

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФГАОУ ВО
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

А.В. Болдырев, Д.Л. Карелин, С.В. Болдырев

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Учебно-методическое пособие
по дисциплине «Лопастные машины и гидродинамические
передачи» для студентов по направлению подготовки 15.03.02
«Технологические машины и оборудование» и по дисциплине
«Тепловые двигатели и нагнетатели» для студентов по
направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и
теплотехника»

Набережные Челны, 2017

Учебно-методическое пособие по дисциплине «Лопастные машины и гидродинамические передачи» для студентов по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и по дисциплине «Тепловые двигатели и нагнетатели» для студентов по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» / А.В. Болдырев, Д.Л. Карелин, С.В. Болдырев. – Набережные Челны: Изд-во Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», 2017. – 86 с.

Сборник задач «Гидродинамические насосы» предназначен для проведения практических занятий по дисциплине «Лопастные машины и гидродинамические передачи» со студентами направления подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и по дисциплине «Тепловые двигатели и нагнетатели» со студентами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». В сборник включены задачи, охватывающие такие темы как: движение жидкости в лопастном колесе, потери энергии, рабочие характеристики, подобие лопастных насосов, методы изменения рабочих характеристик, работа насоса на сеть, совместная работа насосов, регулирование режима работы насоса, кавитационный запас.

Ил. 34. Табл. 28. Библиогр.: 15 назв.

Рецензент: доцент, к. ф.-м. н., доцент кафедры «Физика» Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет» Ч.С. Страшинский.

Содержание

1. Движение жидкости в лопастном колесе	4
2. Потери энергии в лопастных насосах.....	13
3. Подобие лопастных насосов. Методы изменения рабочих характеристик лопастных насосов.....	31
4. Работа лопастного насоса на сеть. Совместная работа насосов. Регулирование режима работы насоса	46
5. Кавитация в лопастных насосах. Кавитационный запас	71
Список литературы.....	84

1. Движение жидкости в лопастном колесе

Задача 1.1.

Известны геометрические параметры лопастного насоса (рис.1.1). Для входа потока в колесо радиус $R_1 = 30$ мм, ширина лопасти $b_1 = 15$ мм, для выхода потока из колеса радиус $R_2 = 80$ мм, ширина лопасти $b_2 = 8$ мм. Толщина лопастей $\delta = 1$ мм. Число лопастей $z = 7$. Угол наклона лопасти на выходе из колеса $\beta_{л2} = 25^\circ$. Расход жидкости при нулевом угле атаки на входе в колесо $Q = 300$ л/мин. Частота вращения вала насоса $n = 1500$ об/мин. Перекачиваемая жидкость – пресная вода плотностью $\rho = 998,2$ кг/м³.

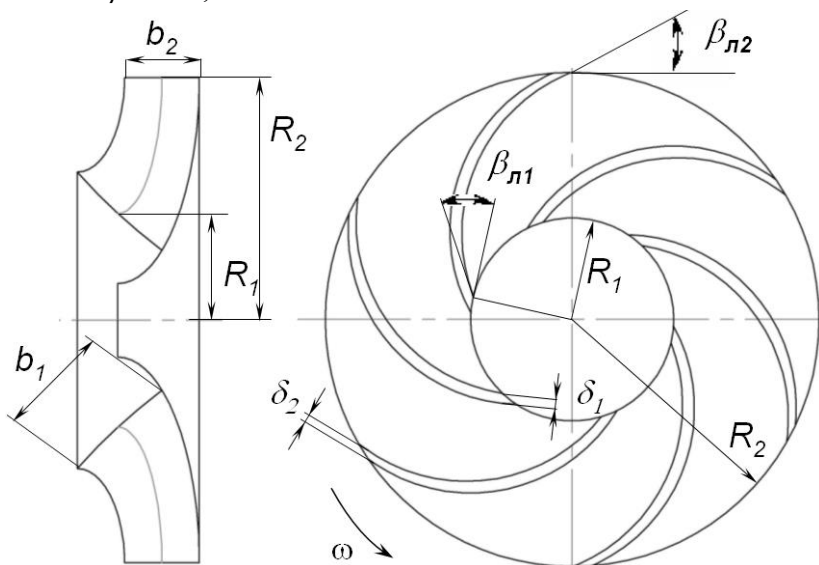


Рисунок 1.1 – Основные размеры лопастного колеса (показано колесо с число лопастей $z = 6$)

Считая справедливой гипотезу о бесконечном числе тонких лопастей, найти относительные ($W_1, W_{2\infty}$) и абсолютные

($C_1, C_{2\infty}$) скорости жидкости на входе и на выходе лопастного колеса, теоретический напор насоса $H_{t\infty}$, теоретический крутящий момент на валу насоса $M_{t\infty}$.

Примечания: не учитывать закрутку потока на входе в колесо (окружная составляющая абсолютной скорости на входе $C_{U1} = 0$).

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $R_1 = 0,03$ м, $b_1 = 0,015$ м, $R_2 = 0,08$ м, $b_2 = 0,008$ м, $\delta = 0,001$ м, $Q = 0,005$ м³/с, $n = 25$ об/с.

Вспомним, что абсолютное движение жидкости в лопастном колесе складывается из переносного вращательного и относительного движений.

Определим угловую скорость вращения колеса

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157 \text{ рад/с.} \quad (1.1)$$

Найдем последовательно площади живых сечений меридионального потока, окружные и меридиональные скорости движения жидкости по следующим формулам:

$$S_M = (2 \cdot \pi \cdot R - \delta \cdot z) \cdot b, \quad (1.2)$$

$$U = \omega \cdot R, \quad (1.3)$$

$$C_M = Q / S_M. \quad (1.4)$$

Тогда получим следующие результаты на входе и на выходе лопастного колеса

$$S_{M1} = (2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 - 0,001 \cdot 7) \cdot 0,015 = 2,721 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$S_{M2} = (2 \cdot 3,14 \cdot 0,08 - 0,001 \cdot 7) \cdot 0,008 = 3,963 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$U_1 = 157 \cdot 0,03 = 4,71 \text{ м/с},$$

$$U_2 = 157 \cdot 0,08 = 12,56 \text{ м/с},$$

$$C_{M1} = 0,005 / (2,721 \cdot 10^{-3}) = 1,84 \text{ м/с},$$

$$C_{M2} = 0,005 / (3,963 \cdot 10^{-3}) = 1,26 \text{ м/с},$$

С учетом отсутствия закрутки потока на входе в колесо ($C_{U1} = 0$) имеем для абсолютной скорости жидкости на входе

$$C_1 = C_{M1} = 1,84 \text{ м/с.}$$

Тогда относительную скорость потока на входе в колесо можно найти, например, как гипотенузу треугольника скоростей (рис.1.2)

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + C_1^2} = \sqrt{4,71^2 + 1,84^2} = 5,06 \text{ м/с.} \quad (1.5)$$

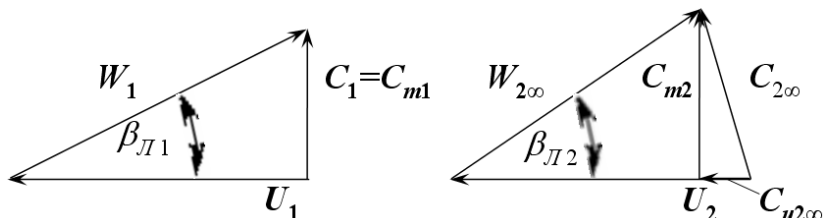


Рисунок 1.2 – Треугольники скоростей на входе (слева) и на выходе (справа) колеса при отсутствии закрутки на входе ($C_{U1} = 0$) и при допущении о бесконечном числе тонких лопастей

Для определения теоретического напора при допущении о бесконечном числе тонких лопастей необходимо вычислить окружную составляющую абсолютной скорости на выходе колеса (рис.1.2)

$$C_{U2\infty} = U_2 - C_{M2} \cdot \text{ctg} \beta_{L2}. \quad (1.6)$$

После подстановки значений ($\text{ctg} 25^\circ \approx 2,145$) получим

$$C_{U2\infty} = 12,56 - 1,26 \cdot 2,145 = 9,854 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость жидкости на выходе колеса

$$C_{2\infty} = \sqrt{C_{U2\infty}^2 + C_{M2}^2} = \sqrt{9,854^2 + 1,26^2} = 9,935 \text{ м/с.} \quad (1.7)$$

Из треугольника скоростей на выходе лопастного колеса относительную скорость жидкости можно отыскать разными способами. Например, как гипотенузу прямоугольного треугольника

$$W_{2\infty} = \sqrt{C_{M2}^2 + (U_2 - C_{U2\infty})^2} \quad (1.8)$$

$$W_{2\infty} = \sqrt{1,26^2 + (12,56 - 9,854)^2} = 2,985 \text{ м/с}$$

или при помощи тригонометрических выражений

$$W_{2\infty} = C_{M2} / \sin \beta_{L2} \quad (1.9)$$

$$W_{2\infty} = 1,26 / \sin 25^\circ \approx 1,26 / 0,423 = 2,985 \text{ м/с.}$$

Согласно уравнению Эйлера для теоретического напора лопастного колеса при допущении о бесконечном числе тонких лопастей

$$H_{t\infty} = \frac{\omega}{g} \cdot (C_{U2\infty} \cdot R_2 - C_{U1} \cdot R_1) \quad (1.10)$$

имеем

$$H_{t\infty} = \frac{157}{9,81} \cdot (9,854 \cdot 0,08 - 0 \cdot 0,03) = 12,63 \text{ м.}$$

Тогда теоретический крутящий момент на валу насоса можно найти по формуле

$$M_{t\infty} = \rho \cdot Q \cdot (C_{U2\infty} \cdot R_2 - C_{U1} \cdot R_1). \quad (1.11)$$

В итоге

$$M_{t\infty} = 998,2 \cdot 0,005 \cdot (9,854 \cdot 0,08 - 0 \cdot 0,03) = 3,94 \text{ Н·м.}$$

Задача 1.2.

Используя исходные данные задачи 1.1, найти с учетом конечного числа лопастей относительную (W_2) и абсолютную (C_2) скорости, окружную составляющую абсолютной скорости на выходе из колеса (C_{U2}), теоретический напор насоса H_t , угол отставания потока σ_p и угол выхода потока из колеса β_2 (угол между направлением относительной скорости W_2 и отрицательным направлением окружной скорости U_2).

