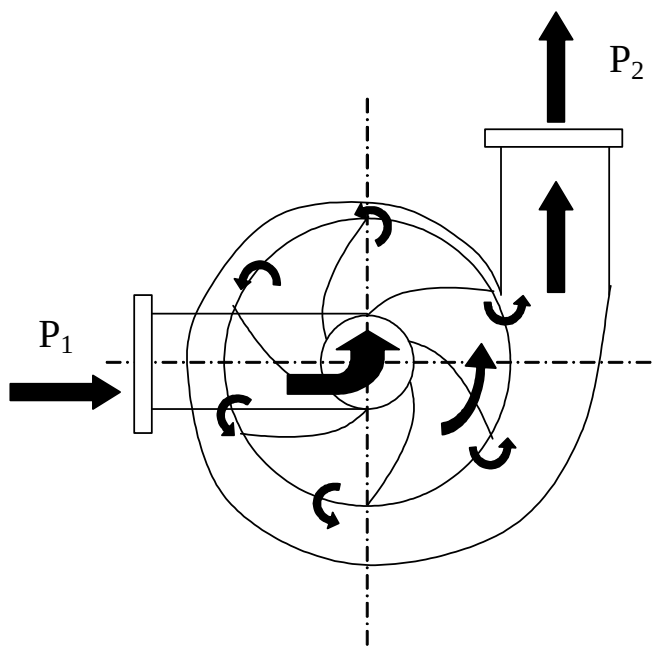


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Владимира Даля
СЕВЕРОДОНЕЦКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ
"ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА"
ПО ДИСЦИПЛИНЕ "НАСОСЫ И КОМПРЕССОРЫ"
ДЛЯ СТУДЕНТОВ СПЕЦИАЛЬНОСТИ 7.090220
(ЭЛЕКТРОННОЕ ИЗДАНИЕ)



УТВЕРЖДЕНО
на заседании кафедры
оборудования химических
предприятий
протокол № 7 от 7.03.09

Северодонецк 2009

6П5.7

М 74

УДК 621.671

Методические указания к выполнению курсовой работы "Проектирование центробежного насоса" по дисциплине "Насосы и компрессоры" для студентов специальности 7.090220 (электронное издание)/ Сост. В.Б.Модестов, Изд. 3-е, перераб. и доп. - Северодонецк, СТИ, 2009.-23с.

Составитель

В.Б.Модестов, доцент, канд.техн.наук

Ответственный за выпуск

А.И.Барвин, доцент, канд.техн.наук

СОДЕРЖАНИЕ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	5
ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	4
2 РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА.....	6
2.1 ВЫБОР КОЛИЧЕСТВА СТУПЕНЕЙ	6
2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАСОСА.....	6
2.3 ВЫБОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ	6
2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА БЫСТРОХОДНОСТИ НАСОСА	7
2.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАРУЖНОГО ДИАМЕТРА КОЛЕСА	7
2.6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ВХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ КОЛЕСА	7
2.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ.....	7
2.8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА, ДЕЙСТВУЮЩЕГО НА ВАЛ	8
2.9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ВАЛА НАСОСА	8
2.10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СКОРОСТИ ВХОДА ЖИДКОСТИ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО	8
2.11 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ.....	11
2.12 ОПРЕДЕЛЕНИЯ ШИРИНЫ ЛОПАСТИ.....	11
2.13 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ $\beta_{1\pi}$ и $\beta_{2\pi}$	12
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ.....	12
4 РАСЧЕТ ОСЕВОЙ СИЛЫ.....	13
5 ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ	14
5.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛА	14
5.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ	15
5.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПОДШИПНИКИ.....	15
5.4 ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА ПОДШИПНИКА	16
5.5 ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВЫХ КОЛЕЦ.....	16
6 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА	17
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	18
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	20
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	21
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	23

ВВЕДЕНИЕ

Насосами называют машины для перемещения жидкостей. Наибольшее распространение в химической и других отраслях промышленности получили центробежные насосы. Широкое распространение этих машин обусловлено их высоким К.П.Д., простотой и надежностью конструкции, удобством обслуживания, низкой стоимостью. Отечественной промышленностью освоен выпуск широкой номенклатуры центробежных насосов из различных материалов, в том числе из нержавеющей стали и даже керамических, поэтому они могут применяться для перекачки коррозионно-активных сред.

Центробежные насосы работают следующим образом: жидкость подводится к центру вращающегося рабочего колеса, под воздействием лопаток происходит закручивание жидкости и увеличение ее абсолютной скорости, затем она выходит в спиральную камеру, окружающую колесо и далее под давлением поступает в трубопровод. В спиральной камере происходит снижение абсолютной скорости жидкости и преобразование за счет этого кинетической энергии в потенциальную.

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Содержание курсовой работы

Курсовая работа состоит из текстовых и графических документов.

К текстовым документам относятся:

- а) техническое задание – 1 лист ф. А4;
- б) ведомость курсовой работы;
- в) пояснительная записка 15-20 листов ф. А4.

К графическим документам относятся:

- а) чертеж общего вида насоса – 1 лист ф. А1 (допускается распечатка на формате А3;
- б) чертеж колеса насоса – 1 лист ф. А2 (допускается распечатка на формате А3).;
- в) перечень составных частей на листах формата А4.

Текст пояснительной записки (расчеты) включает разделы 1, 2, 3, 4, 5 данных методических указаний.

Курсовую работу выполнить в соответствии с требованиями методических указаний [5].

1.2 Исходные данные для проектирования
Исходные данные для выполнения курсового проекта
взять из ниже приведенной таблицы в соответствии с номером студента
в журнале группы.

