2} - объем диска колеса, м;

$$V_{K2} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{ст}^2) \delta_1, \quad \text{м}^3, \quad (3.9)$$

где δ_1 - толщина диска колеса принимается конструктивно 8 - 20 мм;

11

Сечение колеса к расчету его объема

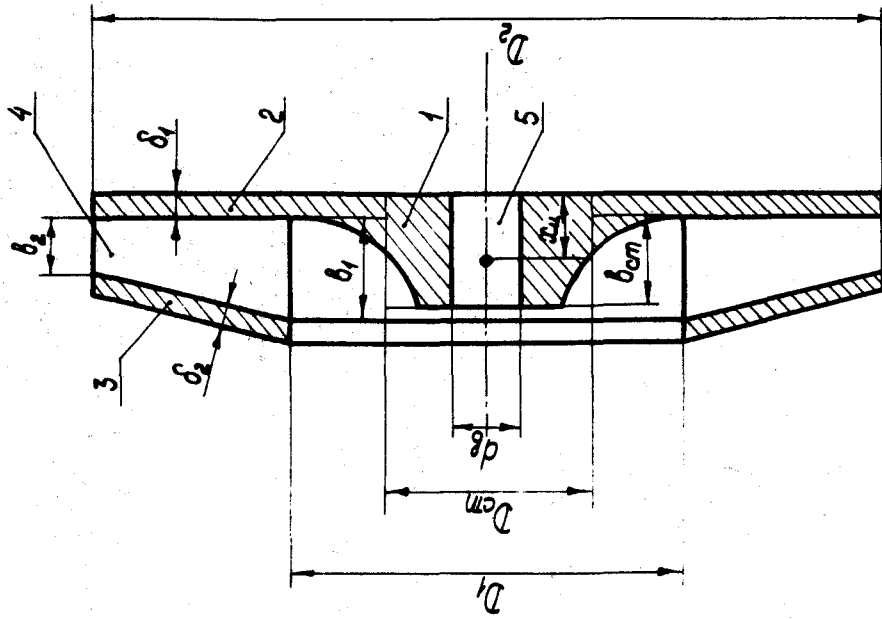


Рис.3.2

13

Направление радиального усилия :
 а - консольный насос; б - насос типа 2

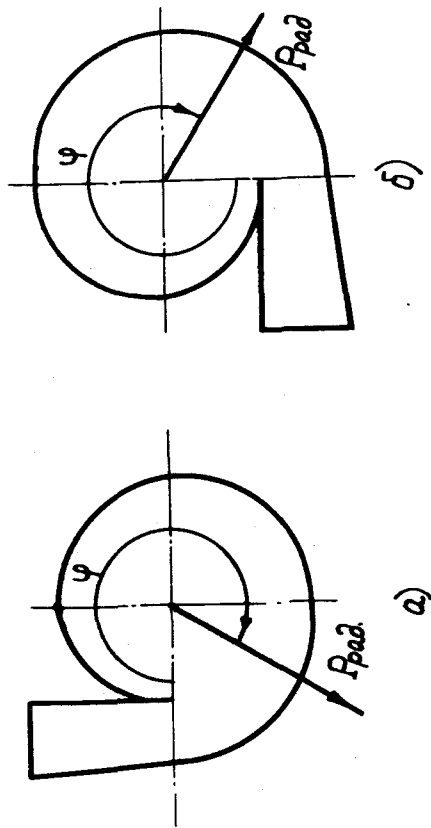


Рис.3.1

12

V_{k3} - объем покрывного диска.

$$V_{k3} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \delta_2 K, \text{ м}^3, \quad (3.10)$$

где δ_2 - толщина диска, м. Обычно $\delta_2 = \delta_1$;

K - коэффициент, учитывающий конусность покрывного диска, определяемый по следующим формулам

$$K = \frac{1}{\cos \alpha}, \quad (3.11)$$

$$\alpha = \arctg \frac{b_1 - b_2}{D_2 - D_1}, \quad (3.12)$$

где b_1, b_2, D_1, D_2 - ширины лопаток и диаметр рабочего колеса, м;

V_{k4} - объем лопаток рабочего колеса, м³

$$V_{k4} \approx \frac{(b_1 + b_2)(D_2 - D_1)z\delta_3}{4 \cdot \sin \beta_1}, \text{ м}^3, \quad (3.13)$$

где b_1, b_2, D_1, D_2 - ширины лопаток, диаметры рабочего колеса, м;

β_1 - угол из треугольника скоростей на входе (см. расчет окружности входа);

z - количество лопаток;

δ_3 - толщина лопатки, принимаем равной 0,8 от толщины диска колеса;

V_{k5} - объем посадочного отверстия ступицы,

$$V_{k5} = \frac{\pi}{4} d_8^2 b_{ст}, \text{ м}^3, \quad (3.13.3)$$

где d_8 - диаметр отверстия ступицы, м; $b_{ст}$ - ширина ступицы, м.

$$P_M = g m, \text{ Н}, \quad (3.14)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

m - масса полушария, кг, определяется при выборе муфты.

Изгибающий момент (парасил) от остаточной неуравновешенности колеса $M_{ц}$ определяется по формуле

$$M_{ц} = P_{ц} x_{ц}, \text{ Н·м}, \quad (3.15)$$

где $x_{ц}$ - расстояние от центра тяжести рабочего колеса до плоскости установки балансировочных грузов, м.

Величину $x_{ц}$ можно принять равной 0,40 ($b_1 + \delta_1 + \delta_2$) (см. рис. 3.2)

$P_{ц}$ - центробежная сила от неуравновешенной массы рабочего колеса, определяется по формуле

$$P_{ц} = m_p \omega^2 e_p, \text{ Н}, \quad (3.16)$$

где m - масса рабочего колеса (ротора), кг

$$m_p = \rho V_k, \text{ кг} \quad (3.17)$$

(см. пояснения к формуле (3.6))

ω - угловая скорость рабочего колеса, с⁻¹, $\omega = \frac{\pi n}{30}$, частота вращения, об/мин;

e_p - остаточная неуравновешенность рабочего колеса, м. Предельные значения e_p приводятся в табл. 3.1

Таблица 3.1

Значения e_p

n , об/мин	750	1000	1500	2000	3000
$e_p \cdot 10^{-6}$, м	30	25	17	14	11

Для рабочих колес массой менее 10 кг и частотой вращения до 3000 об/мин можно пренебречь влиянием остаточной динамиче-

ской неуравновешенности и величину $M_{\text{ч}}$ не вводить в дальнейший расчет.

Распределенная нагрузка на грузка от массы вала в данном расчете не учитывается ввиду малого влияния на его прочные размеры.

3.1. 2. Расчет статической прочности вала.

Расчетная схема вала может быть представлена как неразрезная балка переменного сечения, лежащая на двух опорах и нагруженная системой внешних нагрузок. Подшипники можно принять как шарнирные жесткие опоры. За геометрическую точку шарнира принимается середина подшипника качения и $0,5 d_{\text{п}}$, но не более $0,3 l_{\text{п}}$ от его кромки со стороны пролета для подшипников скольжения. Здесь $d_{\text{п}}$ и $l_{\text{п}}$ диаметр и длина подшипника скольжения, при этом $l_{\text{п}} \geq 1,5 d_{\text{п}}$. Влияние сальников, как опор, не учитывается.

При конструировании насосов иногда вместо одного подшипника на опоре ставят два подшипника рядом (двойной подшипник). В этом случае за ширину подшипников следует принимать суммарную ширину двух подшипников.

Подшипники скольжения применяются у простейших маленьких насосов и в очень больших тяжело нагруженных насосах, таких как грунтовые насосы землесосов.

П о р я д о к р а с ч е т а

1. Изображаем расчетную схему вала в вертикальной плоскости и горизонтальной плоскости.
Для консольного насоса расчетная схема имеет следующий вид (рис.3.3).