Примечание: для коэффициента учета конечного числа лопастей применить формулу Стодоль-Майзеля

$$\mu_K = 1 - \frac{\pi}{z} \cdot \frac{U_2}{C_{U2\infty}} \cdot \sin \beta_{\pi 2}. \quad (1.12)$$

Решение.

Определим коэффициент учета конечного числа лопастей по формуле (1.12)

$$\mu_K = 1 - \frac{3,14}{7} \cdot \frac{12,56}{9,854} \cdot \sin 25^\circ \approx 1 - \frac{3,14}{7} \cdot \frac{12,56}{9,854} \cdot 0,423 = 0,758.$$

Тогда значение окружной составляющей абсолютной скорости на выходе колеса с учетом конечного числа лопастей

$$C_{U2} = C_{U2\infty} \cdot \mu_K = 9,854 \cdot 0,758 = 7,472 \text{ м/с.} \quad (1.13)$$

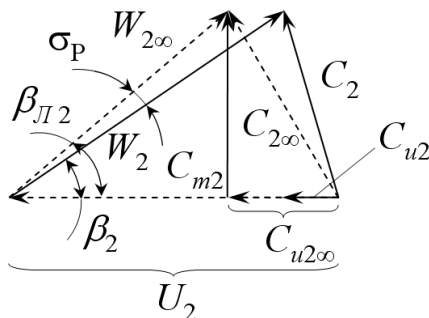


Рисунок 1.3 – Изменение треугольника скоростей на выходе из лопастного колеса при учете конечного числа лопастей

Абсолютная скорость жидкости на выходе колеса с учетом конечного числа лопастей по формуле (1.7)

$$C_2 = \sqrt{C_{U2}^2 + C_{M2}^2} = \sqrt{7,472^2 + 1,26^2} = 7,578 \text{ м/с.}$$

Вычислим относительную скорость жидкости на выходе колеса по формуле (1.8), подставляя найденное значение окружной составляющей абсолютной скорости

$$W_2 = \sqrt{1,26^2 + (12,56 - 7,472)^2} = 5,242 \text{ м/с.}$$

Согласно уравнению Эйлера для теоретического напора лопастного колеса с учетом конечного числа лопастей и отсутствия закрутки потока на входе в колесо ($C_{U1} = 0$)

$$H_t = \frac{\omega}{g} \cdot (C_{U2} \cdot R_2 - C_{U1} \cdot R_1) \quad (1.14)$$

имеем

$$H_t = \frac{157}{9,81} \cdot (7,472 \cdot 0,08 - 0 \cdot 0,03) = 9,58 \text{ м.}$$

Согласно треугольнику скоростей (рис.1.3), угол выхода потока из колеса β_2 можно отыскать, например, выражая его из формулы (1.9)

$$\beta_2 = \arcsin(C_{M2}/W_2) = \arcsin(1,26/5,242) \approx 14^\circ.$$

Тогда угол отставания потока

$$\sigma_p = \beta_{Л2} - \beta_2 = 25^\circ - 14^\circ \approx 11^\circ. \quad (1.15)$$

Задача 1.3.

Используя исходные данные задачи 1.1 и значение угла наклона лопасти на входе в колесо $\beta_{Л1} = 21^\circ$, найти относительную (W_1) и абсолютную (C_1) скорости на входе в колесо, угол атаки i_p и угол входа потока в колесо β_1 (угол между направлением относительной скорости W_1 и отрицательным направлением окружной скорости U_1) при увеличении расхода жидкости через колесо до $Q = 381$ л/мин.

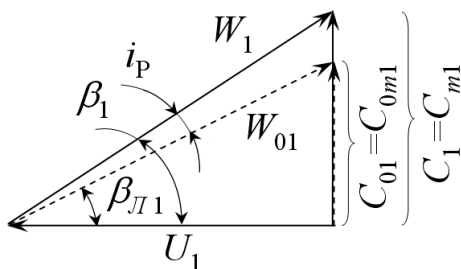


Рисунок 1.4 – Изменение треугольника скоростей на входе в лопастное колесо (индексами «0» отмечены скорости, соответствующие режиму работы при нулевом угле атаки)

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $Q = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с}$.

По условию задачи 1.1 расход жидкости 300 л/мин соответствовал нулевому углу атаки на входе в колесо.

С увеличением расхода изменятся меридиональные скорости потока. Согласно формуле (1.4), на входе в колесо получим

$$C_{M1} = 0,0064 / (2,721 \cdot 10^{-3}) = 2,334 \text{ м/с.}$$

С учетом отсутствия закрутки потока на входе в колесо ($C_{U1} = 0$) имеем для абсолютной скорости жидкости на входе

$$C_1 = C_{M1} = 2,334 \text{ м/с.}$$

Тогда относительную скорость потока на входе в колесо найдем по формуле (1.5)

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + C_1^2} = \sqrt{4,71^2 + 2,334^2} = 5,26 \text{ м/с.}$$

Из треугольника скоростей (рис.1.4) вычислим угол входа потока в колесо β_1 с учетом отсутствия закрутки потока

$$\beta_1 = \arccos(U_1/W_1) = \arccos(4,71/5,26) \approx 26^\circ. \quad (1.16)$$

По определению угол атаки равен разности между углом наклона лопасти на входе в колесо и углом входа потока в лопастное колесо (рис.1.4)

$$i_p = \beta_{л1} - \beta_1 = 21^\circ - 26^\circ \approx -5^\circ. \quad (1.17)$$

Величина угла атаки i_p может изменяться в широких пределах в зависимости от режима работы, характеризуемого значением подачи лопастного насоса Q .

Задача 1.4.

Используя исходные данные задачи 1.3, найти относительную (W_1) и абсолютную (C_1) скорости на входе в колесо, угол атаки i_p и угол входа потока в колесо β_1 при уменьшении расхода жидкости через колесо до $Q = 210$ л/мин. Построить исходный и измененный треугольники скоростей на входе в колесо.

Задача 1.5.

Используя исходные данные задачи 1.1, оценить изменение теоретического напора насоса $H_{t\infty}$, теоретического крутящего момента на валу насоса $M_{t\infty}$ при увеличении угла наклона

лопастей на выходе колеса до: 1) $\beta_{л2} = 90^\circ$; 2) $\beta_{л2} = 120^\circ$. Для исходного и новых значений угла $\beta_{л2}$ построить треугольники скоростей на выходе колеса.

Задача 1.6.

Используя исходные данные задачи 1.1, оценить изменение реактивности лопастного колеса при значениях угла наклона лопастей на выходе колеса: 1) $\beta_{л2} = 25^\circ$; 2) $\beta_{л2} = 90^\circ$; 3) $\beta_{л2} = 120^\circ$.

Задача 1.7.

Используя исходные данные задачи 1.1 и формулу (1.12), оценить влияние числа лопастей на коэффициент учета конечного числа лопастей μ_K , теоретический напор насоса H_t , угол отставания потока σ_p для: 1) $z = 3$; 2) $z = 11$. Построить треугольники скоростей на выходе колеса для $z = 3$ при: 1) допущении о бесконечном числе тонких лопастей; 2) учете конечного числа лопастей.

Задача 1.8.

Используя исходные данные задачи 1.1, оценить изменение теоретического напора насоса $H_{t\infty}$, теоретического крутящего момента на валу насоса $M_{t\infty}$ при изменении частоты вращения вала насоса: 1) $n = 500$ об/мин; 2) $n = 2000$ об/мин. Построить треугольники скоростей на выходе колеса для исходного и новых значений частоты вращения.

Задача 1.9.

Известны некоторые геометрические параметры лопастного насоса (рис.1.1). Для выхода потока из колеса радиус $R_2 = 200$ мм, ширина лопасти $b_2 = 10$ мм. Толщина лопастей, измеренная в окружном направлении, составляет $\delta = 1,5$ мм. Чис-

ло лопастей $z = 7$. Угол наклона лопасти на выходе из колеса $\beta_{\text{л}2} = 45^\circ$. Расход жидкости через колесо $Q = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$. Частота вращения вала насоса $n = 2000 \text{ об/мин}$. Перекачиваемая жидкость – пресная вода плотностью $\rho = 998,2 \text{ кг/м}^3$.

Считая справедливой гипотезу о бесконечном числе тонких лопастей, найти графически (из треугольника скоростей) окружную составляющую абсолютной скорости на выходе колеса $C_{U2\infty}$, а также вычислить теоретический напор насоса $H_{t\infty}$ и теоретический крутящий момент на валу насоса $M_{t\infty}$.

Примечание: не учитывать закрутку потока на входе в колесо (окружная составляющая абсолютной скорости жидкости на входе $C_{U1} = 0$).

Задача 1.10.

Используя исходные данные задачи 1.8, оценить влияние частоты вращения вала на реактивность лопастного колеса.

Задача 1.11.

Используя исходные данные задачи 1.1 и значение угла наклона лопасти на входе в колесо $\beta_{\text{л}1} = 21^\circ$, найти графически (из треугольника скоростей) относительную (W_1) скорость на входе в колесо, вычислить угол атаки i_p и угол входа потока в колесо β_1 при расходе жидкости через колесо $Q = 381 \text{ л/мин}$.

Примечание 1: в расчетах использовать значение частоты вращения: 1) $n = 500 \text{ об/мин}$; 2) $n = 2000 \text{ об/мин}$

Примечание 2: не учитывать закрутку потока на входе в колесо (окружная составляющая абсолютной скорости жидкости на входе $C_{U1} = 0$).

2. Потери энергии в лопастных насосах

Задача 2.1.

Известны частота вращения вала центробежного насоса $n = 1500$ об/мин, радиус выхода потока из колеса $R_2 = 80$ мм, коэффициент быстроходности $n_s = 60$. Перекачиваемая жидкость – пресная вода плотностью $\rho = 998,2$ кг/м³ и кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 1$ сСт. Найти приближенно потери мощности на дисковое трение.

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $R_2 = 0,08$ м, $n = 25$ об/с, $\nu = 10^{-6}$ м²/с.

В лопастных насосах процесс преобразования механической энергии в энергию потока сопровождается потерями: механическими, объемными, гидравлическими.

Механические потери обусловлены трением в подшипниках и уплотнениях на валу, а также трением наружной поверхности лопастного колеса о жидкость (дисковое трение).

При вращении лопастного колеса в замкнутом пространстве жидкость, находящаяся между торцевыми поверхностями колеса и неподвижными стенками корпуса, вращается с угловой скоростью, равной половине угловой скорости колеса $\omega_{ж} = 0,5 \cdot \omega$. Потери мощности на дисковое трение складываются из мощности трения торцевых поверхностей и цилиндрических частей, ободов.