Спроектировать центробежный насос для подачи воды со следующими характеристиками:

№ по журналу	Производительность. м³/час	Напор, м	Температура воды, °C	Давление в заборн емкости, Па.
1	30	30	20	1,01*10 ⁵
2	45	44	30	1,01*10 ⁵
3	25	25	40	1,01*10 ⁵
4	12	40	50	1,01*10 ⁵
5	17	50	60	1,01*10 ⁵
6	33	42	70	1,01*10 ⁵
7	22	40	50	1,01*10 ⁵
8	37	35	70	1,01*10 ⁵
9	28	50	60	1,01*10 ⁵
10	14	20	50	1,01*10 ⁵
11	18	21	40	1,01*10 ⁵
12	44	35	30	1,01*10 ⁵
13	24	30	20	1,01*10 ⁵
14	19	40	50	1,01*10 ⁵
15	32	50	30	1,01*10 ⁵
16	14	30	60	1,01*10 ⁵
17	34	35	70	1,01*10 ⁵
18	18	50	60	1,01*10 ⁵
19	15	30	50	1,01*10 ⁵
20	20	45	60	1,01*10 ⁵
21	23	30	20	1,01*10 ⁵
22	35	44	30	1,01*10 ⁵
23	18	25	40	1,01*10 ⁵
24	16	40	50	1,01*10 ⁵
25	12	50	60	1,01*10 ⁵
26	29	39	70	1,01*10 ⁵
27	18	33	50	1,01*10 ⁵
28	33	38	70	1,01*10 ⁵
29	24	47	60	1,01*10 ⁵
30	16	25	50	1,01*10 ⁵
31	29	41	70	1,01*10 ⁵
32	23	35	50	1,01*10 ⁵
33	34	40	70	1,01*10 ⁵
34	24	48	60	1,01*10 ⁵
35	16	24	50	1,01*10 ⁵

2 РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА

2.1 Выбор количества ступеней

Допустимый напор одной ступени насоса ограничивается кавитацией. Выпускаемые в настоящее время серийные одноступенчатые насосы имеют напор приблизительно до 50 м вод.ст., поэтому количество ступеней насоса можно определять по формуле

$$Z = \frac{H}{H_{\text{доп}}}, \quad (1)$$

где H - напор создаваемый насосом, м вод. ст.;

$H_{\text{доп}}$ - допустимый напор, создаваемый одной ступенью насоса, $H_{\text{доп}}$ принимаем равным 50 м вод. ст.

Полученное значение Z округляем до целого значения в большую сторону.

2.2 Определение коэффициента полезного действия насоса

Коэффициент полезного действия насоса определяется по формуле

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_e \cdot \eta_m, \quad (2)$$

где η_o - объемный коэффициент полезного действия, принимаем $\eta_o = 0,88$;

η_e - гидравлический коэффициент полезного действия, принимаем $\eta_e = 0,82$;

η_m - механический коэффициент полезного действия, принимаем $\eta_m = 0,82$.

2.3 Выбор частоты вращения двигателя

Центробежные насосы небольшой мощности оснащаются асинхронными двигателями, имеющими частоту вращения ротора, в зависимости от числа пар полюсов приблизительно 960, 1470, 2920 об/мин.

Рекомендуется принять частоту вращения ротора двигателя $n = 2920$ об/мин.

2.4 Определение коэффициента быстроходности насоса

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3)$$

где n - частота вращения ротора, об/мин;

Q - производительность, м³/с;

H - напор, м вод. ст.

Коэффициент быстроходности позволяет выбрать оптимальный тип рабочего колеса и оптимальное соотношение его геометрических размеров (см. рисунок 1).

2.5 Определение наружного диаметра колеса

Наружный диаметр колеса, м, рассчитывается по уравнению

$$D_2 = 2 \cdot k_{u2} \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{\omega}, \quad (4)$$

где k_{u2} - коэффициент окружной скорости [4]

$$k_{u2} = 1 + 0,1 \cdot \left(\frac{n_s}{100} - 1 \right); \quad (5)$$

ω - угловая скорость вращения колеса, рад/с.

2.6 Определение диаметра входного отверстия колеса

Диаметр входного отверстия колеса, м, вычисляется по формуле

$$D_0 = D_2 / m, \quad (6)$$

где m - отношение D_2/D_0 , определяемое в зависимости от коэффициента быстроходности n_s (см. рисунок 1).

2.7 Определение расчетной мощности двигателя

Расчетная мощность двигателя, Вт, определяется по формуле

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta}, \quad (7)$$

где Q - подача, м³/с;

ρ - плотность воды ($\rho = 1000$ кг/м³);

g - ускорение свободного падения ($g = 9,8$ м/с²);

η - коэффициент полезного действия.

Установочная мощность двигателя выбирается по формуле

$$N_{-} = \beta \cdot N, \quad (8)$$

где $\beta=1,3$ -коэффициент запаса мощности.

2.8 Определение крутящего момента, действующего на вал
Крутящий момент, Н · м, рассчитывается по формуле

$$M = \frac{N}{\omega}. \quad (9)$$

2.9 Определение минимального диаметра вала насоса
Минимальный диаметр вала, м, рассчитывается по формуле

$$d_{\min} = \sqrt[3]{M / (0,2 \cdot [\tau])}, \quad (10)$$

где $[\tau]$ - допустимое напряжение кручения, $1,2 \cdot 10^7 \cdot \text{Н} / \text{м}^2$

Диаметр вала под колесом $d_{\text{в}}$ получаем путем увеличения до ближайшего стандартного значения $d_{\min}$ рассчитанного по формуле (10).

Диаметр ступицы колеса, м, рекомендуется принять равным

$$d_{cm} = 1,3 \cdot d_{\text{в}}. \quad (11)$$

Длину ступицы колеса, м, принять равной

$$L_{cm} = 1,3 \cdot d_{cm}. \quad (12)$$

2.10 Определение осевой скорости входа жидкости в рабочее колесо

Осевая скорость, м/с, жидкости определяется по формуле

$$c_o = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_0^2 - d_{cm}^2) \cdot \eta_0}, \quad (13)$$

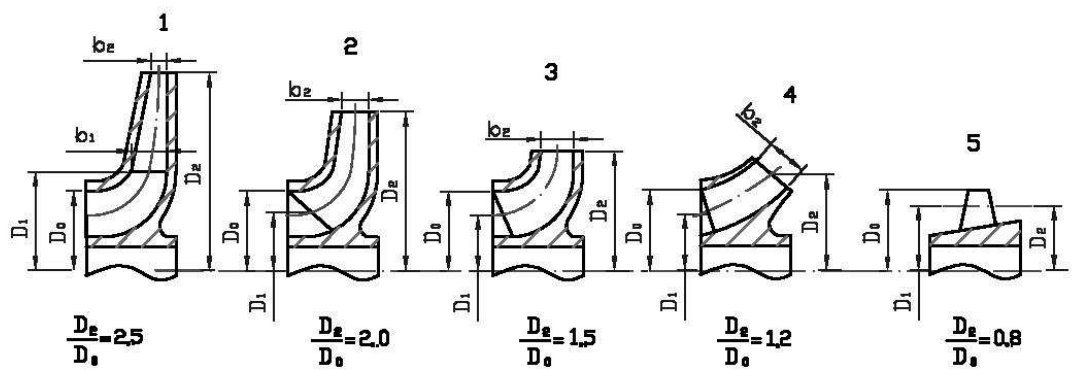


Рисунок1 – Типы рабочих колес

1 – тихоходное	$n_s = 40-80;$
2 – нормальное	$n_s = 80-150;$
3 – быстроходное	$n_s = 150-300;$
4 – диагональное	$n_s = 300-600;$
5 – осевое	$n_s > 600.$