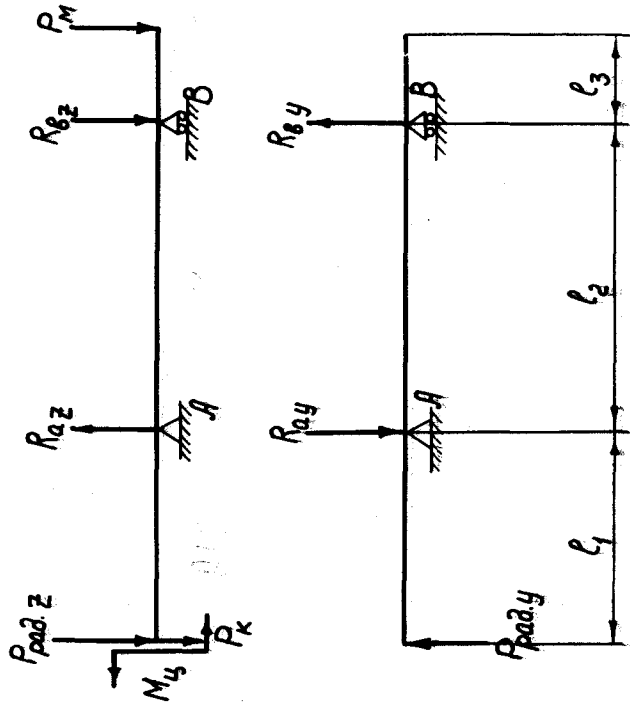


Рис.3.3

Для насоса с двухсторонним всасыванием расчетная схема показана на рис. 3.4.

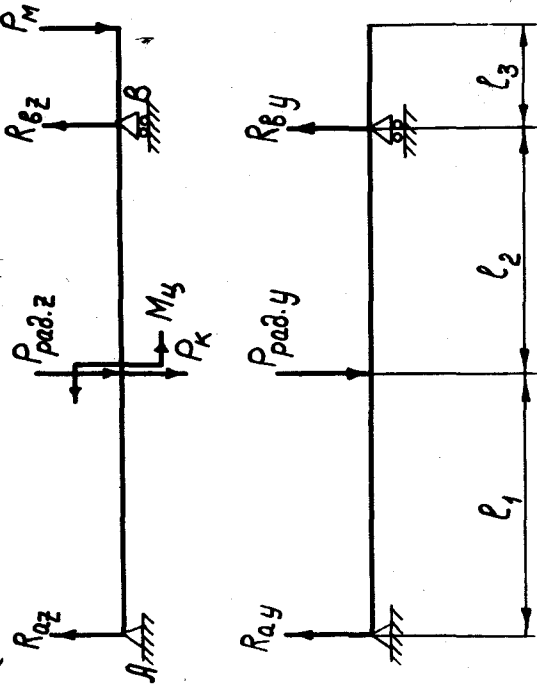


Рис. 3.4

На этих рисунках

P_K - нагрузка от массы колеса, Н ;

P_M - нагрузка от массы полумуфты, Н ;

$P_{rad.z}$ - проекция радиальной нагрузки P_{rad} на вертикальную плоскость (Z) определяется по выражениям для консольного насоса

$$P_{rad.z} = P_{rad} \cos(\varphi - 270^\circ), \text{ Н} \quad (3.18)$$

для насоса типа Д

$$P_{rad.z} = P_{rad} \sin(\varphi - 270^\circ), \text{ Н} \quad (3.19)$$

где φ - угол действия радиального усилия, град ;

$P_{rad.y}$ - проекция радиальной нагрузки на горизонтальную

плоскость (Y) определяется по выражениям для консольного насоса

$$P_{rad.y} = P_{rad} \sin(\varphi - 270^\circ), \text{ Н}; \quad (3.20)$$

для насосов типа Д

$$P_{rad.y} = P_{rad} \cos(\varphi - 270^\circ), \text{ Н}; \quad (3.21)$$

M_{ψ} - момент изгибающий (пара сил) от остаточной неуравновешенности рабочего колеса, Н·м ;

$P_{rad.z}$, P_{ay} , R_{bz} и R_{by} - реакции опор А и В по вертикальную (Z) и горизонтальную (Y) плоскости, Н ;

l_1 , l_2 , l_3 - длины участков балки (вала), м.

2. Определяем по уравнениям статики реакции опор. Для консольного насоса

$$1 \quad R_{bz} = \frac{(P_K + P_{rad.z})(l_1 + l_2) + M_{\psi} - P_M \cdot l_3}{l_2}, \text{ Н}; \quad (3.22)$$

$$- R_{bz} = P_K + P_{rad.z} + P_M - R_{az}, \text{ Н}; \quad (3.23)$$

$$R_{ay} = \frac{P_{rad.y}(l_1 + l_2)}{l_2}, \text{ Н}; \quad (3.24)$$

$$R_{by} = R_{ay} - P_{rad.y}. \quad (3.25)$$

Для насоса типа Д

$$R_{az} = \frac{(P_K + P_{rad.z})l_2 + M_{\psi} - P_M l_3}{l_1 + l_2}, \text{ Н}; \quad (3.26)$$

$$R_{bz} = P_K + P_{rad.z} + P_M - R_{az}, \text{ Н}; \quad (3.27)$$

$$R_{\alpha y} = \frac{P_{\text{рад } y} \cdot l_2}{l_1 + l_2}, \text{ Н;} \quad (3.28)$$

$$R_{\beta y} = P_{\text{рад } y} - R_{\alpha y}, \text{ Н.} \quad (3.29)$$

Результрующие реакции опор определяются по теореме Пифагора

$$R_{\alpha} = \sqrt{R_{\alpha z}^2 + R_{\alpha y}^2}, \text{ Н;} \quad (3.30)$$

$$R_{\beta} = \sqrt{R_{\beta z}^2 + R_{\beta y}^2}, \text{ Н.} \quad (3.31)$$

3. Определяем изгибающий момент в опасном сечении для консольного насоса

$$M_{\text{из } z} = (P_k + P_{\text{рад } z}) l_1 + M_{\text{ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м;} \quad (3.32)$$

$$M_{\text{из } y} = P_{\text{рад } y} l_1, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3.33)$$

Полный изгибающий момент

$$M_{\text{из}} = \sqrt{M_{\text{из } z}^2 + M_{\text{из } y}^2}, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3.34)$$

Для насоса типа Д

$$M_{\text{из } z} = R_{\alpha z} l_1 + M_{\text{ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м;} \quad (3.35)$$

$$M_{\text{из } y} = R_{\alpha y} l_1, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3.36)$$

Полный изгибающий момент

$$M_{\text{из}} = \sqrt{M_{\text{из } z}^2 + M_{\text{из } y}^2}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

4. Определяем нормальные рабочие напряжения в опасном сечении

$$\sigma_p = \frac{M_{\text{из}}}{0,1 \cdot d_{\text{оп}}^3} + \frac{4 P_{\text{ос}}}{\pi d_{\text{оп}}^2}, \text{ Па,} \quad (3.38)$$

где $M_{\text{из}}$ - полный изгибающий момент, Н·м;
 $P_{\text{ос}}$ - осевое усилие, Н;
 $d_{\text{оп}}$ - диаметр опасного сечения вала, м.

5. Определяем рабочие касательные напряжения в опасном сечении вала

$$\tau_p = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2 \cdot d_{\text{оп}}^3}, \text{ Па,} \quad (3.39)$$

где $M_{\text{кр}}$ - крутящий момент, Н·м (см. формулу 4.10 в [3]).

6. Находим предельно допустимые напряжения в опасном сечении

$$\sigma_{\eta} = \sigma_T \varepsilon; \quad (3.40)$$

$$\tau_{\eta} = \tau_T \varepsilon, \quad (3.41)$$

где $\sigma_{\eta}, \tau_{\eta}$ - предельно допустимые нормальные и касательные напряжения, Па;

σ_T, τ_T - пределы текучести материала вала по нормальным и касательным напряжениям, Па;

ε - коэффициент, учитывающий влияние характерных размеров (диаметра) вала на его прочность. Определяем по табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значение коэффициента

$d_{\text{оп}}, \text{ мм}$	10	15	20	25	30	40	50	100	200
ε	1,00	0,93	0,89	0,87	0,85	0,82	0,80	0,75	0,72

Величина предела текучести по нормальным напряжениям σ_T для рекомендуемых сталей на изготовление валов и пределы прочности следующие

СТ - 4	$\sigma_T, \text{ Па}$	$\sigma_B, \text{ Па}$
	$260 \cdot 10^6$	$450 \cdot 10^6$
СТ - 5	$280 \cdot 10^6$	$550 \cdot 10^6$

Значения коэффициента запаса статической прочности

σ_T / σ_B	0,6	0,6-0,8	0,8-0,9
ρ_T	1,2-1,4	1,4-1,6	1,6-2,2

3.1.3. Расчет вала на выносливость.