Для приближенного определения потерь мощности на дисковое трение воспользуемся следующей формулой

$$\Delta N_{дт} = m \cdot C_f \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R_2^5, \quad (2.1)$$

где m – безразмерный коэффициент, учитывающий форму поверхностей пазух и дисков колеса, наличие цилиндрической поверхности на наружном диаметре колеса и уплотнений на диске, направление движения жидкости в пазухе (к оси враще-

ния или в противоположную сторону), C_f – коэффициент трения, зависящий от числа Рейнольдса Re .

Определим угловую скорость вращения лопастного колеса по формуле (1.1)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157 \text{ рад/с.}$$

Число Рейнольдса в данном случае вычислим как

$$Re = \frac{\omega \cdot R_2^2}{\nu} = \frac{157 \cdot 0,08^2}{10^{-6}} = 1004800. \quad (2.2)$$

В зависимости от режима течения коэффициент трения C_f может быть вычислен:

– при $2 \cdot 10^4 < Re < 10^5$

$$C_f = \frac{1,334}{\sqrt{Re}}, \quad (2.3)$$

– при $Re \geq 10^5$

$$C_f = \frac{0,037}{Re^{0,2}}. \quad (2.4)$$

Так как в рассматриваемом случае $Re \geq 10^6$, применим формулу (2.4)

$$C_f = \frac{0,037}{1004800^{0,2}} = 0,002332.$$

В интервале $n_s = 60 \div 150$ значение коэффициента m можно выбрать из диапазона $1,5 \div 2,4$.

Пусть $m = 2$.

Тогда потери мощности на дисковое трение, согласно формуле (2.1), составят

$$\Delta N_{дт} = 2 \cdot 0,002332 \cdot 998,2 \cdot 157^3 \cdot 0,08^5 \approx 59 \text{ Вт.}$$

Одна из возможностей снижения дискового трения в насосах заключается в тщательном выборе оптимальных размеров торцевых зазоров δ между вращающимися деталями и корпусом (рациональные значения относительного зазора δ/R_2).

Кроме того, потери на дисковое трение можно уменьшить:

- улучшением чистоты обработки поверхностей стенок;
- снижением частоты вращения колеса;

- применением открытых лопастных колес (без ведущего и ведомого дисков);
- введением промежуточного свободно вращающегося диска в зазор;
- уменьшением наружного диаметра колеса (причем, для компенсации снижения напора можно увеличить угол выхода потока $\beta_{л2}$ или количество лопастей z);
- применять колеса с более высоким коэффициентом быстроходности.

Задача 2.2.

Известны некоторые геометрические параметры лопастного насоса (рис.2.1): для выхода потока из колеса радиус $R_2 = 80$ мм, толщина стенки колеса $L_{ц} = 1$ мм, боковые зазоры между вращающимися торцевыми поверхностями лопастного колеса и неподвижными стенками корпуса $\delta = 5$ мм.

Частота вращения вала насоса $n = 1500$ об/мин. Перекачиваемая жидкость – пресная вода плотностью $\rho = 998,2$ кг/м³, кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 1$ сСт.

Определить потери мощности на дисковое трение с учетом перетечек (объемный расход жидкости через зазор принять равным $q = 3$ л/мин).

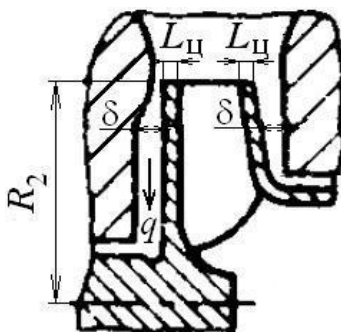


Рисунок 2.1 – Схема к задаче 2.1

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $R_2 = 0,08$ м, $L_{\text{ц}} = 0,001$ м, $\delta = 0,005$ м, $n = 25$ об/с, $\nu = 10^{-6}$ м²/с, $q = 0,00005$ м³/с.

Для определения потерь мощности на дисковое трение можно воспользоваться формулой, полученной на основе исследований Шульца-Грунова при предположении, что диски лопастного колеса являются сплошными

$$\Delta N_{\text{дт}} = 2 \cdot C_f \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R_2^4 \cdot (R_2 + \varphi_{\text{ц}} \cdot L_{\text{ц}}), \quad (2.5)$$

где C_f – суммарный коэффициент трения, $\varphi_{\text{ц}} \approx 5$ – коэффициент, учитывающий отличие значений C_f для торцевой и цилиндрической поверхностей.

$$C_f = C_{f0} + \Delta C_f, \quad (2.6)$$

где C_{f0} – коэффициент трения, зависящий от режима течения жидкости и шероховатости поверхностей; ΔC_f – поправка, учитывающая влияние перетечек через зазоры.

Определим угловую скорость колеса из формулы (1.1)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157 \text{ рад/с.}$$

Число Рейнольдса вычислим по формуле (2.2)

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot R_2^2}{\nu} = \frac{157 \cdot 0,08^2}{10^{-6}} = 1004800.$$

В зависимости от режима течения суммарный коэффициент трения может быть вычислен (стенки – гладкие):

– при $\text{Re} \leq 10^4$

$$C_{f0} = \frac{2\pi}{\text{Re}} \cdot \frac{R_2}{\delta} + 2 \cdot \text{Re} \cdot \left(\frac{\delta}{R_2} \right)^3 \cdot \left[0,0146 + \left(\frac{\delta}{R_2} \right)^2 \cdot 0,1256 \right], \quad (2.7)$$

– при $10^4 < \text{Re} < 10^6$

$$C_{f0} = \frac{0,0277}{\text{Re}^{0,2} \cdot \left(\frac{\delta}{R_2} \right)^{0,2}}, \quad (2.8)$$

– при $Re \geq 10^6$

$$C_{f0} = \frac{0,0306}{Re^{0,182}}, \quad (2.9)$$

Так как в рассматриваемом случае $Re \geq 10^6$, применим формулу (2.9)

$$C_{f0} = \frac{0,0306}{1004800^{0,182}} = 0,00247.$$

Считая, что жидкость в зазорах движется от периферии колеса к центру, поправка, учитывающая влияние перетечек

$$\Delta C_f = \frac{3,25 \cdot 10^{-2}}{Ga^{0,05} \cdot K^{0,4}} \cdot \left(\frac{\delta}{R_2} \right)^{0,3}, \quad (2.10)$$

где Ga – критерий Галилея, K – коэффициент отношения окружной скорости периферии диска колеса $\omega \cdot R_2$ к средней радиальной скорости движения жидкости в зазоре $V_{R,CP}$.

Найдем величины Ga и K , а также поправку ΔC_f :

$$Ga = \frac{g \cdot R_2^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,08^3}{(10^{-6})^2} = 5,021 \cdot 10^9, \quad (2.11)$$

$$K = \frac{2\pi \cdot R_2^2 \cdot \delta \cdot \omega}{q} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 0,005 \cdot 157}{0,00005} = 631. \quad (2.12)$$

$$\Delta C_f = \frac{3,25 \cdot 10^{-2}}{(5,021 \cdot 10^9)^{0,05} \cdot 631^{0,4}} \cdot \left(\frac{0,005}{0,08} \right)^{0,3} = 0,000351.$$

Тогда суммарный коэффициент трения по формуле (2.6)

$$C_f = 0,00247 + 0,000351 = 0,00282.$$

Потери мощности на дисковое трение с учетом перетечек, согласно формуле (2.5), составят

$$\Delta N_{дт} = 2 \cdot 0,00282 \cdot 9982 \cdot 157^3 \cdot 0,08^4 \cdot (0,08 + 5 \cdot 0,001) \approx \approx 75,9 \text{ Вт}.$$

Задача 2.3.

Известны некоторые параметры лопастного насоса с щелевым уплотнением (рис.2.2): радиус выхода потока из колеса

$R_2 = 80$ мм, диаметр горловины колеса $D_r = 80$ мм, коэффициент быстроходности $n_s = 60$, подача насоса $Q = 300$ л/мин, теоретический напор $H_t = 9,6$ м, частота вращения вала $n = 1500$ об/мин, окружная составляющая абсолютной скорости на выходе колеса $C_{u2} = 7,5$ м/с. Перекачиваемая жидкость – пресная вода плотностью $\rho = 998,2$ кг/м³, кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 1$ сСт. Определить объемный расход перетечки жидкости через щелевое уплотнение.

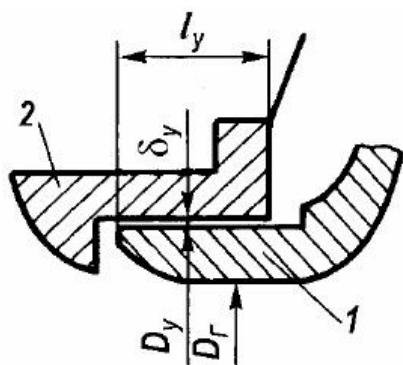


Рисунок 2.2 – Переднее щелевое уплотнение: 1 – кольцо на покрывном диске лопастного колеса, 2 – кольцо корпуса лопастного насоса

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $R_2 = 0,08$ м, $D_r = 0,08$ м, $Q = 0,005$ м³/с, $n = 25$ об/с, $\nu = 10^{-6}$ м²/с.

Объемные потери энергии в лопастных насосах можно разделить на внутренние (перетечки) и внешние (утечки). К внутренним относятся потери на перетекание жидкости через гидравлические уплотнения между вращающимися и неподвижными элементами насоса (из области высокого давления в область низкого). Внешние объемные потери – утечки в концевых уплотнениях на выходе вала из корпуса насоса (в окружающую

среду). В результате объемных потерь полезная подача насоса уменьшается.

Для борьбы с перетечками в лопастных насоса наибольшее распространение получили бесконтактные уплотнения (щелевые и лабиринтные), а также в некоторых случаях динамические уплотнения (винтовые).

Расчет перетечки через щелевое уплотнение начинается с определения основных геометрических параметров щели по рекомендациям из литературы.

Диаметр щели D_y

$$D_y \approx 1,1 \cdot D_r = 1,1 \cdot 0,08 = 0,088 \text{ м.} \quad (2.13)$$

Зазор между кольцами δ_y

$$\delta_y = (0,5 \div 1,5) \cdot 10^{-3} \cdot D_y = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,088 = 8,8 \cdot 10^{-5} \text{ м,} \quad (2.14)$$

однако, в соответствии с условием $\delta_y \geq 0,2 \text{ мм}$, окончательно принимаем $\delta_y = 0,2 \text{ мм}$.