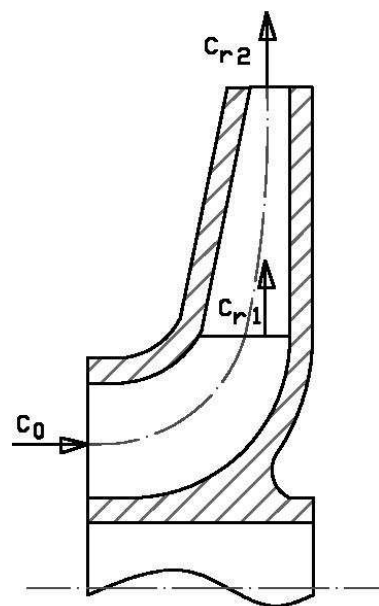


Рисунок2 – Сохранение радиальной составляющей скорости жидкости при ее прохождении через колесо

I

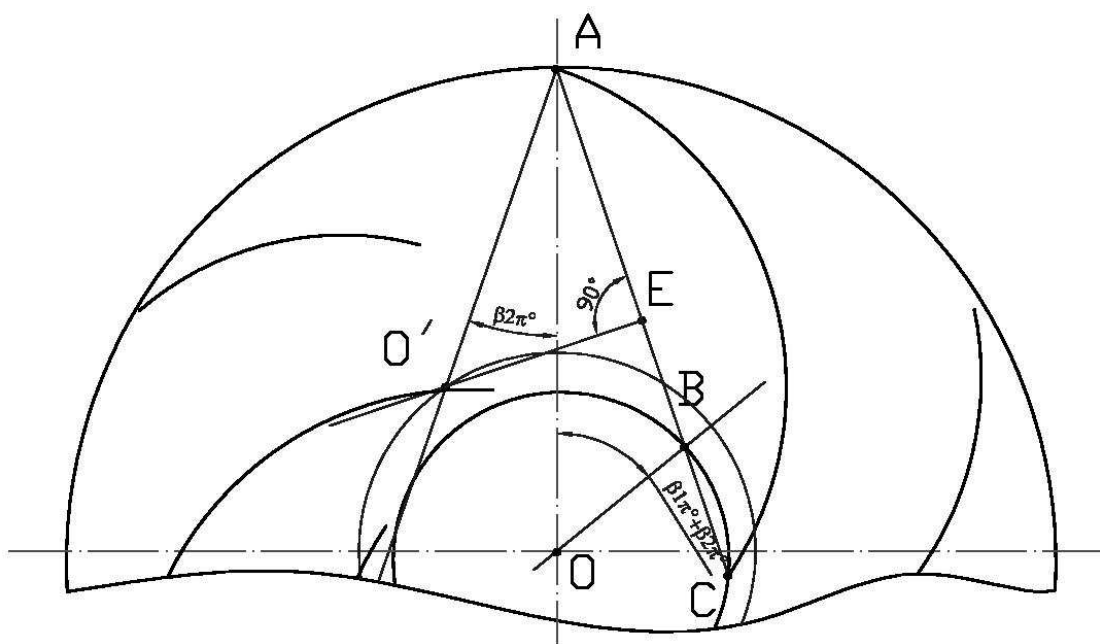


Рисунок 3 – Построение средней линии сечения лопасти одной дугой окружности

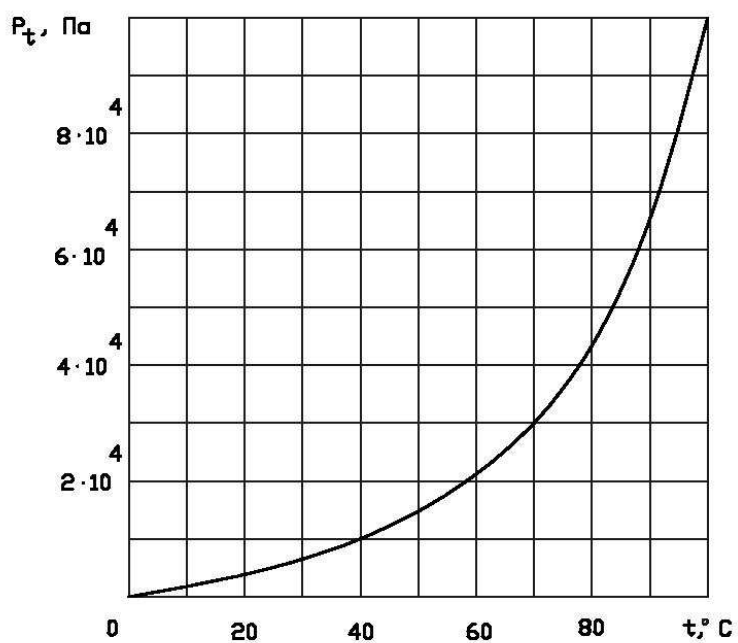


Рисунок 4 – Давление насыщенного водяного пара

└

Если $c_0 > 4$ м/с, необходимо принять меньшую частоту вращения колеса и расчет повторить снова, начиная с п. 2.3.

Практикой установлено, что для получения минимальных гидравлических потерь при прохождении жидкости через колесо, последняя должна иметь постоянную скорость относительно колеса, это условие соблюдается в том случае, если

$$c_0 = c_{r1} = c_{r2} = c_r, \quad (14)$$

где c_{r1} - радиальная составляющая абсолютной скорости жидкости при входе на лопатки, м/с;

c_{r2} - радиальная составляющая абсолютной скорости жидкости при выходе с лопаток, м/с;

c_r - радиальная составляющая абсолютной скорости жидкости в любой точке колеса, м/с;

Кроме того, каналы колеса, по которым происходит движение жидкости, должны иметь плавную форму, без резких изменений углов, не иметь сужений и расширений, способных вызвать изменение относительной скорости жидкости или ее завихрение (см. рисунок 2).