Расчетные нагрузки представляются следующим:

1. Массы рабочего колеса и полумуфты, радиальная нагрузка на колесо постоянные по величине и направлению, радиальная нагрузка перемещенные нормальные напряжения в валу, изменяющиеся по симметричному циклу.
2. Изгибающий момент центробежных сил дисбаланса рабочего колеса и осевое давление - неизменные в системе координат связанной с валом, вызывают в нем постоянные нормальные напряжения.
3. Крутящий момент, вызывающий касательные напряжения в сечении вала переменной величины из-за пульсирующего силового воздействия потока перекачиваемой жидкости на рабочее колесо.

8. Проверям выполнение условий прочности, при котором

$$\rho \geq \rho_T; \rho_B \geq \rho_T; \rho_C \geq \rho_T,$$

где ρ , ρ_B , ρ_C - расчетные значения коэффициентов запаса статической прочности;

ρ_T - допустимое значение коэффициента запаса статической прочности, зависящее от пластичности материала вала, которая выражается отношением предела текучести к пределу прочности:

$$\rho_T = \sigma_B / \sigma_C \cdot \rho_T$$

Величины ρ_T приведены в табл. 3.3.

П о р я д о к р а с ч е т а

1. Определяем изгибающий момент M_B , вызывающий переменные нормальные напряжения по формуле

$$M_B = \sqrt{(M'_{\text{ц.з.}})^2 + M'_{\text{ц.з.у}}^2} + M'_{\text{ц.з.у}}, \quad \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (3.45)$$

где M_B - изгибающий момент, вызывающий переменные нормальные напряжения;

$M'_{\text{ц.з.у}}$ - изгибающий момент от постоянных по направлению нагрузок, действующий в вертикальной плоскости, определяется по формуле

для консольного насоса

$$M'_{\text{ц.з.з}} = (P + P_{\text{об.з.}}) r_1, \quad \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (3.45)$$

$M'_{\text{ц.з.у}}$ - изгибающий момент в горизонтальной плоскости от постоянных по направлению нагрузок.

Значения R_k , $R_{0.2}$, σ_1 и $M_{из.у}$ см. раздел 3.1.2 формулы 3.31, 3.32.
Для насоса типа Д

$$\left. \begin{aligned} M'_{из.з} &= R_{0.2} \sigma_1, \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{из.у} &= R_{0.у} \sigma_1, \text{ Н}\cdot\text{м} \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

2. Определяем амплитудное значение цикла изменения нормальных напряжений по формуле

$$\sigma_a = \frac{M_a}{0,1 \cdot d_{оп}^3}, \text{ Па.} \quad (3.48)$$

3. Определяем величину постоянной составляющей цикла изменения нормальных напряжений σ_m по формуле

$$\sigma_m = \frac{M_y}{0,1 \cdot d_{оп}^3} + \frac{4 P_{0.2}}{2 d_{оп}^2}, \text{ Па.} \quad (3.49)$$

Значение, входящих величин см. в разделе 3.1.1, 3.1.2.

4. Определяем величину переменной составляющей цикла касательных напряжений τ_a по формуле

$$\tau_a = 0,25 \frac{M_{кр}}{0,2 d_{оп}^3}, \text{ Па.} \quad (3.50)$$

5. Определяем пределы выносливости гладких полированных валов из углеродистой стали по формуле

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B, \text{ Па;} \quad (3.51)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \tau_{-1}, \text{ Па,} \quad (3.52)$$

где σ_{-1} - предел выносливости по нормальным напряжениям;
 τ_{-1} - предел выносливости по касательным напряжениям;
 σ_B - предел прочности, Па.

6. Определяем допустимые пределы усталостной прочности $[\sigma_{-1}]$ по формулам

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{[K_\sigma]}, \text{ Па;} \quad (3.53)$$

$$[\tau_{-1}] = \frac{\tau_{-1}}{[K_\tau]}, \text{ Па,} \quad (3.54)$$

где $[K_\sigma]$ и $[K_\tau]$ - допустимые коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений в опасных сечениях, определяемые по формуле

$$[K_\sigma] = \frac{K_\sigma \beta}{\varepsilon_\sigma}; \quad (3.55)$$

$$[K_\tau] = \frac{K_\tau \beta}{\varepsilon_\tau}; \quad (3.56)$$

где K_σ , K_τ - эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений в расчетном сечении. Они зависят от геометрии опасного сечения и предела прочности материала выбираются по справочным таблицам (см. приложение);

ε_σ и ε_τ - коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров (диаметра) вала на его выносливость. Для углеродистых сталей см. табл. 3.4.

Таблица 3.4

d_B , мм	20	30	40	50	70	100
ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70
ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

β - коэффициент, характеризующий влияние окружающей среды и чистоты поверхности вала. Для

углеродистой стали и чистовой обработке его можно рекомендовать:

- для воздуха 0,95
- для пресной воды 0,85
- для морской воды 0,85

7. Рассчитываем коэффициенты запаса усталостной прочности в опасном сечении по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{[\sigma_{-1}]}{\sigma_a + [\psi_{\sigma}] \sigma_m} \quad (3.57)$$

$$n_{\tau} = \frac{[\tau_{-1}]}{\tau_a + [\psi_{\tau}] \tau_m} \quad (3.58)$$

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (3.59)$$

где n_{σ} - коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям;

n_{τ} - то же по касательным напряжениям;

n - то же для совместного действия нормальных и касательных напряжений;

$[\psi_{\sigma}], [\psi_{\tau}]$ - допустимые значения коэффициентов влияния асимметрии цикла определяемые по формулам

$$[\psi_{\sigma}] = \frac{\psi_{\sigma}}{[\sigma_{\sigma}]} \quad (3.60)$$

$$[\psi_{\tau}] = \frac{\psi_{\tau}}{[\sigma_{\tau}]} \quad (3.61)$$

где ψ_{σ} и ψ_{τ} - коэффициенты влияния асимметрии цикла. Для сталей в пределах прочности $\sigma_b \leq 550$ МПа

значения коэффициентов принимаются $\psi_{\sigma} = 0,05$; $\psi_{\tau} = 0$, а при $\sigma_b (550-750) \text{ МПа}$

на $\psi_{\sigma} = 0,15$; $\psi_{\tau} = 0$;

сс

σ_m - постоянное значение касательных напряжений, определенное по формуле

$$\sigma_m = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d^3} \cdot \rho_a \quad (3.62)$$

8. Проверим выполнение условий усталостной прочности

$$n_{\sigma} \geq n_{уп}, \quad n_{\tau} \geq n_{уп}; \quad n \geq n_{уп},$$

где $n_{уп}$ - допустимое значение коэффициента усталостной прочности, величина которого составляет 1,5.

3.1.4. Расчет вала на жесткость.

В результате действия радиальных нагрузок на вал он имеет поперечные деформации (прогиб). При больших прогибах возможно нарушение работы насоса, заклинивание вала, разрушение уплотнения и т.д.

Допустимое значение максимального прогиба находится в пределах 0,0002-0,0005 длины его пролета.

При наличии прогиба и неполной уравновешенности вала (вместе с колесом) возможно появление резонанса между частотой собственных колебаний вала, с частотой вынужденных колебаний, которым соответствует критическое число оборотов. Работа на $n_{кр}$ недопустима, может возникнуть аварийная ситуация для насоса.

П о р я д о к р а с ч е т а

1. Определяем нагрузку, сосредоточенную в плоскости рабочего колеса по формуле

$$P_p = \sqrt{(P_{к1} + P_{рад1})^2 + P_{рад2}^2} \cdot H, \quad (3.63)$$

где P_p - радиальная суммарная нагрузка в плоскости колеса, Н;

P_k - нагрузка от массы колеса, Н;

$P_{рад1}$ и $P_{рад2}$ - проекции на вертикальную и горизонтальную плоскости радиальной нагрузки на колесо (см. формулы 3.18-3.21).