Длина щели l_y

$$l_y = (50 \div 250) \cdot \delta_y = 100 \cdot 0,2 = 20 \text{ мм.} \quad (2.15)$$

Эквивалентная шероховатость щели при $R_a = 2,5 \div 0,63$

$$\Delta_y = (0,01 \div 0,005) = 0,005 \text{ мм.} \quad (2.16)$$

Далее определим угловую скорость колеса по (1.1)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157 \text{ рад/с,}$$

а также окружную скорость на выходе колеса по (1.3)

$$U_2 = \omega \cdot R_2 = 157 \cdot 0,08 = 12,56 \text{ м/с.}$$

Напор, теряемый в щелевом уплотнении,

$$H_y = H_t - \frac{C_{U2}^2}{2 \cdot g} - \left[1 - \left(\frac{D_y}{2 \cdot R_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{U_2^2}{2 \cdot g} \quad (2.17)$$

после подстановки значений

$$H_y = 9,6 - \frac{7,5^2}{2 \cdot 9,8} - \left[1 - \left(\frac{0,088}{2 \cdot 0,08} \right)^2 \right] \cdot \frac{12,56^2}{2 \cdot 9,8} = 1,122 \text{ м.}$$

Объемный расход жидкости через щелевое уплотнение лопастного насоса может быть вычислен методом последовательных приближений.

Объемный КПД насоса в первом приближении (ориентировочно)

$$\eta_{o1} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,666}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 60^{-0,666}} = 0,957. \quad (2.18)$$

Подразумевается, что перетечки идут через два щелевых уплотнения – переднее и заднее. Поэтому расход перетечки через переднее щелевое уплотнение в первом приближении

$$Q_{y1} = \left(\frac{1 - \eta_{o1}}{\eta_{o1}} \right) \cdot \frac{Q}{2}. \quad (2.19)$$

После подстановки значений

$$Q_{y1} = \left(\frac{1 - 0,957}{0,957} \right) \cdot \frac{0,005}{2} = 0,000111 \text{ м}^3/\text{с} = 6,673 \text{ л/мин.}$$

Для расчета коэффициента расхода щели

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_y \cdot l_y}{2 \cdot \delta_y} + 1,3}} \quad (2.20)$$

необходимо найти коэффициент гидравлического трения щели с учетом вращения кольца уплотнения

$$\lambda_y = \lambda \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{V_U}{V_Z} \right)^2}, \quad (2.21)$$

где λ_y – коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_y}{2 \cdot \delta_y} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (2.22)$$

зависящий от числа Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\sqrt{V_Z^2 + V_U^2} \cdot 2 \cdot \delta_y}{\nu}, \quad (2.23)$$

где V_Z – осевая, V_U – окружная составляющие абсолютной скорости движения жидкости в щелевом уплотнении, определяемые из выражений:

$$V_Z = \frac{Q_{y1}}{\pi \cdot D_y \cdot \delta_y}, \quad (2.24)$$

$$V_U = \frac{\omega \cdot D_Y}{2} = \frac{157 \cdot 0,088}{2} = 6,908 \text{ м/с.} \quad (2.25)$$

По формулам (2.20–2.24) найдем величины V_{z1} , Re_1 , λ_1 , λ_{Y1} , μ_1 в первом приближении:

$$V_{z1} = \frac{0,000111}{3,14 \cdot 0,088 \cdot 0,0002} = 2,012 \text{ м/с,}$$

$$\text{Re} = \frac{\sqrt{2,012^2 + 6,908^2} \cdot 2 \cdot 0,0002}{10^{-6}} = 12254,$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,000005}{2 \cdot 0,0002} + \frac{68}{12254} \right)^{0,25} = 0,048,$$

$$\lambda_Y = 0,048 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{6,908}{2,012} \right)^2} = 0,1715,$$

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,1715 \cdot 0,02}{2 \cdot 0,0002} + 1,3}} = 0,393.$$

Теперь получим значение расхода перетечки через переднее щелевое уплотнение во втором приближении

$$Q_{Y2} = \mu_1 \cdot \pi \cdot D_Y \cdot \delta_Y \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_Y}. \quad (2.26)$$

После подстановки значений

$$\begin{aligned} Q_{Y2} &= 0,393 \cdot 3,14 \cdot 0,088 \cdot 0,0002 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 1,122} = \\ &= 8,253 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } Q_{Y2} = 4,952 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Проверим относительную разность двух последовательно рассчитанных значений расхода перетечки

$$\Delta Q = \frac{Q_{Y1} - Q_{Y2}}{Q_{Y1}} \cdot 100\% = \frac{6,673 - 4,952}{6,673} \cdot 100\% = 25,8\%. \quad (2.27)$$

Будем продолжать расчет до тех пор, пока относительная разность не будет меньше 1%.

Для этого подставим в выражение (2.24) расход перетечки Q_{Y2} и уточним по формулам (2.20–2.24) величины V_{z1} , Re_1 , λ_1 , λ_{Y1} , μ_1 . Затем из выражений (2.26) и (2.27) получим значения

расхода перетечки в третьем приближении Q_{Y3} и относительной разности ΔQ . Расход перетечки Q_{Y3} подставляется в формулу (2.24) и т.д.

В данной задаче окончательное значение расхода перетечки через щелевое уплотнение, полученное в седьмом приближении при относительной разности $\Delta Q \approx 0,5\%$, составило

$$Q_Y = 3,976 \text{ л/мин.}$$

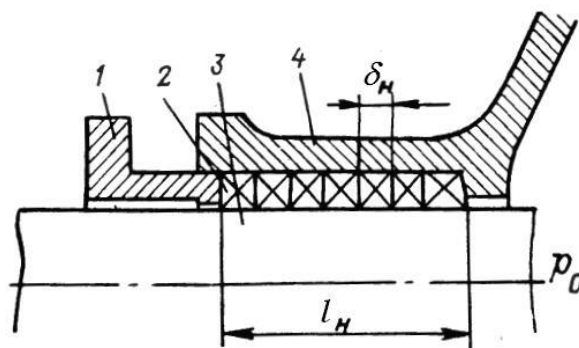


Рисунок 2.3 – Конструктивная схема сальникового уплотнения вала насоса: 1 – втулка, 2 – кольца набивки, 3 – вал, 4 – корпус

Задача 2.4.

В качестве концевой уплотнения в месте выхода вала из корпуса насоса применен сальник (рис.2.3): толщина каждого кольца набивки $\delta_H = 5$ мм, общая длина набивки $l_H = 25$ мм, радиус вала $R_B = 16$ мм. Определить потери мощности на трение в сальниковом уплотнении, если давление жидкости на входе в него $p_0 = 4$ кПа, а частота вращения вала $n = 1500$ об/мин.

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $\delta_H = 0,005$ м, $l_H = 0,025$ м, $R_B = 0,016$ м, $p_0 = 4000$ Па, $n = 25$ об/с.

Сальники (уплотнения контактного трения) можно применять, например, при наличии избыточного давления во внутренних полостях насоса в местах прохода вала через стенки корпуса, чтобы уменьшить утечки жидкости в окружающую среду.

Набивку сальника изготавливают из специального хлопчатобумажного или, при высокой температуре жидкости, асбестового шнура квадратного сечения и перед установкой пропитывают смазкой из графита и технического жира. Шнур укладывают в цилиндрическую выточку в корпусе 4 отдельными кольцами 2, чтобы получить равномерное по окружности поджатие набивки. Втулка 1 при помощи резьбового соединения плотно загоняется в выточку и, раздавливая набивку в стороны, уплотняет вал.

Выделяющееся при трении вала 3 о набивку тепло отводится жидкостью, обязательно пропускаемой через сальник. При работе набивка изнашивается, поэтому, чтобы не допустить увеличение утечек, гайки втулки 1 необходимо периодически подтягивать. Если поджатие колец втулкой уже не помогает, набивку меняют.

Определим угловую скорость колеса по (1.1)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157 \text{ рад/с.}$$

Выберем значения коэффициентов трения по рекомендациям из литературы.

Коэффициент трения набивки о поверхность вала

$$\mu_1 = (0,01 \div 0,02) = 0,01,$$

коэффициент трения набивки о поверхность корпуса

$$\mu_2 \approx 0,5.$$

Тогда потери мощности на трение в сальниковом уплотнении можно найти по формуле

$$\Delta N_{\text{тс}} = \omega \cdot \pi \cdot R_B^2 \cdot \delta_H \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \left(\exp \left(2 \cdot \mu_2 \cdot \frac{l_H}{\delta_H} \right) - 1 \right). \quad (2.28)$$

После подстановки значений получим

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{тс}} &= 157 \cdot 3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 0,005 \cdot 4000 \cdot \frac{0,01}{0,5} \cdot \\ &\cdot \left(\exp \left(2 \cdot 0,5 \cdot \frac{0,025}{0,005} \right) - 1 \right) = 7,4 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Задача 2.5.

Диаметр горловины рабочего колеса центробежного насоса $D_r = 80$ мм, диаметр втулки колеса $d_1 = 80$ мм (рис.2.4). Определить приближенно гидравлический КПД насоса.

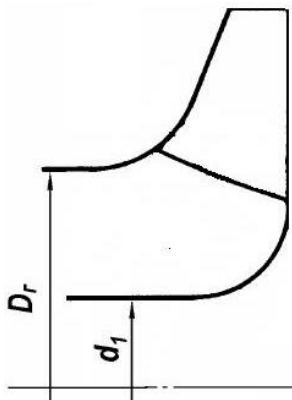


Рисунок 2.4 – Схема рабочего колеса к задаче 2.5

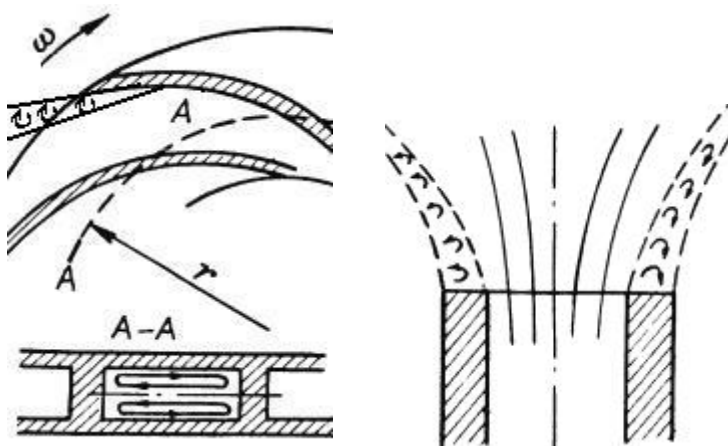


Рисунок 2.5 – Вызванные отрывом потока сбегаящие вихри и возникновение вторичных токов в канале колеса (слева) и поверхности разрыва потока на выходе лопастного колеса (справа)

Решение.