2.11 Определение окружной скорости

Окружная скорость, м/с, на входе в каналы рабочего колеса определяется по формуле

$$u_1 = \omega \cdot D_1 / 2, \quad (15)$$

где D_1 - средний диаметр входа жидкости на рабочее колесо, м

$$D_1 = 1,02 \cdot D_0 - \frac{D_0 - d_{cm}}{2} \cdot \sin \left(90 \cdot \frac{n_s - 40}{600} \right), \quad (16)$$

где D_0 – диаметр входного отверстия колеса, м.

Окружная скорость на выходе из каналов рабочего колеса, м/с

$$u_2 = \omega \cdot D_2 / 2, \quad (17)$$

2.12 Определения ширины лопасти

Принимаем коэффициент стеснения входного сечения межлопаточного канала μ равным 0,9; тогда ширина лопасти на входе, м,

$$b_1 = Q / (\pi \cdot D_1 \cdot c_{r1} \cdot \mu), \quad (18)$$

Ширина лопасти на выходе, м,

$$b_2 = b_1 \cdot D_1 / D_2 \quad (19)$$

2.13 Определение углов $\beta_{1\pi}$ и $\beta_{2\pi}$

Угол между концом лопатки и касательной к окружности на входе в колесо определяется по формуле

$$\beta_{1\pi} = \arctg(c_{1r}/u_1) + i, \quad (20)$$

где i - угол атаки лопасти на входе, принимаем $i = 4^\circ$.

Угол между концом лопатки и касательной к окружности на выходе $\beta_{2\pi}$ можно принять на 10° больше угла $\beta_{1\pi}$.

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ

При движении лопастей с большой скоростью в жидкости возможна кавитация. При кавитации жидкость закипает в области пониженного давления на обратной стороне лопаток, затем пар быстро попадает в область высокого давления, где происходит его мгновенная конденсация, при этом возникают гидравлические удары. Кавитация - вредное явление, она снижает к.п.д. насоса, вызывает ускоренный износ колеса и повышенный шум.

Для предотвращения кавитации, необходимо, чтобы давление в любой точке проточной части насоса не было меньше давления насыщенных паров жидкости при данной температуре $t^\circ\text{C}$. Это условие может быть выполнено в том случае, если насос правильно расположен относительно уровня жидкости в заборной емкости.

Допустимую высоту расположения насоса над уровнем воды, м, определяем по формуле:

$$H_{вс} < \frac{P_0}{\rho g} - \left(\frac{P_t}{\rho \cdot g} + \frac{W_{вс}^2}{2 \cdot g} + h_{н.вс} + \delta \cdot H \right), \quad (21)$$

где P_0 - давление в заборной емкости, Па;

ρ - плотность воды, ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$);

P_t - давление насыщенных водяных паров при температуре t , $^\circ\text{C}$ (см. рисунок 4);

$h_{н.вс}$ - потери напора во всасывающем трубопроводе, принять $h_{н.вс} = 0,25 \text{ м}$;

δ - опытный коэффициент, принять $\delta = 0,075$,

H - напор, создаваемый насосом, м.

$W_{вс}$ - скорость во всасывающем трубопроводе, м/с ;

$$W_{вс} = Q / S_{мп}, \quad (22)$$

где: Q - производительность насоса, м³/с;

$S_{мп}$ - площадь всасывающего трубопровода, м² (диаметр всасывающего трубопровода принять равным диаметру входного отверстия колеса - D_0);

4 РАСЧЕТ ОСЕВОЙ СИЛЫ

Осевая сила, действующая на рабочее колесо, вызывается, в основном, разностью давлений на его боковые поверхности. Эта сила весьма значительна и направлена в сторону всасывающего патрубка. Для ее уменьшения применяется двусторонний подвод жидкости к колесу, а также различные разгрузочные устройства. Существует также составляющая осевой силы, вызванная изменением направления движения жидкости при прохождении через колесо. Она направлена от всасывающего патрубка и по величине значительно меньше силы, вызванной разностью давлений.

Результирующая осевая сила, $P_{ос}$, Н, определяется по формуле

$$P_{ос} = \pi \cdot (R_0^2 - R_b^2) \cdot (P_2 - P_1) - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \right) \cdot (R_0^2 - R_b^2) \cdot \left[R_2^2 - \frac{(R_0^2 + R_b^2)}{2} \right] - \rho \cdot Q \cdot c_o, \quad (23)$$

где R_0 - радиус входного отверстия колеса, ($R_0 = 0,55 \cdot D_0$) м;

R_b - радиус вала, ($R_b = 0,5 \cdot d_b$) м;

P_2 - абсолютное давление на выходе насоса, ($P_2 = \rho \cdot g \cdot H + P_0$), Па;

P_1 - абсолютное давление на входе в насос, ($P_1 = P_0$), Па.

В формуле (23) первый и второй члены определяют равнодействующую давлений на боковые поверхности колеса, а третий член - составляющую от изменения направления жидкости.

5 ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

5.1 Определение конструкции вала

Для выбора подшипников необходимо предварительно определить конструкцию вала и составить расчетную схему в соответствии с рисунком 5.

Допустим, например, что диаметр вала под ступицей колеса d_e мы приняли по п.2.13. $d_2 = 20$ мм, а длину ступицы L_{cm} равной 35 мм. Вал должен иметь буртик для упора колеса, поэтому следующий участок вала сделаем диаметром $d_1 = 25$ мм. Длину этого участка должна быть достаточной для размещения сальника и крышки подшипника, рекомендуется принять ее равной $4 \cdot L_{cm} = 140$ мм. На следующем участке вновь уменьшаем диаметр вала до $d_2 = 20$ мм, чтобы получить буртик для упора подшипника. Расстояние между центрами подшипников рекомендуется также принять равным $4 \cdot L_{cm}$, то есть 140 мм. На конец вала будет посажена полумуфта для передачи крутящего момента. Примем диаметр этого участка равным 18 мм, а длину – 60 мм.