2. Определяем величину прогиба вала по формулам для консольного насоса

$$f = \frac{P_p \rho^3}{3EJ}, \text{ м}; \quad (3.64)$$

для насоса типа

$$f = \frac{P_p \rho^3}{48 \cdot EJ}, \text{ м}, \quad (3.65)$$

где P_p - радиальная суммарная нагрузка (формула 3.63), Н;

ρ - длина пролета, м. Для консольного насоса - длина консольной части вала, для насоса типа Д - длина вала между подшипниками;

E - модуль упругости, Па. Для стали $E = 21 \cdot 10^{10}$, Па;

J - момент инерции сечения вала

$$J = 0,05 \cdot d_g^4, \text{ м}^4, \quad (3.66)$$

где d_g - диаметр вала в рассматриваемом пролете, м.

3. Определяем допустимый прогиб

$$[f]_{\max} = 0,0005 \cdot \rho, \text{ м}. \quad (3.67)$$

4. Проверим условие жесткости по прогибу вала

$$f \leq [f]_{\max}.$$

5. Определяем критическое число оборотов по формуле

$$n_{кр} = \frac{30}{\sqrt{f}}, \text{ об/мин}. \quad (3.68)$$

6. Проверим вал на критические обороты из соотношения

$$\frac{n_{кр}}{n} \geq 1,4, \quad (3.69)$$

где n - число оборотов вала рабочего колеса насоса

3.2. Расчет шпоночного соединения.

Соединение вала с рабочим колесом и с муфтой обычно осуществляется с помощью шпоночного соединения, которое часто выпол-

няют еще и предохранительную функцию. При повышении нагрузки шпонка срезается, предохраняя вал, рабочее колесо и другие детали насоса от разрушения. Обычно применяют призматические стандартные шпонки.

Проверочный расчет сводится к определению напряжения смятия боковой поверхности шпонки по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{d(h-\delta)\rho}, \text{ Па}, \quad (3.70)$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент, Н·м;

d - диаметр вала, м;

h - высота шпонки, м;

δ - глубина шпоночного паза, м;

ρ - длина шпонки, м.

Условие прочности

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}].$$

Допускаемые напряжения смятия составляют для стальной ступицы $[\sigma_{см}] = (80-120) \cdot 10^6$ Па, чугуной $[\sigma_{см}] = (40-60) \cdot 10^6$ Па, бронзовой $[\sigma_{см}] = (40-50) \cdot 10^6$ Па, для пластмассовых $[\sigma_{см}] = (16-40) \cdot 10^6$ Па.

Если расчетное напряжение превышает допустимое, можно поставить две шпонки.

3.3. Расчет рабочего колеса.

В данном расчете осуществляем проверку прочности диска рабочего колеса, который подвержен действию центробежных сил. Методика расчета зависит от механических свойств материала, из которого он изготовлен.

3.3.1. Расчет диска колеса из хрупкого материала.

Отношение σ_r / σ_θ для этих материалов равно или более 0,8.

Последовательность расчета

1. Максимальные напряжения в диске колеса определяем по формуле

$$\sigma_{\max} = \rho \cdot \omega^2 R_2^2, \text{ Па}, \quad (3.71)$$

где σ_{\max} - максимальные напряжения, Па;

ρ_m - плотность материала колеса, кг/м³;

ω - угловая скорость рабочего колеса, с⁻¹;

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ с}^{-1} \quad (3.72)$$

где n - частота вращения, об/мин;

R_2 - радиус окружности выхода рабочего колеса, м.

2. Определяем допустимые напряжения $[\sigma]$ по формуле

$$[\sigma] = \varepsilon \sigma_B, \text{ Па}, \quad (3.73)$$

где σ_B - предел прочности материала, Па;

ε - коэффициент, учитывающий влияние характерных разрывов (толщины) диска колеса. Определяется по табл. 3.2, вместо $\sigma_{\text{доп}}$ - берем толщину диска колеса δ_1 , мм.

3. Находим коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} \quad (3.74)$$

4. Определяем выполнимость условия прочности

$$n \geq n_T,$$

где n_T - минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности. Для чугунных и бронзовых рабочих колес $n_T = 3-4$.

3.3.2. Расчет диска колеса из пластического материала.

К данным колесам относятся те, у материала которых отношение $\sigma_T / \sigma_B \leq 0.8$. Это обычно стальные и пластмассовые колеса. Расчет сводится к определению угловой скорости, при которой наступает разрушение колеса.

Последовательность расчета

1. Определяем площадь и осевой момент инерции половины меридианального сечения диска колеса. Для этого сложное очертание сечения заменяем несколькими простейшими геометрическими фигурами (прямоугольник, треугольник). На рис.3.5 показан пример для консольного насоса и на рис.3.6 - для насоса типа.

Для консольного насоса и на рис.3.6 - для насоса типа определяем по формуле

$$F = F_1 + F_2 = h_1 \delta_1 + h_2 \delta_2, \text{ м}^2 \quad (3.75)$$

Сечение диска и ступицы рабочего колеса консольного насоса

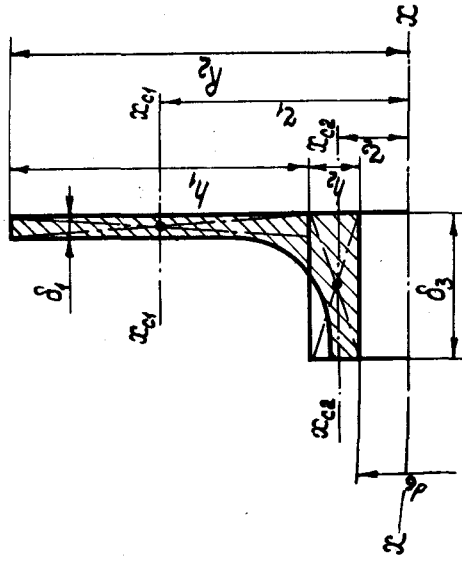


Рис.3.5

Момент инерции сечения

$$J_x = J_{x_1} + J_{x_2}, \text{ м}^4, \quad (3.76)$$

$$J_{x_1} = J_{x_{c1}} + F_1 r_{c1}^2, \text{ м}^4, \quad (3.77)$$

$$J_{x_2} = J_{x_{c2}} + F_2 r_{c2}^2, \text{ м}^4, \quad (3.78)$$

$$J_{xc1} = \frac{\delta_1 h_1^3}{12}, \text{ м}^4, \quad (3.79)$$

$$J_{xc2} = \frac{\delta_3 h_2^3}{12}, \text{ м}^4, \quad (3.80)$$

где $\delta_1, \delta_3, h_1, h_2$ - ширины и высоты простейших фигур (прямоугольников) сечения колеса, м;
 J_{xc1}, J_{xc2} - моменты инерции простейших фигур относительно оси, проходящей через центр тяжести данной фигуры, м⁴;

z_1, z_2 - расстояние между осью колеса и осями, проходящими через центр тяжести данной фигуры, м;

F_1, F_2 - площади фигур, м².

Для насоса типа Д. Расчет ведется аналогично консольному. Площадь сечения определяется по формуле

$$F = F_1 + F_2 = \frac{h_1 \delta_1}{2} + h_2 \delta_3, \text{ м}^2, \quad (3.81)$$

$$J_x = J_{xc1} + J_{xc2}, \text{ м}^4, \quad (3.82)$$

$$J_{x1} = J_{xc1} + F_1 z_1^2, \text{ м}^4, \quad (3.83)$$

$$J_{x2} = J_{xc2} + F_2 z_2^2, \text{ м}^4, \quad (3.84)$$

$$J_{xc1} = \frac{\delta_1 h_1^3}{12}, \text{ м}^4, \quad (3.85)$$

$$J_{xc2} = \frac{\delta_3 h_2^3}{12}, \text{ м}^4. \quad (3.86)$$

2. Рассчитываем угловую скорость ω_B , при которой происходит разрушение колеса по формуле

$$\omega_B = \sqrt{\varepsilon \sigma_B \cdot \frac{F}{S_M J_x}}, \text{ с}^{-1}, \quad (3.87)$$

где ε - коэффициент, учитывающий толщину диска колеса (см. Пояснения к формуле (3.78));

σ_B - предел прочности материала колеса, Па;

F - площадь половины меридианального сечения колеса, м²;

S_M - плотность материала колеса, кг/м³;

J_x - момент инерции половины меридианального сечения колеса, м⁴.