Гидравлические потери напора в проточной части насоса зависят от формы и размеров ее элементов, режима работы насоса, характера протекающего потока и т.п.

Их можно подразделить на путевые потери (потери на вязкое трение) и потери вихреобразования (потери на удар, диффузорные потери, потери при расширении, сужении, повороте потока).

Потери вихреобразования (рис.2.5) возникают вследствие отрыва пограничного слоя от поверхности лопасти с образованием сбегающих вихрей, образования вторичных токов из-за перетечек из области высокого в область низкого давления, наличия поверхностей разрыва потока и т.д.

Кроме того, при малых расходах через колесо возникают противотоки как на входе, так и на выходе колеса (рис.2.6), которые приводят к дополнительным гидравлическим потерям.

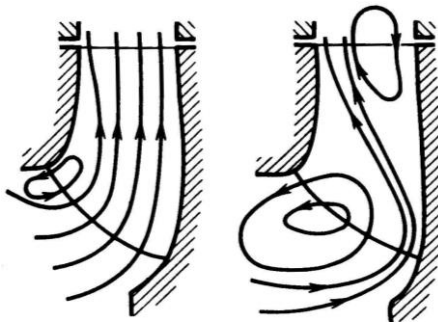


Рисунок 2.6 – Схемы потока жидкости в колесе на нерасчетных режимах работы насоса

Гидравлический КПД центробежного насоса можно приближенно оценить по формуле Ломакина

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_0 - 0,172)^2}, \quad (2.29)$$

где D_0 – приведенный входной диаметр (условный диаметр живого сечения входа в рабочее колесо)

$$D_0 = \sqrt{D_r^2 - d_1^2} = \sqrt{80^2 - 32^2} = 73,32 \text{ мм.} \quad (2.30)$$

Тогда гидравлический КПД (D_0 подставляется в формулу (2.29) в миллиметрах)

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 73,32 - 0,172)^2} \approx 0,854.$$

Задача 2.6.

Известны некоторые параметры рабочего колеса лопастного насоса: для входа потока в колесо радиус $R_1 = 30$ мм, ширина лопасти $b_1 = 15$ мм, угол наклона лопасти $\beta_{л1} = 21^\circ$, коэффициент стеснения потока лопастями $\psi_1 = 0,963$. Частота вращения вала насоса $n = 1500$ об/мин. Определить ударные потери напора на входе в рабочее колесо насоса при увеличении подачи с $Q_p = 300$ л/мин до $Q = 530$ л/мин (окружная составляющая абсолютной скорости на входе $C_{U1} = 0$).

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $R_1 = 0,03$ м, $b_1 = 0,015$ м, $n = 25$ об/с, $Q_p = 0,005$ м³/с, $Q = 0,00883$ м³/с.

При несовпадении направления скорости потока на выходе из подвода с направлением осевой линии лопасти возникает обтекание с углом атаки и вихревая зона на лопасти. Из зоны отрыва выделяются в поток и уносятся вихри, кинетическая энергия которых рассеивается.

Угол атаки считают положительным, если поток набегаёт на лопасть с рабочей стороны (стороны высокого давления), и отрицательным – при натекании с тыльной стороны (стороны меньшего давления). При положительных углах атаки происходит более интенсивный отрыв потока от лопасти, и потери возрастают. Наличие вихревой зоны в межлопастном канале вызывает дополнительные потери, связанные с сужением потока.

По Пфлейдереру ударные потери напора на входе в лопастное колесо можно вычислить по формуле Карно-Борда

$$\Delta h_{\text{удар}} = \varphi \cdot \frac{C_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.31)$$

где φ – коэффициент потерь на удар, зависящий от значения и знака угла атаки, C_s – потерянная скорость

$$C_s = C_{M1} \cdot (\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_{Л1}), \quad (2.32)$$

где C_{M1} – меридиональная скорость потока на входе в колесо при текущем значении подачи Q , β_1 – текущий угол входа потока в колесо.

Площадь живого сечения меридионального потока на входе в рабочее колесо с учетом стеснения потока лопастями

$$\begin{aligned} S_{M1} &= 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot b_1 \cdot \psi_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,015 \cdot 0,963 = \\ &= 2,721 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Меридиональная скорость потока на входе в колесо по формуле (1.4)

$$C_{M1} = Q / S_{M1} = 0,00883 / (2,721 \cdot 10^{-3}) = 3,25 \text{ м/с},$$

Определим угловую скорость колеса по формуле (1.1)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157 \text{ рад/с}$$

и окружную скорость жидкости на входе в рабочее колесо по формуле (1.3)

$$U_1 = \omega \cdot R_1 = 157 \cdot 0,03 = 4,71 \text{ м/с}.$$

Из треугольника скоростей (рис.1.4) вычислим угол входа потока в колесо β_1 с учетом отсутствия закрутки потока

$$\beta_1 = \arctg(C_{M1} / U_1) = \arctg(3,25 / 4,71) \approx 34,6^\circ. \quad (2.34)$$

Текущее значение угла атаки найдем по формуле (1.17)

$$i_p = \beta_{Л1} - \beta_1 = 21^\circ - 34,6^\circ \approx -13,6^\circ.$$

В зависимости от знака угла атаки коэффициент потерь на удар φ может быть принят:

- при положительных углах атаки (1,2..1,6);
- при отрицательных углах атаки (0,6..0,8).

Так как в данном случае $i_p < 0$, выберем $\varphi = 0,8$.

Тогда потерянная скорость по формуле (2.32)

$$C_s = 3,25 \cdot (\operatorname{ctg} 34,6^\circ - \operatorname{ctg} 21^\circ) = 3,25 \cdot (1,451 - 2,605) = -3,75 \text{ м/с},$$

а ударные потери напора на входе в рабочее колесо насоса по формуле (2.31)

$$\Delta h_{\text{удар}} = 0,8 \cdot \frac{3,75^2}{2 \cdot 9,8} = 0,574 \text{ м}.$$

Задача 2.7.

Известны параметры рабочего колеса в среднем сечении: радиус $R = 55$ мм, ширина лопасти $b = 12$ мм, толщина лопасти в окружном направлении $\delta = 1$ мм, число лопастей $z = 7$. Перекачиваемая жидкость – индустриальное масло плотностью $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$, кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 18$ сСт. Определить путевые потери напора (потери на вязкое трение) при средней относительной скорости жидкости в рабочем колесе $W_{\text{ср}} = 4,12$ м/с и длине межлопастного канала $L = 97$ мм. Межлопастные каналы считать гидравлически гладкими.

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $R = 0,055$ м, $b = 0,012$ м, $\delta = 0,001$ м, $\nu = 18 \cdot 10^{-6}$ сСт.

Площадь среднего живого сечения меридионального потока найдем по формуле (1.2)

$$S_M = (2 \cdot \pi \cdot R - \delta \cdot z) \cdot b = (2 \cdot 3,14 \cdot 0,055 - 0,001 \cdot 7) \cdot 0,012 = 4,063 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Определим смоченный периметр среднего живого сечения меридионального потока

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{ср}} &= 2 \cdot b \cdot z + 2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot R - \delta \cdot z) = 2 \cdot 0,012 \cdot 7 + \\ &+ 2 \cdot (2 \cdot 3,14 \cdot 0,055 - 0,001 \cdot 7) = 0,845 \text{ м} \end{aligned} \quad (2.35)$$

и гидравлический радиус межлопастного канала в среднем сечении колеса

$$R_r = S_M / \Pi_{CP} = 4,063 \cdot 10^{-3} / 0,845 = 0,00481 \text{ м.} \quad (2.36)$$

Вычислим число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{W_{CP} \cdot 4 \cdot R_r}{\nu} = \frac{4,12 \cdot 4 \cdot 0,00481}{18 \cdot 10^{-6}} \approx 4401. \quad (2.37)$$

С учетом гидравлически гладких стенок коэффициент гидравлического трения неподвижных межлопастных каналов можно определить по формуле Блазиуса ($\text{Re} > 2320$ – турбулентный режим).

Однако гидравлическое трение во вращающихся каналах в 3...4 раза больше по сравнению с табличными или опытными значениями для трубопроводов, поэтому

$$\lambda = (3...4) \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} = 4 \cdot \frac{0,3164}{4401^{0,25}} = 0,155. \quad (2.38)$$

Тогда путевые потери напора (потери на вязкое трение) вычислим из формулы Дарси-Вейсбаха

$$\begin{aligned} \Delta h_{TP} &= \lambda \cdot \frac{L}{4 \cdot R_r} \cdot \frac{W_{CP}^2}{2 \cdot g} = 0,155 \cdot \frac{0,097}{4 \cdot 0,00481} \cdot \frac{4,12^2}{2 \cdot 9,8} = \\ &= 0,678 \text{ м.} \end{aligned} \quad (2.39)$$

Задача 2.8.

Используя исходные данные задачи 2.1, определить приближенно, как изменятся потери мощности на дисковое трение: 1) с уменьшением частоты вращения вала до $n = 1000$ об/мин; 2) с уменьшением радиуса выхода потока из лопастного колеса до $R_2 = 75$ мм; 3) при перекачивании индустриального масла плотностью $\rho = 880$ кг/м³, кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 18$ сСт.

Задача 2.9.

Используя исходные данные задачи 2.2, определить, как изменятся потери мощности на дисковое трение: 1) с уменьшением частоты вращения вала до $n = 1000$ об/мин; 2) с уменьшением зазоров между стенками колеса и корпуса до $\delta = 3$ мм; 3) с

увеличением перетечек (объемный расход жидкости через зазор принять равным $q = 7$ л/мин).

Задача 2.10.

Используя исходные данные задачи 2.3, определить, как изменится объемный расход перетечки жидкости через щелевое уплотнение: 1) при перекачивании индустриального масла плотностью $\rho = 880$ кг/м³, кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 18$ сСт; 2) при частоте вращения вала $n = 1000$ об/мин, теоретическом напоре $H_t = 9,6$ м, окружной составляющей абсолютной скорости на выходе колеса $C_{U2} = 4,1$ м/с.

Задача 2.11.