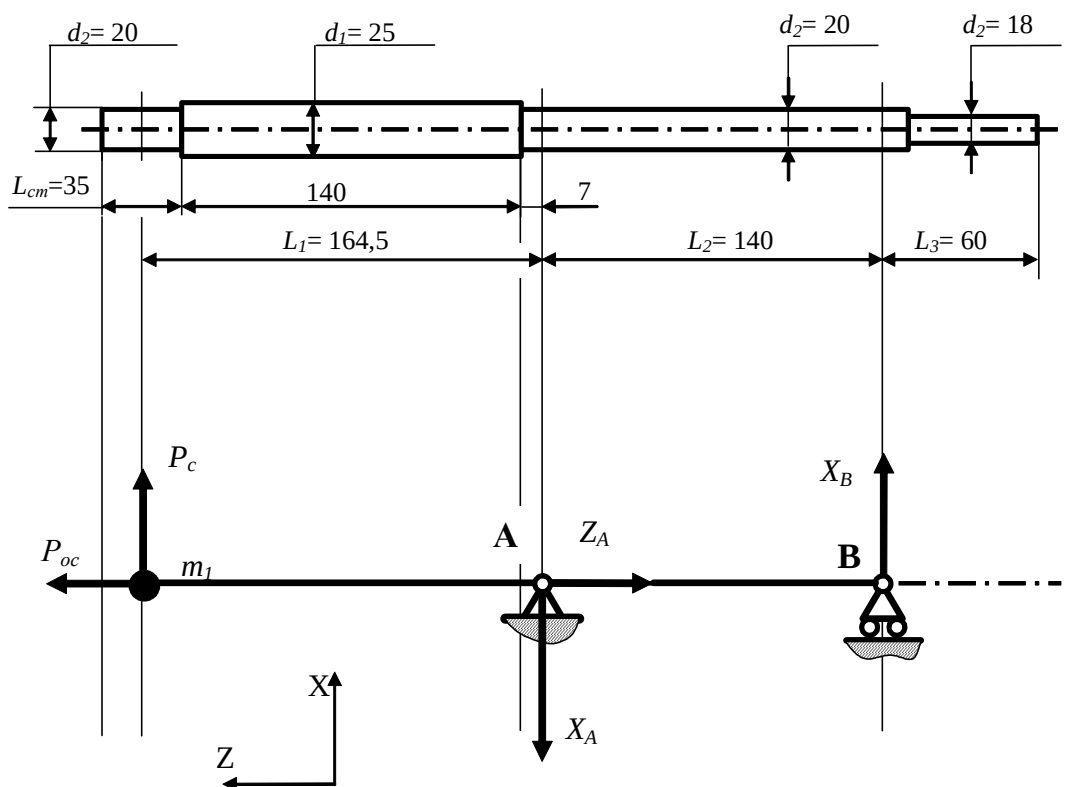


Рисунок 5 - Расчетная схема внешних сил, действующих на вал

5.2 Определение опорных реакций

Центробежная сила, действующая на колесо, Н

$$P_c = \Delta \cdot \omega^2. \quad (24)$$

где Δ - дисбаланс колеса, вычисляемый по уравнению
 $\Delta = 0,68 \cdot D_2^3$, кг·м.

Из практики эксплуатации центробежных насосов известно, что динамические силы намного превышают силы веса, действующие на ротор, поэтому последние, обычно, не учитывают.

В соответствии с принятой расчетной схемой (рисунок 5) составляем систему уравнений (25) и определяем опорные реакции X_A , X_B , Z_A , Н

$$\begin{cases} \Sigma X = P_c - X_A + X_B = 0; \\ \Sigma Z = P_{oc} - Z_A = 0; \\ \Sigma M_B = P_c \cdot (L_1 + L_2) - X_A \cdot L_2 = 0. \end{cases} \quad (25)$$

5.3 Определение нагрузок, действующих на подшипники

Сравнивая нагрузки, действующие на подшипники опор А и В, приходим к выводу, что в более опасных условиях работают подшипники опоры А, поскольку на нее действует большая радиальная нагрузка, и, кроме того, имеется реакция от действия осевой силы. Поэтому приведенную нагрузку будем определять для подшипника опоры А

$$Q = (X \cdot K_k \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (26)$$

где: X – коэффициент радиальной нагрузки;

K_k – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце $K_k=1$;

R – радиальная нагрузка, $R=X_A$, кН;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

A – осевая нагрузка, $A=P_{oc}$, кН;

K_σ – коэффициент безопасности, 1,5;

K_T – температурный коэффициент, 1,0.

Коэффициенты X и Y зависят от отношения $\frac{A}{C_0}$, от величины влияния осевого нагружения e - они приведены в приложении В. Для определения этих величин необходимо предварительно задаться типом и

размером подшипника. Из конструктивных соображений принимаем подшипник по диаметру внутреннего кольца.

Для этого подшипника определяем статическую грузоподъемность C_0 по таблице В1, подсчитываем $\frac{A}{C_0}$, по таблице В2 определяем e , подсчитываем $\frac{A}{K_k \cdot R}$.

Если $\frac{A}{K_k \cdot R} > e$, то $X=0,56$; Y – определяем по таблице В2.

Если $\frac{A}{K_k \cdot R} \leq e$, то $X=1$; $Y=0$.

Подсчитываем приведенную нагрузку Q , кН, по формуле (26).

Определяем теоретическую долговечность подшипника L_h , час, по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{Q} \right)^\alpha, \quad (27)$$

где: n – частота вращения кольца подшипника, об/мин;

C – динамическая грузоподъемность выбранного подшипника, определяемая по таблице В1, кН.

α – показатель степени, зависящий от типа подшипника (для шариковых подшипников $\alpha=3$).

5.4 Выбор типоразмера подшипника

Задаемся необходимой долговечностью подшипника – $L=10000$ часов.

Сравниваем L с теоретической долговечностью – L_h .

Если $L \leq L_h$, то принятый подшипник имеет достаточную долговечность. Если $L > L_h$, то долговечность подшипника недостаточна, необходимо уменьшить нагрузку на подшипник, например, принять конструкцию колеса с разгрузкой от осевой силы [1]. В этом случае осевую нагрузку A принимают равной нулю и расчет подшипника на долговечность повторяют вновь. Если разгрузки от осевой силы окажется недостаточно, можно взять подшипник более тяжелой серии или установить два подшипника в одной опоре.

Окончательно принимаем подходящий подшипник и записываем его обозначение, например - радиальный однорядный ГОСТ 8338–75, обозначение 204, легкая серия.

5.5 Выбор посадок подшипниковых колец

По принятой расчетной схеме, основной нагрузкой, действующей на ротор, является центробежная сила. Эта сила изменяет свое направление при вращении колеса, поэтому считаем ее циркуляционной.