3. Определяем коэффициент запаса прочности

$$n_B = \frac{\omega_B}{\omega_{роб}}, \quad (3.88)$$

где ω_B - угловая скорость, при которой разрушается колесо;

$\omega_{роб}$ - рабочая угловая скорость рабочего колеса.

4. Проверяем условие прочности

$$n_B \geq [n_B], \quad (3.89)$$

где $[n_B]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности $[n_B] = 1,8-2,2$.

3.4. Расчет корпуса насоса.

Корпус любого насоса имеет сложную форму. Представим его в виде простейших фигур. Обычно расчет корпуса производят по методике для цилиндрических оболочек, а крышки корпуса рассматривают, как круглые пластины с шарнирами по контуру.

3.4.1. Расчет цилиндрической части корпуса.

1. Определяем меридианальные напряжения (вдоль оси насоса) по формуле

$$\sigma_1 = \frac{pR}{2\delta}, \text{ Па}, \quad (3.90)$$

где P - избыточное давление внутри корпуса насоса, Па
 ($P = H \cdot 10^3 \text{ Па}$, где H - напор насоса, м.в.ст.);
 R - внутренний радиус корпуса, м;
 δ - толщина стенки корпуса, м.

2. Определяем окружные напряжения по формуле

$$\sigma_2 = \frac{PR}{\delta}, \text{ Па.} \quad (3.91)$$

3. Определяем эквивалентные напряжения в расчетном сечении для плосконапряженного состояния по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2]}, \text{ Па.} \quad (3.92)$$

4. Рассчитываем допускаемые напряжения по формулам для пластичных материалов (сталь, пластмасса)

$$[\sigma] = \varepsilon \beta \sigma_T, \text{ Па;} \quad (3.93)$$

для хрупких материалов

$$[\sigma] = \varepsilon \beta \sigma_B, \text{ Па,} \quad (3.94)$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение, Па;

σ_T - предел текучести материала, Па;

ε - коэффициент, учитывающий толщину стенки корпуса (табл.3.2);

β - коэффициент, учитывающий влияние среды, значения которого для чугуна $\beta = 1$, для углеродистой стали $\beta = 0,90$, для пресной воды и $\beta = 0,60$ для морской воды.

5. Определяем запас прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{экв}}}. \quad (3.95)$$

34

6. Проверяем условие прочности

$$n \geq [n]$$

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

3.4.2. Расчет крышек корпуса консольного насоса.

1. Изображаем расчетную схему крышки (рис.3.7). На этом рисунке p , ρ_a , - давление, развиваемое насосом, $2a$ - диаметр крышки по внутреннему очертанию корпуса M , $2b$ - диаметр вала (отверстия в сальнике) M , h - толщина крышки, м.

2. Определяем максимальные напряжения в крышке по формуле

$$\sigma_{\text{max}} = c_2 \frac{p a^2}{h^2}, \quad (3.96)$$

где p , a , h - см. расчетную схему;

c_2 - коэффициент, зависящий от отношения радиусов пластины и центрального отверстия в ней a/b . Величина которого приведена в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Значения

a/b	3	4	5	6	8	10
c_2	1,88	2,08	2,19	2,25	2,31	2,35

3. Рассчитываем допускаемые напряжения $[\sigma]$ по формулам 3.93, 3.94.

4. Определяем запас прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{max}}}$$

5. Проверяем условие прочности

$$n \geq [n] = 3,0 + 3,4.$$

35

Сечение диска и ступицы рабочего колеса насоса типа Д

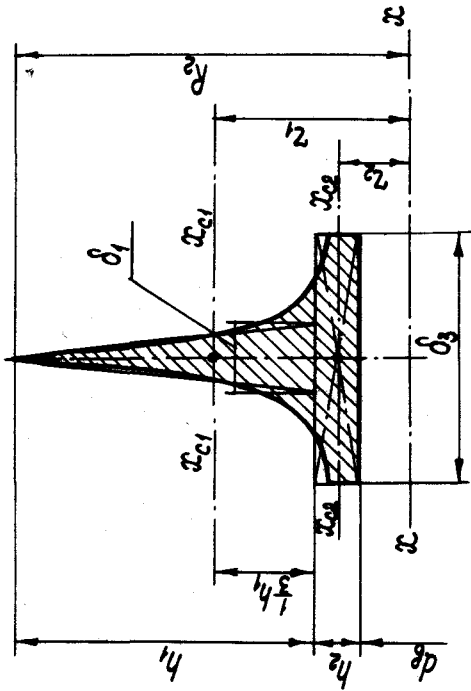


Рис. 3.6

Расчетная схема крышки корпуса

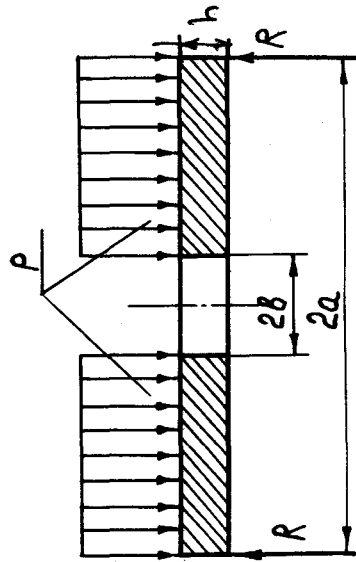


Рис. 3.7

38

3.4.3. Расчет болтов (шпилек), соединяющих детали корпуса.

1. Определяем площадь корпуса (внутренний контур) в плоскости разъема F , м^2 , для насоса типа Д или площадь крышки корпуса для консольного насоса по формуле

$$F = \pi(a^2 - b^2), \text{ м}^2, \quad (3.97)$$

где a и b - радиусы крышки наружный (входящий в корпус) и отверстия для прохода вала рабочего колеса, м .

2. Определяем усилие, действующее на болты в плоскости разъема по формуле

$$P = F \cdot p, \text{ Н}, \quad (3.98)$$

где P - усилие, действующее в плоскости разъема корпуса, Н ;

F - площадь разъема корпуса, м^2 ;

p - давление, развиваемое насосом, Па .

3. Определяем усилие затяжки по формулам

$$T = \sigma_{\text{зат}} \cdot F_1, \text{ Н}, \quad (3.99)$$

$$\sigma_{\text{зат}} = \lambda \frac{P}{F_1 \cdot z}, \text{ Па}, \quad (3.100)$$

где T - усилие затяжки одного болта;

$\sigma_{\text{зат}}$ - напряжение, возникающее в болтах от затяжки их при монтаже корпуса насоса, Па ;

F_1 - площадь болта по внутреннему диаметру резьбы, м^2 ;

λ - коэффициент затяжки, для мягких прокладок $\lambda = 2,5$;

z - для металлических прокладок $z = 4$;

P - усилие, действующее в плоскости разъема Н ;

Z - количество болтов в плоскости разреза, шт.

4. Определяем расчетную нагрузку на один болт

$$Q = T + \chi \frac{P}{Z}, \text{ Н.} \quad (3.101)$$

где Q - расчетная нагрузка, Н ;

χ - коэффициент $\chi = 0,2 - 0,3$.

5. Определяем нормальное (растягивающее) напряжение в нарезной части болта

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F_1}, \text{ Па.} \quad (3.102)$$

6. Определяем крутящий момент, действующий на болт, при затяжке

$$M_{кр} = T d_0 \cdot K, \text{ Н. м,} \quad (3.103)$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент, Н. м ;

T - усилие затяжки, Н ;

d_0 - наружный диаметр резьбы, м ;

K - коэффициент, обычно $K = 0,12$.

7. Определяем наибольшие касательные напряжения в нарезной части болта по формуле

$$\tau_1 = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_1^3}, \text{ Па,} \quad (3.104)$$

где d_1 - внутренний диаметр резьбы, м.

8. Определяем наибольшие приведенные напряжения

$$\sigma_{1пр} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2}, \text{ Па.} \quad (3.105)$$

9. Определяем коэффициент запаса прочности болтов по формуле

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{1пр}}, \quad (3.106)$$

38

10. Проверим условие прочности

$$n \geq 1,5 \div 2,5.$$

3.5. Расчеты для выбора муфты.