Используя исходные данные задачи 2.4, определить, как изменятся потери мощности на трение в сальниковом уплотнении: 1) при увеличении числа колец набивки (общая длина набивки $l_H = 35$ мм); 2) при уменьшении давления жидкости на входе в уплотнение $p_0 = 3$ кПа.

Задача 2.12.

Используя исходные данные задачи 2.6, определить ударные потери напора на входе в рабочее колесо насоса при уменьшении подачи с $Q_p = 300$ л/мин до $Q = 150$ л/мин.

Задача 2.13.

Используя исходные данные задачи 2.7, определить, как изменятся потери напора на вязкое трение в лопастном колесе: 1) при уменьшении средней относительной скорости жидкости в рабочем колесе до $W_{cp} = 2,06$ м/с; 2) при перекачивании масла плотностью $\rho = 895$ кг/м³, кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 49$ сСт.

3. Подобие лопастных насосов. Методы изменения рабочих характеристик лопастных насосов

Задача 3.1.

Центробежный насос перекачивает воду в открытый резервуар из колодца при начальной частоте вращения $n = 3000$ об/мин (рис.3.1). Известны данные для построения напорной характеристики насоса и характеристики сети (табл. 3.1, 3.2). Найти подачу и напор насоса (рабочую точку) при уменьшении частоты вращения до $n_1 = 2700$ об/мин.

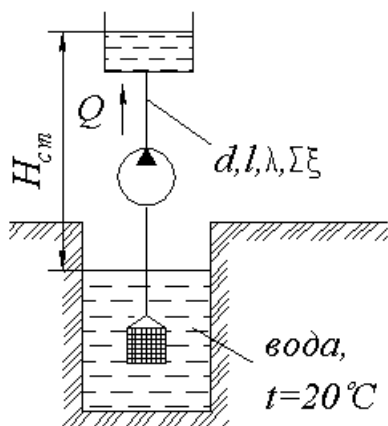


Рисунок 3.1 – Схема к задаче 3.1

Таблица 3.1 – Данные для построения напорной характеристики насоса ($n = 3000$ об/мин)

$H, \text{ м.}$	100	105	100	88	65	35
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,14	0,28	0,42	0,56	0,7

Таблица 3.2 – Данные для построения характеристики сети

$H_{\text{потр}}, \text{ м.}$	30	32,1	38,5	49,2	64	83,2
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,14	0,28	0,42	0,56	0,7

Решение.

Построим по данным таблиц 3.1, 3.2 исходную напорную характеристику насоса $H(Q)$ и характеристику сети $H_{\text{потр}}(Q)$ соответственно (рис.3.2).

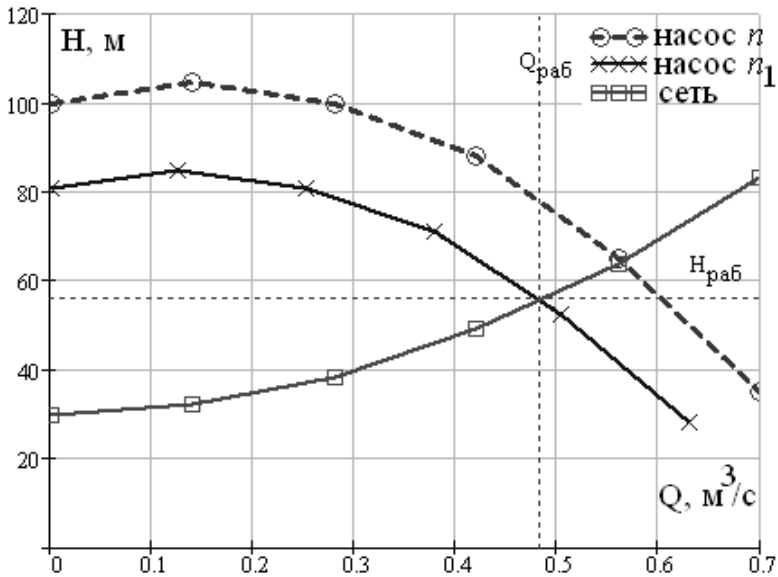


Рисунок 3.2 – Графики к задаче 3.1

Для получения напорной характеристики насоса при новой частоте вращения воспользуемся формулами пересчета, считая, что значения КПД для подобных режимов работы равны (подобие лопастных машин).

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2. \quad (3.1)$$

Таблица 3.3 – Результаты пересчета напорной характеристики

$H, \text{м.}$	81	85,05	81	71,28	52,65	28,35
$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0	0,126	0,252	0,378	0,504	0,63

Пересчитав данные в таблице 3.1 по формулам (3.1) сведем их в таблицу 3.3 и построим напорную характеристику насоса при $n_1 = 2700$ об/мин (рис.3.2).

Отметив точку пересечения данной кривой с характеристикой сети (рабочую точку), найдем графически рабочие подачу и напор насоса при $n_1 = 2700$ об/мин:

$$Q_{PAB} = 0,483 \text{ м}^3/\text{с}; H_{PAB} = 56,5 \text{ м.}$$

Задача 3.2.

Используя исходные данные задачи 3.1 (рис.3.1, табл. 3.1, 3.2), определить такую частоту вращения вала насоса n_1 , при которой подача насоса в рабочей точке уменьшится до $Q_1 = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$. Начальное значение частоты вращения $n = 3000$ об/мин.

Решение.

Построим по данным таблиц 3.1, 3.2 исходную напорную характеристику насоса $H(Q)$ и характеристику сети $H_{\text{потр}}(Q)$ соответственно (рис.3.3).

По заданному значению подачи $Q_1 = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$ находим на графике новую рабочую точку с напором $H_1 = 48 \text{ м}$.

Через нее должна пройти напорная характеристика насоса при новом значении частоты вращения вала n_1 .

Проведем через эту точку параболу подобных режимов $H = k \cdot Q^2$ (табл.3.4), где коэффициент пропорциональности k вычислим

$$k = H_1 / Q_1^2 = 48 / 0,4^2 = 300 \text{ с}^2/\text{м}^5. \quad (3.2)$$

Таблица 3.4 – Данные для параболы подобных режимов

$H, \text{ м.}$	0	5,88	23,52	52,92	94,08	147
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,14	0,28	0,42	0,56	0,7

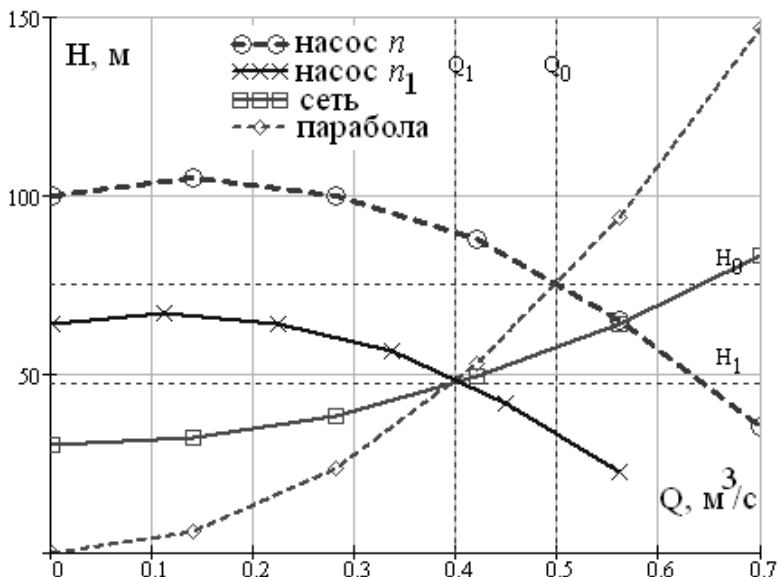


Рисунок 3.3 – Графики к задаче 3.2

Парабола подобных режимов пересекает исходную напорную характеристику (рис.3.3) в точке с параметрами

$$Q_0 = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}; H_0 = 76 \text{ м.}$$

Подставим найденные значения в формулы пересчета (3.1)

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \frac{H_0}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2.$$

и определим искомую частоту вращения вала насоса через

$$n_1 = \frac{Q_1}{Q_0} \cdot n = \frac{0,4}{0,5} \cdot 3000 = 2400 \text{ об/мин}$$

или

$$n_1 = \sqrt{\frac{H_1}{H_0}} \cdot n = \sqrt{\frac{48}{76}} \cdot 3000 \approx 2400 \text{ об/мин.}$$

При известной частоте вращения n_1 несложно (см. задачу 3.1) построить новую напорную характеристику насоса (рис.3.3).

Задача 3.3.

Известна напорная характеристика центробежного насоса ЦН 160/112 при наружном диаметре колеса $D_2 = 296$ мм (табл.3.5). Как изменится напорная характеристика при обточке лопастного колеса по наружному диаметру до $D_{\text{обточ}} = 250$ мм?

Таблица 3.5 – Данные для построения напорной характеристики насоса ЦН 160/112 ($D_2 = 296$ мм)

$H, \text{ м.}$	118	116,5	115	113	110	105
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	60	120	140	180	220

Решение.

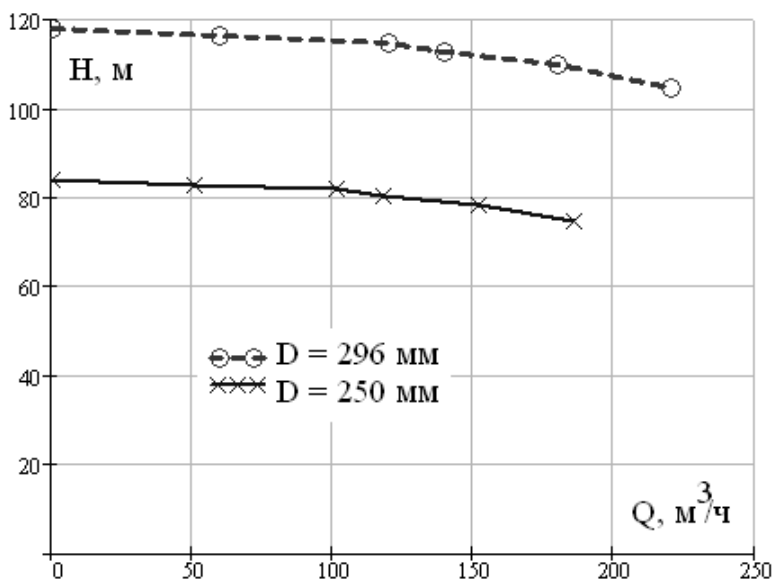


Рисунок 3.4 – Графики к задаче 3.3

Обточку лопастного колеса по наружному диаметру применяют для снижения напора и подачи насоса, например, в слу-

чае использования нерегулируемого приводящего двигателя. При уменьшении наружного диаметра окружная скорость на выходе колеса U_2 уменьшается и напор снижается.