В этом случае, рекомендуется для внутренних колец подшипников применять посадку с натягом, а для наружных - с зазором. Для диаметра вала принимаем поле допуска $k6$, а для отверстия в корпусе $H7$.

6 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

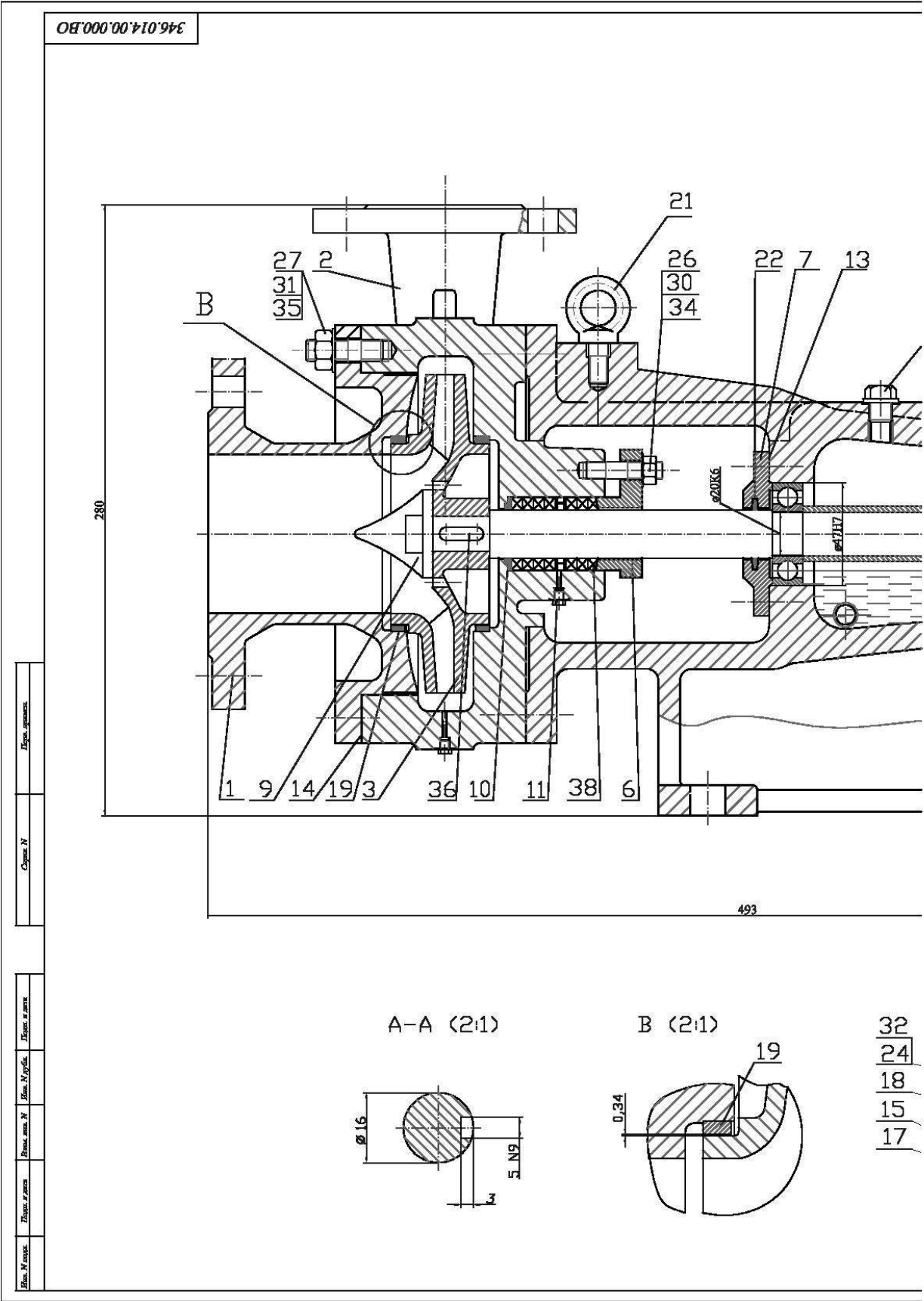
После выполнения расчетной части, можно приступить к выполнению графической части проекта. Конструкция центробежного насоса разрабатывается самостоятельно, при этом за основу может быть взят любой насос. При проектировании нужно представлять себе технологию изготовления, порядок сборки, обслуживания и ремонта насоса. Пример выполнения графической части проекта приведен в приложениях А и Б.

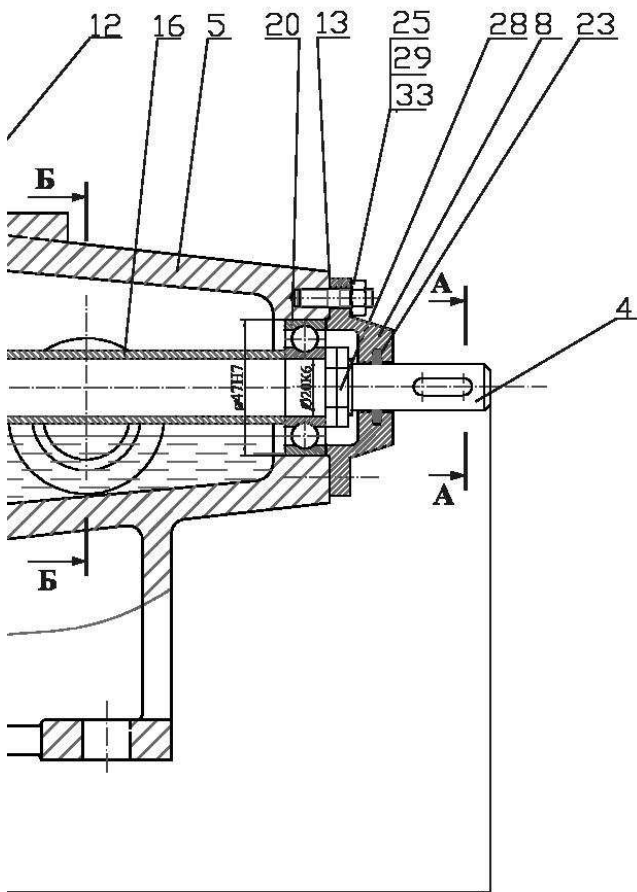
Метод построения профиля лопаток дугой окружности показан на рисунке 3.