В данном проекте муфты не рассчитываются. Они подбираются стандартные по диаметру вала и расчетному значению крутящего момента $M_{кр}^{рас}$, определяемого по формуле

$$M_{кр}^{рас} = K_p M_{кр}, \text{ Н. м,} \quad (3.107)$$

где K_p - коэффициент режима работы $K_p = 1,25 + 2,0$ меньшие значения для быстроходных насосов, большие для тихоходных;

$M_{кр}$ - крутящий момент на валу насоса, полученный в гидравлическом расчете, Н. м.

3.6. Расчеты для выбора подшипников вала рабочего колеса.

Обычно, в качестве подшипников, используются шариковые однорядные и двухрядные подшипники. Для крупных насосов возможно применение роликовых конических подшипников и для особо крупных насосов (например, на землесосах) применяют опорные подшипники скольжения в сочетании с упорным подшипником качения. При выполнении курсового проекта рекомендуется применять подшипники качения.

Подшипник качения (его серия и номер) выбираются, исходя из диаметра посадочного места на валу и коэффициента работоспособности подшипника, определяемого по формуле

$$C = \frac{Q}{10} (n \cdot h)^{0,3}, \quad (3.108)$$

где C - коэффициент работоспособности;

n - частота вращения вала, мин^{-1} ;

h - долговечность в часах, обычно $h = 3000-10000$;

Q - приведенная нагрузка на подшипник, Н

39

В общем случае приведенная нагрузка определяется по формуле

$$Q = (R \cdot K_k + m P_{ос}) \cdot K_b \cdot K_T,$$

- где R - радиальная нагрузка на подшипник, Н ;
 $P_{ос}$ - осевая нагрузка на подшипник, Н ;
 K_k - кинематический коэффициент при вращающемся внутреннем кольце $K_k = 1$;
 m - коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной зависит от серии и размера подшипника. Значения приведены в табл. 3.6 ;
 K_b - коэффициент безопасности зависит от динамичности нагрузки и величины перегрузок. Для центробежных насосов $K_b = 1$;
 K_T - температурный коэффициент. При рабочих температурах до 100 °С $K_T = 1$.

Таблица 3.6

Значения коэффициента m

Серия подшипников	Внутренний диаметр подшипника, мм	m
200, 300, 400	все диаметры	1,5
	до 17	2,5
	20 - 40	3,5
1200	45 и выше	4,5
	до 30	3
100, 1600	35 и более	4
	все диаметры	2,5
3500	"	4,5
	"	3,5
3000	"	1,5
	"	3,7
4000	"	1,5
	"	1,8
1200, 1600	"	4

Расчетными формулами для определения приведенной нагрузки являются

а) для консольного насоса

подшипник, обращенный к рабочему колесу

$$Q = R_a + m P_{ос} \quad (3.109)$$

подшипник, обращенный к муфте

$$Q = R_b, \quad (3.110)$$

где R_a - результирующая реакция опоры "а" (формула 3.29), Н ;

m - коэффициент приведения;

$P_{ос}$ - осевое усилие (формула 3.1), Н ;

R_b - результирующая реакция опоры "в" (формула 3.30), Н .

Для унификации часто подшипник со стороны муфты берут таким же, как со стороны рабочего колеса, при этом надежность в использовании формулы 3.110 отпадает;

б) для насоса серии D .

Оба подшипника выбираются одинаковыми. Осевое усилие у этих насосов отсутствует, поэтому приведенная нагрузка на подшипник Q равна результирующей реакции наиболее нагруженного подшипника.

4. РАСЧЕТ ОБЪЕМНЫХ ПОТЕРЬ В УПЛОТНЕНИЯХ НАСОСА

В зазорах между рабочим колесом и корпусом центробежного насоса, разделяющих полости с различным давлением, возникают протечки жидкости. Величину этих протечек можно определить с помощью объемного КПД насоса η_0 , вычисленного по эмпирической формуле в гидравлическом расчете насоса. Однако эти потери можно найти путем расчета протечек жидкости через зазоры уплотнений, используя формулы истечения жидкости. На рис. 4.1 приведены типы уплотнений, применяемых в центробежных насосах.

Типы уплотнений рабочих колес:
 а), б), в) - уплотнения с плоскими кольцами;
 г), д) - лабиринтные уплотнения

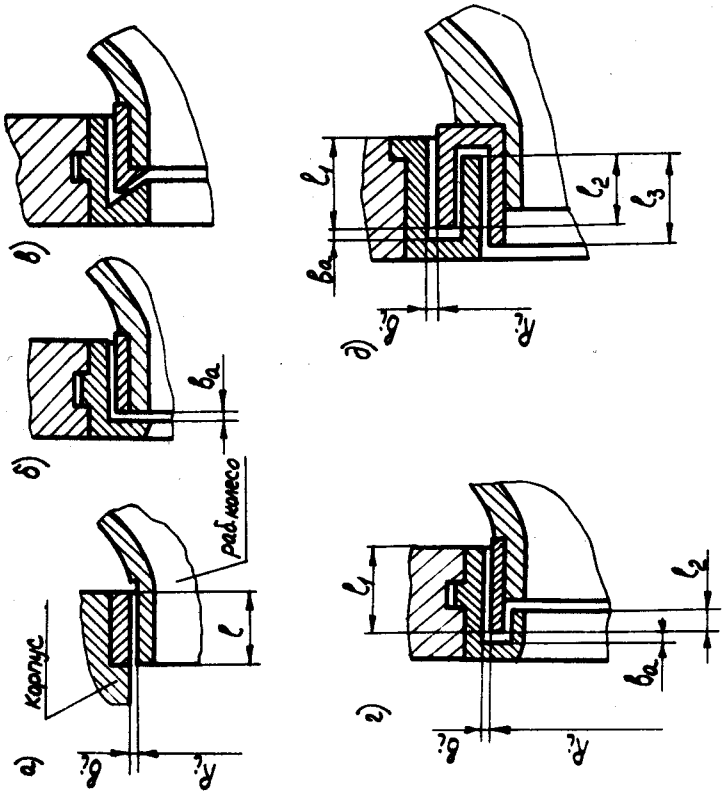


Рис. 4.1

Варианты $a, б, в$ - с плоскими уплотнительными кольцами (ввиду их простоты находят наиболее применение), варианты $г, д$ - лабиринтные уплотнения, используются значительно реже и применяются при больших напорах, развиваемых насосом. Размеры, приведенные на рис. 4.1, означают следующее: R_i - радиус уплотнения, м; b_i - радиальный зазор уплотнения, м; b_a - осевой зазор уплотнения, м; l, l_1, l_2, l_3 - длины щелей, м.

Порядок расчета

1. Определяем размеры уплотнения.
 Радиус уплотнения R_i - снимается с чертежа общего вида.
 Радиальный зазор b_i зависит от размеров насоса для насосов, имеющих $R_i \leq 75 \cdot 10^{-3}$ м, $b_i = (0,12-0,15) \cdot 10^{-3}$ для насосов с $R_i > 75 \cdot 10^{-3}$ м. b_i определяется по формуле

$$b_i = 0,125 \cdot 10^{-3} + (R_i - 75 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3}, \text{ м.} \quad (4.1)$$

Осевой зазор b_a принимаем в зависимости от размеров насоса в пределах $(0,25-1,5) \cdot 10^{-3}$ м. Большие значения берем для крупных насосов.

Размеры длин щелей l, l_1, l_2, l_3 снимаем с чертежа общего вида насоса. При этом длина l равняется ширине кольца плоского уплотнения b_y , которое находится из соотношения

$$b_y = (0,15 - 0,23) \cdot D_0, \text{ м.} \quad (4.2)$$

где D_0 - диаметр входной горловины рабочего колеса, м. меньшие значения коэффициента перед D_0 имеет более совершенные насосы, большие значения - тихходные.

2. Определяем коэффициент расхода жидкости при истечении через щель уплотнения с плоскими кольцами по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{l}{2b_i} + 1,5}} \quad (4.3)$$

для лабиринтного уплотнения по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L}{2\delta_i} + 1,1Z}} \quad (4.4)$$

где λ - коэффициент, учитывающий трение жидкости о стенки щели $\lambda = 0,04-0,06$;

l - длина щели, м;

δ_i - радиальный зазор, м;

Z - число щелей лабиринтного уплотнения;

L - суммарная длина щелей лабиринтного уплотнения, м, определяется по формуле

$$L = l_1 + l_2 + l_3, \text{ м.} \quad (4.5)$$

Обычно коэффициент расхода μ лежит в пределах 0,2-0,6.