Так как при обточке нарушается геометрическое подобие исходного и обточенного лопастных колес, для пересчета напорной характеристики приходится использовать эмпирические приближенные формулы:

$$\frac{Q}{Q_1} \approx \frac{D_2}{D_{2\text{обточ}}}; \quad \frac{H}{H_1} \approx \left(\frac{D_2}{D_{2\text{обточ}}} \right)^2. \quad (3.3)$$

Ими можно пользоваться, когда обточка не превышает допустимое значение, так как в этом случае КПД насоса практически не изменяется.

Таблица 3.6 – Результаты пересчета напорной характеристики

$H, \text{ м.}$	84,2	83,1	82	80,6	78,5	74,9
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	50,7	101,4	118,2	152	185,8

Пересчитав данные в таблице 3.5 по формулам (3.2) сведем их в таблицу 3.6 и построим напорную характеристику насоса при $D_{2\text{обточ}} = 250 \text{ мм}$ (рис.3.4).

Задача 3.4.

Известна напорная характеристика герметичного центробежного электронасоса 2ЦГ 200/80-75-5 при работе на воде (табл.3.7, подчеркнуты номинальные параметры). Рассчитать приближенно (ГОСТ 6134-2007) напорную характеристику при переходе на нефть (плотность $\rho = 910 \text{ кг/м}^3$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 220 \text{ сСт}$).

Таблица 3.7 – Данные для построения напорной характеристики насоса 2ЦГ 200/80-75-5 при работе на воде

$H, \text{ м.}$	94,5	94	90	<u>80</u>	63	40
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	100	150	<u>200</u>	250	295

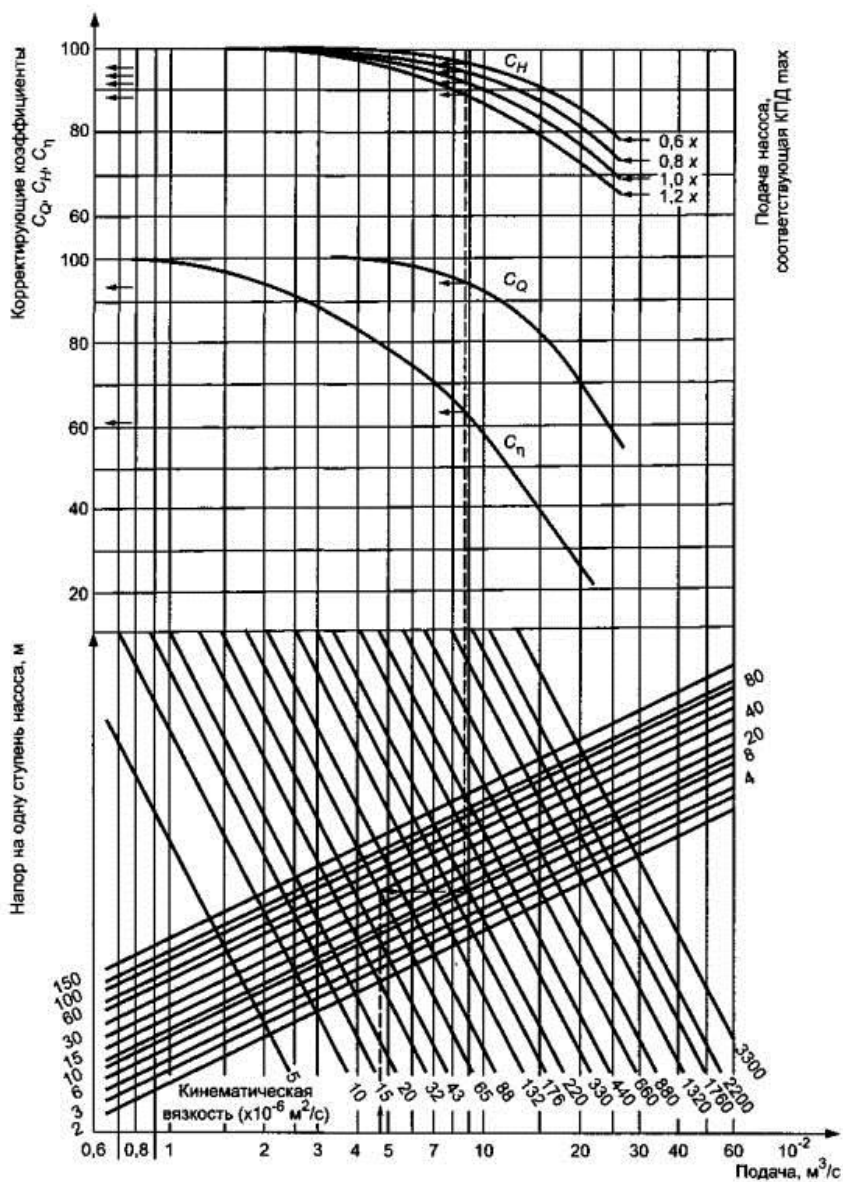


Рисунок 3.5 – Номограмма для определения коэффициентов пересчета, согласно ГОСТ 6134-2007 (ISO 9906:1999)

Решение.

По ГОСТ 6134-2007 для определения подачи, напора, КПД, потребляемой мощности насоса при перекачивании более вязкой, чем вода жидкости используют следующие равенства:

$$Q_{\text{ВЯЗК}} = Q_{\text{ВОДА}} \cdot C_Q, \quad (3.4)$$

$$H_{\text{ВЯЗК}} = H_{\text{ВОДА}} \cdot C_H, \quad (3.5)$$

$$\eta_{\text{ВЯЗК}} = \eta_{\text{ВОДА}} \cdot C_\eta, \quad (3.6)$$

$$N_{\text{ВЯЗК}} = (\rho \cdot g \cdot H_{\text{ВЯЗК}} \cdot Q_{\text{ВЯЗК}}) / \eta_{\text{ВЯЗК}}. \quad (3.7)$$

Коэффициенты пересчета C_Q , C_H , C_η определяются по номограмме (рис.3.5), исходя из характеристик, полученных при испытании насоса на воде.

1) Номинальные подача и напор насоса 2ЦГ 200/80-75-5:

$$Q_{\text{НОМ}} = 200 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,05556 \text{ м}^3/\text{с}; H_{\text{НОМ}} = 80 \text{ м}.$$

По значению $Q_{\text{НОМ}}$ определяют значения подач

$$0,6 \cdot Q_{\text{НОМ}} = 0,6 \cdot 200 = 120 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0333 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$0,8 \cdot Q_{\text{НОМ}} = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0444 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$1,2 \cdot Q_{\text{НОМ}} = 1,2 \cdot 200 = 240 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0667 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2) На нижней шкале (подача, $\text{м}^3/\text{с}$) номограммы находим оптимальную подачу $Q_{\text{НОМ}} = 0,05556 \text{ м}^3/\text{с}$ и поднимаемся от него вверх до значения напора $H_{\text{НОМ}} = 80 \text{ м}$, далее двигаемся горизонтально вправо до значения вязкости $\nu = 220 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а затем опять вверх до пересечения с кривыми коэффициентов пересчета C_Q , C_H , $C_\eta = f(Q)$. Точки пересечения с данными кривыми определяют значения коэффициентов пересчета (в процентах или в долях) для всех четырех режимов по подаче:

$$C_Q \approx 0,96;$$

$$C_\eta \approx 0,68;$$

$$C_H(0,6 \cdot Q_{\text{НОМ}}) \approx 0,97;$$

$$C_H(0,8 \cdot Q_{\text{НОМ}}) \approx 0,95;$$

$$C_H(1,0 \cdot Q_{\text{НОМ}}) \approx 0,94;$$

$$C_H(1,2 \cdot Q_{НОМ}) \approx 0,91.$$

Построим по данным таблицы 3.7 исходную напорную характеристику насоса $H(Q)$ (рис.3.6) и найдем графически значения напоров для подач $0,6 \cdot Q_{НОМ}$, $0,8 \cdot Q_{НОМ}$, $1,2 \cdot Q_{НОМ}$:

$$H(0,6 \cdot Q_{НОМ}) \approx 92,8 \text{ м};$$

$$H(0,8 \cdot Q_{НОМ}) \approx 88,4 \text{ м};$$

$$H(1,2 \cdot Q_{НОМ}) \approx 66,9 \text{ м}.$$

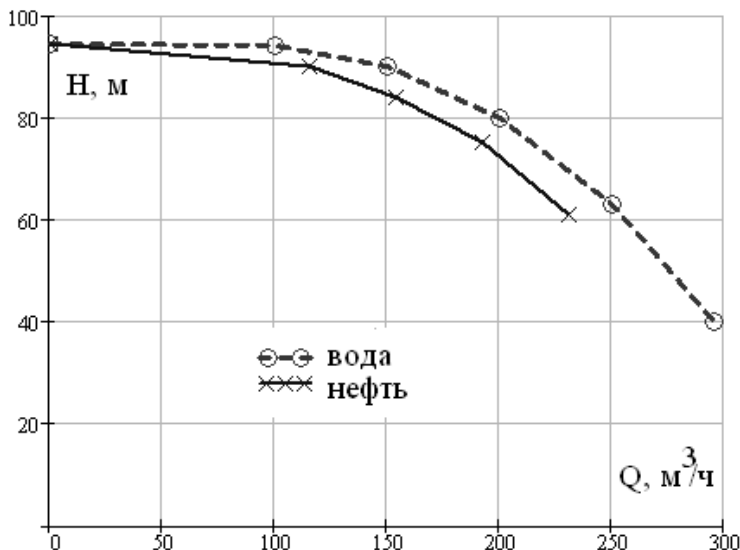


Рисунок 3.6 – Графики к задаче 3.4

Так как по условию задачи известна только напорная характеристика, далее будем работать только с поправочными коэффициентами C_H и C_Q .