Последовательность построения профиля лопаток следующая:

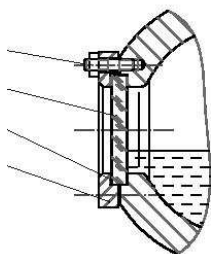
- вычертить окружности R_1 и R_2 с центром в точке O ($R_1=D_1/2$; $R_2=D_2/2$);
- провести через центр O горизонтальную и вертикальную оси, точку пересечения вертикальной оси с окружностью радиуса R_2 обозначим A ;
- отложить от вертикальной оси углы, $\beta_{2\pi}$ - с вершиной в точке A и $\beta_{1\pi}+\beta_{2\pi}$ с вершиной в точке O ;
- найти точку B пересечения окружности R_1 со стороной угла $\beta_{1\pi}+\beta_{2\pi}$;
- провести прямую через точки A и B и найти точку C ее пересечения с окружностью радиуса R_1 ;
- найти точку E на середине отрезка AC и провести через нее перпендикуляр к AC ;
- найти точку O' на пересечении двух линий - перпендикуляра к AC , проходящего через E и линии проходящей через A под углом $\beta_{2\pi}$ к OA ;
- радиусом $O'A$ построить профиль лопатки (дуга AC);
- провести вспомогательную окружность радиусом OO' ;
- разделить окружность OO' на несколько частей - n , по числу лопаток имеющихся на колесе (обычно n принимают равным 6 или 8), таким образом получается 6 или 8 точек, равномерно расположенных на окружности, причем одной из них является точка O' ;
- из полученных точек радиусом $r = O'A$ построить профили остальных лопаток;
- толщину лопастей назначить конструктивно.

ПРИЛОЖЕНИЕ А





Б-Б (1:1)



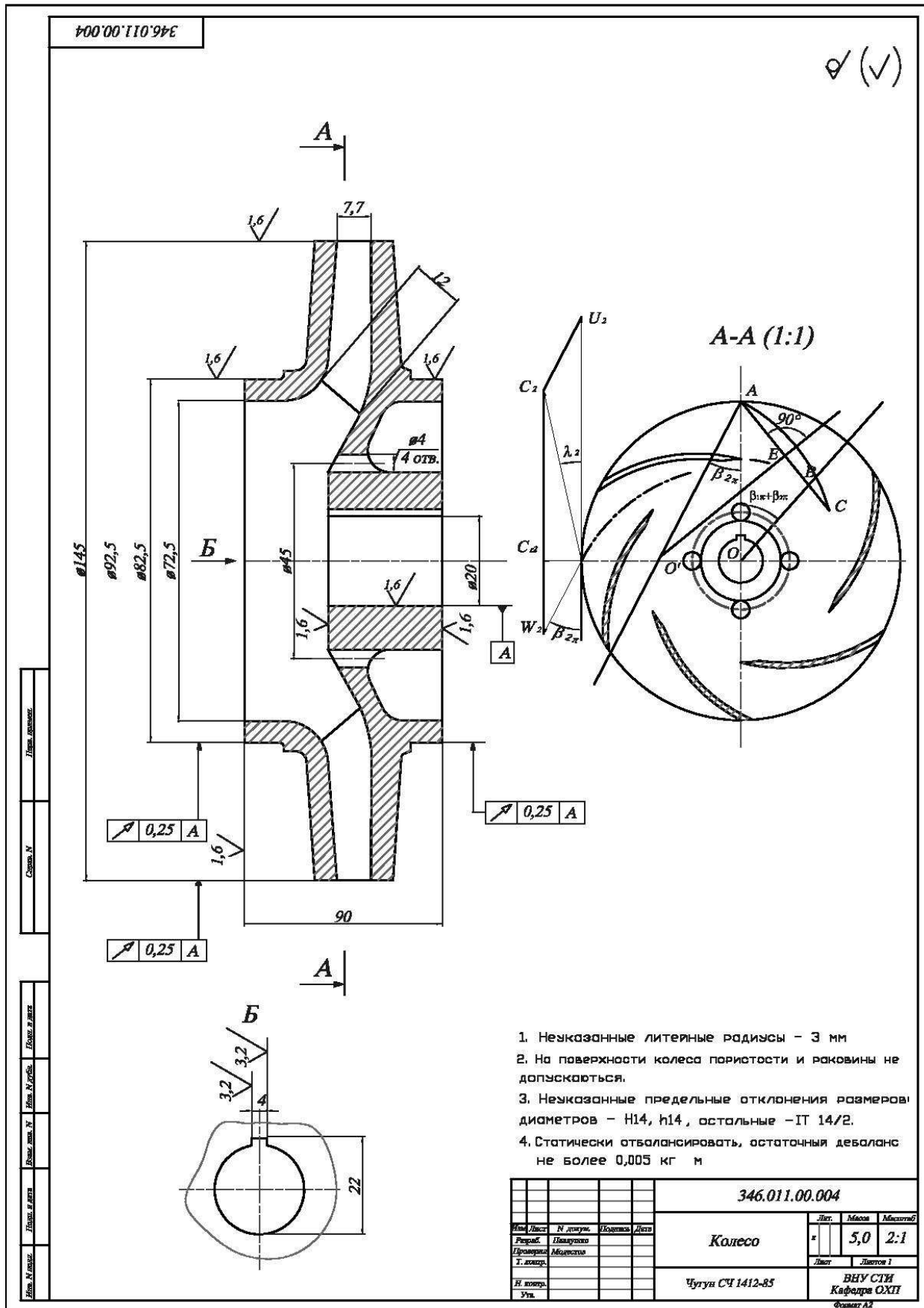
Техническая характеристика

1. Насос центробежный, консольный, одноступенчатый предназначенный для перекачки чистой воды с температурой до 60°C
2. Производительность, м³/ч 35
3. Напор, м. вод. ст. 24
4. Частота вращения вала, об/мин 2920
5. Мощность двигателя, кВт 5,0