3. Определяем потенциальный напор, срабатываемый в уплотнении по формуле

$$H_{pi} = H_p - \frac{v_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_2} \right)^2 \right], \text{ м.в.ст.,} \quad (4.6)$$

где H_{pi} - потенциальный напор, срабатываемый в уплотнении, м.ст. жидкости;

v_2 - окружная скорость на выходе, м/с (см. гидравлический расчет);

R_i - радиус уплотнения, м;

R_2 - радиус окружности выхода рабочего колеса, м;

H_p - потенциальный напор, развиваемый рабочим колесом, м.ст. жидкости. Определяется по формулам

$$H_p = \rho H_t, \quad (4.7)$$

$$H_t = \frac{H}{\eta_r}, \quad (4.8)$$

где ρ - коэффициент реактивности насоса, $\rho = 0,65-0,85$.
Представляет отношение статического напора, соз-

даваемого в рабочем колесе, по всему напору.

Верхние значения ρ принимаем для насосов с малым η_ρ (тихоходные, высоконапорные), нижние значения ρ для насосов с большим η_ρ (быстроходных, низконапорных).

H_t - теоретический напор, развиваемый колесом с конечным числом лопаток, м.ст.ж.;

H - напор, развиваемый насосом, м.ст.жидкости;

η_r - гидравлический КПД (см. гидравлический расчет насоса).

4. Определяем величину протечек через уплотнение колеса $Q_{пр1}$ по формуле

$$Q_{пр1} = \mu \cdot 2\pi R_i \delta_i \sqrt{2g H_{pi}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (4.9)$$

5. Определяем величину протечек через сальники и дренаж сальников $Q_{пр2}$ по соотношению

$$Q_{пр2} = (0,015 - 0,025) Q, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4.10)$$

где Q - производительность насоса, м³/ч.

Меньшие значения коэффициента перед Q принимаем для насосов консольных, большие для насосов типа D .

6. Определяем объемные потери насоса (протечки) по формуле

$$Q_{пр} = 3600 Q_{пр1} + Q_{пр2}, \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (4.11)$$

7. Определяем объемный КПД насоса η_o по формуле

$$\eta_o = \frac{Q - Q_{пр}}{Q}. \quad (4.12)$$

Полученное значение η_o сравнивается с его величиной, определенной в гидравлическом расчете. и делается заключение на сколько они отличаются друг от друга.

5. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ НАПОРНО-РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Эта характеристика представляет собой зависимость между расчетными производительностью Q и напором H . Она получается на основании использования зависимости $H_{\infty} = f(Q)$ из теории центробежного насоса и определяемых расчетным путем объемных и гидравлических потерь.

Расчет и построение характеристик ведется по нескольким точкам для различных производительностей. В данном курсовом проекте принимаем 6 точек, включая нулевую производительность. Расчет сводим в табл. 5.1.

П о с л е д о в а т е л ь н о с т ь р а с ч е т а

1. Определяем теоретическую расчетную производительность насоса по формуле

$$Q_{тр} = \frac{Q}{\eta_0}, \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (5.1)$$

где Q - производительность насоса по заданию на курсовой проект, $\text{м}^3/\text{ч}$;

2. Задаем форму расчетной таблицы (см. таблица 5.1).

3. Определяем теоретическую производительность Q_{ti} для каждого режима работы насоса по следующим соотношениям:

Режим № 1	$Q_{t1} = 0,00$
№ 2	$Q_{t2} = 0,25 \cdot Q_{тр}$
№ 3	$Q_{t3} = 0,50 \cdot Q_{тр}$
№ 4	$Q_{t4} = 0,75 \cdot Q_{тр}$
№ 5	$Q_{t5} = 1,00 \cdot Q_{тр}$
№ 6	$Q_{t6} = 1,25 \cdot Q_{тр}$

Результаты расчета вносим в таблицу 5.1.

Расчет напорно-расходной характеристики

1	№ режимов	1	2	3	4	5	6
2	$Q_{ti} / Q_{тр}$	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25
3	H_{ti}						
4	$(Q_{ti} / Q_{тр})^2$						
5	h_{ri}						
6	$H'_i = H_{ti} - h_{ri}$						
7	h_{yi}						
8	$H'_i = f(Q_{tr}) = H'_i - h_{yi}$						

4. Определяем теоретический напор для колеса с бесконечным числом лопаток $H_{t\infty}$ для первого режима ($Q_{t1} = 0$) по формуле

$$H_{t\infty} = \frac{U_2^2}{g}, \quad \text{М}, \quad (5.3)$$

где U_2 - окружная скорость на выходе (см. гидравлический расчет);

5. Выбираем масштабы производительности и напоров с таким расчетом, чтобы график характеристики имел размеры не менее 250×250 мм и не более 350×350 мм. Строим координатную сетку (см. рис. 5.1).

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

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

$$H_{t5} = \frac{H}{\zeta_r}, M, \quad (5.4)$$

где H - напор, развиваемый насосом по заданию на курсовой проект;

ζ_r - гидравлический КПД (см. гидравлический расчет).

Наносим точку "в" соответствующую Q_{t5}, H_{t5} .

8. Определяем расчетный теоретический напор для колеса с бесконечно большим числом лопаток $H_{t\infty 5}$ для расчетной теоретической производимости $Q_{t5} = Q_p$ по формуле

$$H_{t\infty 5} = \frac{H_{t5}}{K}, M, \quad (5.5)$$

где H_{t5} - теоретический напор при конечном числе лопаток м.в.ст. (см. формулу 5.4);

K - коэффициент потерь напора на циркуляцию жидкости в межлопаточном канале (см. гидравлический расчет насоса).

Наносим точку "с" соответствующую Q_{t5} и $H_{t\infty 5}$.

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

10. Определяем H_{t1} при $Q_{t1} = 0$ по формуле

$$H_{t1} = K \cdot H_{t\infty}, M, \quad (5.6)$$

где K - коэффициент потерь напора на циркуляцию жидкости;

$H_{t\infty 1}$ - теоретический напор, определенный по формуле 5.3, м.в.ст.

Наносим на координатную сетку точку "д", соответствующую $Q_{t1} = 0$ и H_{t1} .

11. Через точки "д" и "в" проводим прямую линию графика $H_t = f(Q_t)$.

12. Снимаем с графика значения H_t для всех режимов и вносим в таблицу.

Построение расчетной напорно-расходной характеристики

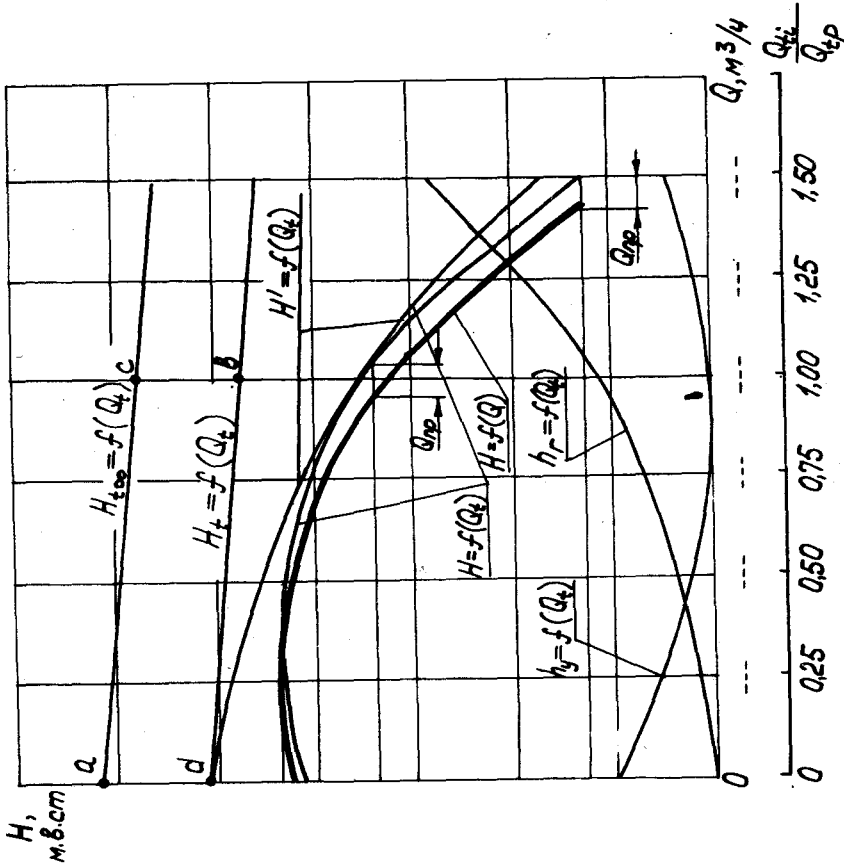


Рис. 5.1

13. Находим значения $(Q_{ti} / Q_{tr})^2$ и вносим в таблицу.