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса	Материал	Прим.
Детали						
1		Патрубок	1		СЧ-18	
2		Улитка	1		СЧ-18	
3		Колесо	1		СЧ-18	
4		Вал	1		Сталь 45	
5		Корпус	1		СЧ-18	
6		Нажимная втулка	1		СЧ-18	
7		Крышка	1		СЧ-18	
8		Крышка	1		СЧ-18	
9		Гайка баба	1		Сталь 12Х3	
10		Кольцо сальника	1		Ст 3	
11		Пробка	2		СЧ-18	
12		Пробка	1		СЧ-18	
13		Прокладка	2		Картон	
14		Прокладка	1		Паронит	
15		Прокладка	2		Картон	
16		Втулка	1		Сталь 35	
17		Рамка	1		Ст 3	
18		Смотровое стекло	1		Стекло	
19		Кольца	2		Бронз Бр-Ф-4	
Стандартные изделия						
20		Поршневая 204 ГОСТ 6338-75	2			
21		Рем-болт М8 ГОСТ 4751-73	1			
22		Кольцо СП 30х22-3				
		ГОСТ 6308-71	1			
23		Кольцо СП 25х16-3				
		ГОСТ 6308-71	1			
24		Гайка М4.5 ГОСТ 5915-70	4			
25		Гайка М8.5 ГОСТ 5915-70	8			
26		Гайка М10.5 ГОСТ 5915-70	2			
27		Гайка М12.5 ГОСТ 5915-70	8			
28		Гайка М16х1,25-Н1.5 ГОСТ 5916-70	2			
29		Шайба 8.01.02 по ГОСТ 11371-78	8			
30		Шайба 10.01.02 по ГОСТ 11371-78	2			
31		Шайба 12.01.02 по ГОСТ 11371-78	8			
32		Шайба М4х2.50 ГОСТ 22034-76	4			
33		Шайба М6х2.50 ГОСТ 22034-76	8			
34		Шайба М8х3.50 ГОСТ 22034-76	2			
35		Шайба М10х3.50 ГОСТ 22034-76	8			
36		Шайба 5.6х0.9 ГОСТ 6789-68	1			
Материалы						
38		Набивка скребного плетения марки АНП 6х6 ГОСТ 5152-84				

					346.014.00.000.В0		
Изм.	Лист	И. джун.	Ш. джун.	Джун.	Центробежный насос		
Рисов.	Масштаб						
Проект	Масштаб				Лист 1	Листов 2	69 1:1
И. констр.					ВНУ СТИ		
Учт.					Кафедра ОХП		
					Формат А1		

ПРИЛОЖЕНИЕ Б



ПРИЛОЖЕНИЕ В

Рекомендации по выбору подшипников по ГОСТ 8338 – 75

Таблица В.1

Условное обозначение подшипников	d	D	B	Динамическая грузоподъемность C , кН	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
	мм				
Особо легкая серия 100					
104	20	42	12	7.21	4,45
105	25	47	12	7.75	4,92
106	30	55	13	10,2	6,88
107	35	62	14	12,2	8,46
108	40	68	15	12,9	9,26
Легкая серия 200					
204	20	47	14	9,81	6,18
205	25	52	15	10,8	6,95
206	30	62	16	15,0	10,0
207	35	72	17	19,7	13,6
208	40	80	18	25,1	17,8
209	45	85	19	25,2	17,8
210	50	90	20	27,0	19,0
211	55	100	21	33,0	20,0
212	60	110	22	40,3	30,9
213	65	120	23	44,0	34,0
214	70	125	24	47,9	37,4
215	75	130	25	50,9	41,1
Средняя серия 300					
306	30	72	19	21,6	14,8
307	35	80	21	25,7	17,6
308	40	90	23	31,3	22,3
309	45	100	25	37,1	26,2
310	50	110	27	47,6	35,6
311	55	120	29	54,9	41,8
312	60	130	31	62.9	48,4
113	65	140	33	71,3	55,6
314	70	150	35	80,1	63,3
315	75	160	37	87,3	71,4
316	80	170	39	94,6	80,1

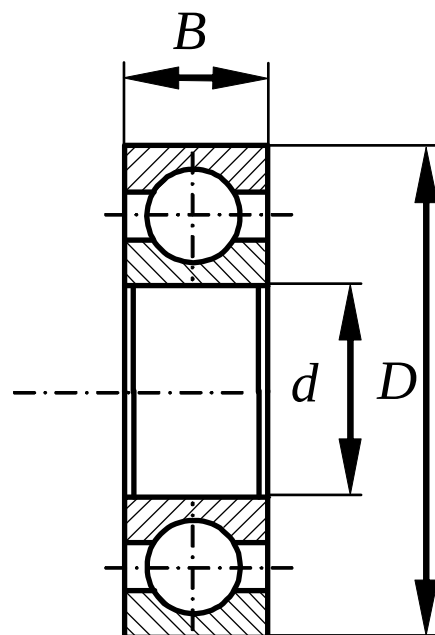


Рисунок В.1 – Основные размеры подшипников качения

Таблица В2

γ	$\frac{A}{C_0}$	e
2,30	0,014	0,19
1,99	0,028	0,22
1,71	0,056	0,26
1,55	0,084	0,28
1,45	0,110	0,30
1,31	0,170	0,34
1,15	0,280	0,38
1,04	0,420	0,42
1,00	0,560	0,44

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. Учебник для теплотехнических специальностей вузов. -М.: Энергия, 1977
2. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры. Учебное пособие для втузов.-М.: Высшая школа, 1972
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. Изд.4-е, перераб.и доп. Кн.1.М.: Машиностроение,1974.
4. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин. Учебное пособие для машиностроительных техникумов1./Под ред. Г.М. Ицковича и С.А. Чернавского/, Изд. 4-е, перераб. М.: Машиностроение, 1975.
5. Методичні вказівки до оформлення курсових та дипломних проектів для студентів спеціальності 7.090220. – Сєвєродонецьк, СТІ, 2003. - 40 с.

Учебное издание

Методические указания к выполнению курсовой работы "Проектирование центробежного насоса" по дисциплине "Насосы и компрессоры" для студентов специальности 7.090220 (электронное издание)

Составитель Василий Борисович Модестов

Редактор З.Д. Белых

Подписано к печати _____

Формат 60x84 $\frac{1}{10}$. Бумага типографская. Гарнитура Times.

Печать офсетная. Услов. печат. л. _____ Учет изд. л. _____

Тираж ___ экз. Вид № _____ Заказ № _____ Цена договорная

Издательство Северодонецкого технологического института
ВНУ имени Владимира Даля

Адрес издательства: г. Северодонецк, пр-кт. Советский, 59-а

Телефон 8(06452) 2-89-78 8(06452) 4-40-48 E-mail STI: sti@sti.lg.ua