14. Определяем для каждого режима гидравлические потери по формуле

$$h_{r_i} = (1 - \alpha_r) H_{ti} \left(\frac{Q_{ti}}{Q_{tr}} \right)^2, \text{ м.} \quad (5.7)$$

Результаты расчета вносим в таблицу.

15. Строим график $h_r = f(Q_t)$.

16. Строим вспомогательный график напора $H'_i = f(Q_t)$ для чего при каждом значении Q_{ti} находим ординату H'_i по формуле

$$H'_i = H_{ti} - h_{r_i}. \quad (5.8)$$

Результаты вносим в таблицу.

17. Определяем для каждого режима потери напора на удар жидкостями при входе на рабочее колесо по формуле

$$h_{yi} = H \left(\frac{K \alpha_2^2}{2gH} - \alpha \right) \left[1 - 2 \frac{Q_{ti}}{Q_{tr}} + \left(\frac{Q_{ti}}{Q_{tr}} \right)^2 \right], \quad (5.9)$$

где H - напор, развиваемый насосом (по заданию), м.в.ст.;

K - коэффициент потерь на циркуляцию;

α_2 - окружная скорость на выходе, м/с;

α - коэффициент, представляющий отношение напора развиваемого насосом при закрытом клинжете $H_{\text{з.к}}$ к напору развиваемому насосом H (по заданию)

$$\alpha = \frac{H_{\text{з.к.}}}{H}$$

коэффициент "а" у выполненных насосов составляет 0,9-1,3.

Значение "а" в расчетах рекомендуется следующее

для тихоходных насосов - 0,9-1,0

для средней быстроходности - 1,0-1,1

для быстроходных - 1,2-1,3

50

в формуле 5.9 - в знаменателе
допустить $2Q_{ti} / gH$ (~~з.к.~~)

18. Результаты расчета h_{yi} вносим в таблицу, строим график $h_{yi} = f(Q_t)$.

19. Строим вспомогательный график $H = f(Q_t)$. Для получения ординат этого графика используем формулу

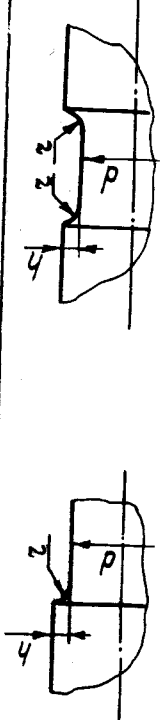
$$H_i = H'_i - h_{yi} \quad \text{м.} \quad (5.10)$$

20. 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 (протечек) $Q_{пр}$, рассчитанную по формуле 4.11 для теоретической расчетной производительности. Через полученные точки проводится искомым график $H = f(Q)$, который представляет расчетную напорно-расходную характеристику. Этот график на чертеже нужно выделить либо увеличенной толщиной линии, либо используя цветное изображение.

Коэффициенты концентрации напряжений в опасном сечении

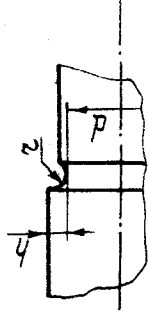
Таблица П.1

Значение K_σ и K_τ для валов с галтельным переходом



σ_B , МПа	K_σ (изгиб)		
	h/r		
	1	2	3
	r/d		
	0,01-0,10	0,01-0,05	0,01-0,03
400	1,50	1,70	1,85
600	1,60	1,80	1,95
800	1,70	1,90	2,05
	K_τ (кручение)		
400	1,35	1,45	1,58
600	1,37	1,47	1,62
800	1,47	1,52	1,67

Значение K_σ и K_τ для выточки



σ_B , МПа	K_σ (изгиб)		
	h/r		
	0,5	1	
	r/d		
	0,01	0,02	0,03
400	1,9	1,8	1,7
600	2,0	1,9	1,8
800	2,1	2,0	1,9
	K_τ (кручение)		
	h/r		
	2	3	
	r/d		
	0,01	0,02	0,03
400	2,3	2,2	2,1
600	2,4	2,3	2,2
800	2,6	2,5	2,4

1. Андриевский В.Г., Фролов В.М. Выполнение пояснительных записок курсовых и дипломных проектов. Новосибирск, НИИВТ, 1991 г.
2. Андриевский В.Г., Фролов В.М. Оформление пояснительных записок, специальных чертежей и схем судовых энергетических установок. Новосибирск, НИИВТ, 1980, 58 с.
3. Егоров Г.Л. Судовые гидравлические машины, вспомогательные механизмы и системы. Новосибирск, НИИВТ, 1990, 48 с.
4. Будов В.М. Судовые насосы. Справочник. Л.: Судостроение, 1988, 430 с.
5. Михайлов А.К., Малшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977, 288 с.
6. Певзнер Б.М. Судовые центробежные и осевые насосы. Л.: Судпромгиз, 1958, 317 с.
7. Чиняев И.А. Лопастные насосы. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1973, 184 с.

Таблица П.3

Значение K_σ и K_τ для валов со шпоночным пазом


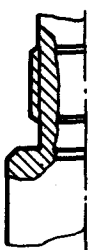
Вал со шпоночным пазом	σ_B , МПа	K_σ (изгиб)	K_τ (кручение)
	400	1,51	1,20
	600	1,76	1,54
	800	2,01	1,88

Таблица П.4

Значение K_σ и K_τ для валов с метрической резьбой

Вал с резьбой	σ_B , МПа	K_σ (изгиб)	K_τ (кручение)
	400	1,45	1,00
	600	1,96	1,00
	800	2,32	1,00

Примечание: для материалов, имеющих предел прочности, отличающийся от значений σ_B приведенных в табл. П.1 - П.4, величина коэффициентов концентрации напряжений определяется линейной интерполяцией.

О Г Л А В Л Е Н И Е

В в е д е н и е	3
1. Состав курсового проекта, требования, предъяв- ляемые к нему	4
2. Гидравлический расчет насоса	5
3. Расчет на прочность основных элементов центро- бежного насоса	8
3.1. Расчет вала	9
3.1.1. Расчет внешних нагрузок	9
3.1.2. Расчет статической прочности вала	16
3.1.3. Расчет вала на выносливость	23
3.1.4. Расчет вала на жесткость	27
3.2. Расчет шпоночного соединения	28
3.3. Расчет рабочего колеса	29
3.3.1. Расчет диска колеса из хрупкого материала	29
3.3.2. Расчет диска колеса из пластического ма- териала	30
3.4. Расчет корпуса насоса	33
3.4.1. Расчет цилиндрической части корпуса	33
3.4.2. Расчет крышек корпуса	35
3.4.3. Расчет болтов (шпилек), соединяющих дета- ли корпуса	37
3.5. Расчеты для выбора муфты	39
3.6. Расчеты для выбора подшипников вала рабо- чего колеса	39
4. Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса	41
5. Расчет и построение напорно-расходной характе- ристики насоса	46
П р и л о ж е н и е	52
Л и т е р а т у р а	55



Росрецифлот

Новосибирский институт инженеров водного транспорта

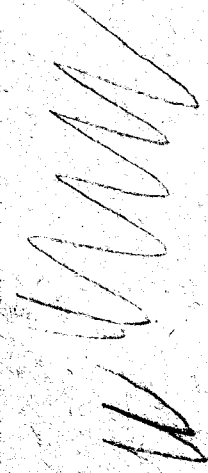
621.6
Б 302

2

Егоров Г. Л.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС

Методические указания по выполнению курсового
проекта для студентов очного и заочного факуль-
тетов (специальность 14.02 "Проектирование
и монтаж судовых энергетических установок")



Новосибирск, 1991