Пересчитаем значения подач и напоров для режимов $0,6 \cdot Q_{НОМ}$, $0,8 \cdot Q_{НОМ}$, $1,0 \cdot Q_{НОМ}$, $1,2 \cdot Q_{НОМ}$ при помощи формул (3.4) и (3.5):

$$120 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot C_Q = 120 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot 0,96 = 115,2 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$160 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot C_Q = 160 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot 0,96 = 153,6 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$200 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot C_Q = 200 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot 0,96 = 192 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$240 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot C_Q = 240 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot 0,96 = 230,4 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$92,8 \text{ м} \cdot C_H(0,6 \cdot Q_{\text{НОМ}}) = 92,8 \text{ м} \cdot 0,97 = 90 \text{ м};$$

$$88,4 \text{ м} \cdot C_H(0,8 \cdot Q_{\text{НОМ}}) = 88,4 \text{ м} \cdot 0,95 = 84 \text{ м};$$

$$80 \text{ м} \cdot C_H(1,0 \cdot Q_{\text{НОМ}}) = 80 \text{ м} \cdot 0,94 = 75,2 \text{ м};$$

$$66,9 \text{ м} \cdot C_H(1,2 \cdot Q_{\text{НОМ}}) = 66,9 \text{ м} \cdot 0,91 = 60,9 \text{ м}.$$

Напор для нулевой подачи при работе на нефти может быть принят примерно равным напору для нулевой подачи при перекачивании воды.

Сведем полученные результаты в таблицу 3.8 и построим напорную характеристику насоса при работе на нефти (рис.3.6).

Как и ожидалось, с увеличением вязкости перекачиваемой жидкости из-за увеличения потерь энергии напор и подача насоса снизились.

Таблица 3.8 – Результаты пересчета напорной характеристики насоса 2ЦГ 200/80-75-5 при работе на нефти

$H, \text{ м.}$	94,5	90	84	<u>75,2</u>	60,9
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	115,2	153,6	<u>192</u>	230,4

Следует отметить, что ГОСТ 6134-2007 предусматривает и другой способ пересчета характеристик насоса при работе на более вязких, чем вода, жидкостях. Он отличается тем, что коэффициенты пересчета определяются из другой номограммы, учитывающей значение числа Рейнольдса на номинальном режиме работы. Для применения данного способа необходимо знать ряд геометрических параметров лопастного колеса.

Задача 3.5.

Известны номинальные параметры герметичного центробежного электронасоса 2ЦГ 200/80-75-5 при работе на воде и частоте вращения вала $n = 3000$ об/мин: подача $Q_{\text{НОМ}} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H_{\text{НОМ}} = 80 \text{ м}$. Определить коэффициент быстроходности n_s .

Примечание: в зависимости от значения коэффициента быстроходности n_s различают – тихоходные центробежные колеса (50÷90); нормальные центробежные (80÷300); полуосевые или диагональные (250÷500); осевые или пропеллерные (500÷1000).

Решение.

Широко применяется метод проектирования нового насоса путем пересчета по формулам подобия размеров существующего насоса. При этом следует выбрать среди уже имеющихся энергоэффективных насосов такой, у которого режим, подобный заданному режиму работы проектируемого насоса, был бы близок к оптимальному. Для этого необходим критерий подобия – коэффициент быстроходности (одинаковый для всех подобных насосов).

Определив его по заданным напору, подаче, частоте вращения проектируемого насоса и сравнив с коэффициентами быстроходности имеющихся конструкций, можно выбрать требуемый для проектирования прототип.

Вычислим коэффициент быстроходности для насоса 2ЦГ 200/80-75-5 из формулы

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{НОМ}}}{H_{НОМ}^{0,75}}. \quad (3.8)$$

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $Q_{НОМ} = 200 \text{ м}^3/\text{с}$. Частота вращения вала насоса подставляется в формулу (3.8) в об/мин.

Тогда коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65 \cdot 3000 \cdot \frac{\sqrt{0,05556}}{80^{0,75}} = 96,5.$$

Так как найденное значение находится в диапазоне 80÷300, рабочее колесо насоса 2ЦГ 200/80-75-5 можно отнести к нормальным центробежным лопастным колесам.

Увеличение быстроходности, связанное с уменьшением напора, ведет к уменьшению выходного диаметра колеса. Для снижения гидравлических потерь на входе в колесо, значение

которых в общем балансе энергии возрастает по мере уменьшения напора насоса, входной участок лопасти выполняют двойной кривизны. Выходной участок лопасти имеет цилиндрическую форму.

Задача 3.6.

Известны номинальные параметры центробежного насоса ЦН 160/112 при работе на воде и частоте вращения вала $n = 2900$ об/мин: подача $Q_{ном} = 160$ м³/ч, $H_{ном} = 112$ м. Определить коэффициент быстроходности n_s и тип лопастного колеса.

Задача 3.7.

Известна напорная характеристика одноступенчатого центробежного электронасоса К 200-125-250Е при работе на воде (табл.3.9, подчеркнуты номинальные параметры). Рассчитать приближенно (ГОСТ 6134-2007) напорную характеристику при переходе на жидкость с кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 132$ сСт.

Таблица 3.9 – Данные для построения напорной характеристики насоса К 200-125-250Е при работе на воде

H , м.	66	60	55	<u>50</u>	43	28,5
Q , м ³ /ч	0	151,2	230,4	<u>300</u>	360	450

Задача 3.8.

Используя исходные данные задачи 3.7 (табл. 3.9), построить напорную характеристику одноступенчатого центробежного электронасоса К 200-125-250Е при уменьшении частоты вращения до $n_1 = 1500$ об/мин. Начальная частота вращения $n = 2900$ об/мин.

Определить коэффициент быстроходности n_s на номинальном режиме при начальной частоте вращения вала насоса.

Задача 3.9.

Используя исходные данные задачи 3.4, рассчитать приближенно (ГОСТ 6134-2007) напорную характеристику насоса 2ЦГ 200/80-75-5 при переходе на жидкость с кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 440$ сСт.

Задача 3.10.

Используя исходные данные задачи 3.3, построить напорную характеристику центробежного насоса ЦН 160/112 при обточке лопастного колеса по наружному диаметру до $D_{2\text{обточ}} = 275$ мм.

Задача 3.11.

Используя исходные данные задачи 3.1 (рис.3.1, табл. 3.1, 3.2), определить такую частоту вращения вала насоса n_1 , при которой подача насоса в рабочей точке увеличиться до $Q_1 = 0,7$ м³/с. Начальная частота вращения $n = 3000$ об/мин.

Задача 3.12.

Используя исходные данные задачи 3.1 (рис.3.1, табл. 3.1, 3.2), найти подачу и напор насоса (рабочую точку) при увеличении частоты вращения до $n_1 = 3200$ об/мин. Начальная частота вращения $n = 3000$ об/мин.

Задача 3.13.

Решить задачу 3.4 для насоса 2ЦГ 200/80-75-5 другим приближенным способом, предусмотренным ГОСТ 6134-2007.

Принять наружный диаметр лопастного колеса $D_2 = 270$ мм, ширину лопастей на выходе колеса $b_2 = 15$ мм, количество лопастей $z = 7$, толщину лопастей в окружном направлении на выходе колеса $\delta_2 = 4$ мм.

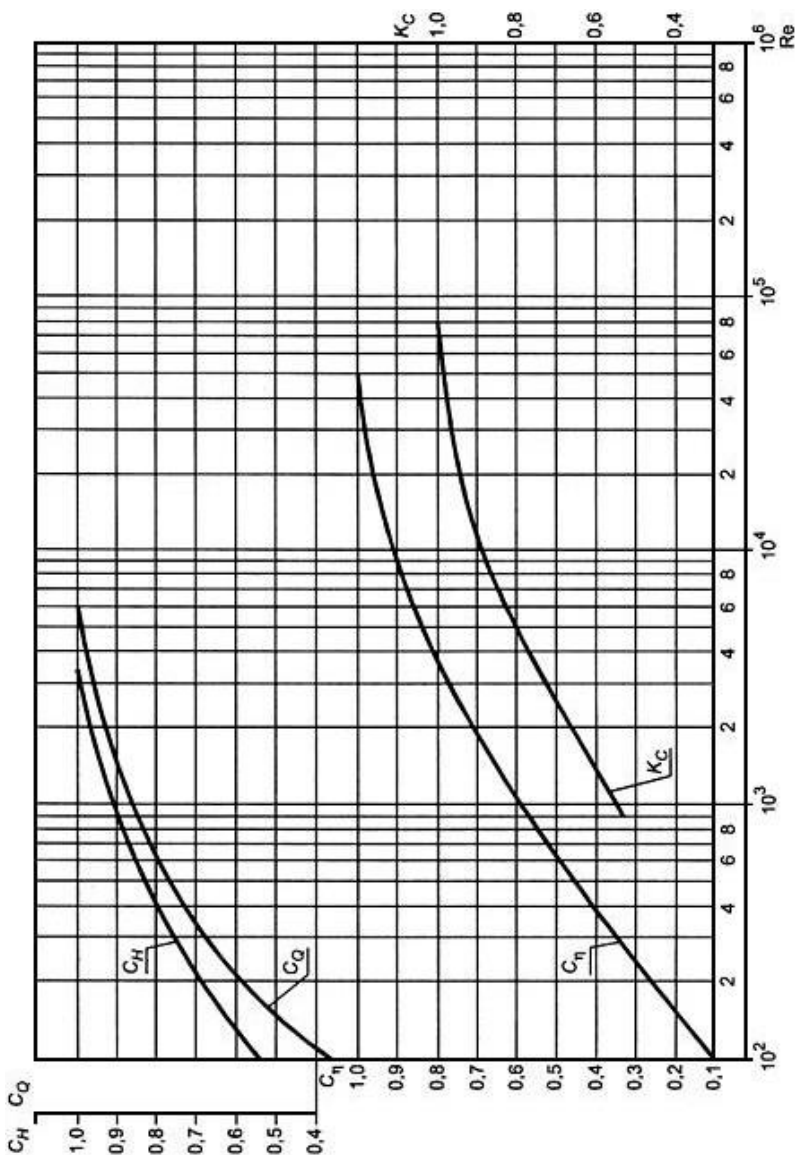


Рисунок 3.7 – Номограмма для определения коэффициентов пересчета, согласно ГОСТ 6134-2007 (ISO 9906:1999)

Примечания:

1) коэффициенты пересчета C_Q , C_H , C_η взять из номограммы (рис.3.7) в зависимости от числа Рейнольдса

$$Re = \frac{Q_{НОМ}}{D_{ЭКВ} \cdot \nu}, \quad (3.9)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости более вязкой, чем вода, жидкости, $D_{ЭКВ}$ – эквивалентный диаметр лопастного колеса, определяемый

$$D_{ЭКВ} = \sqrt{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \left(1 - \frac{\delta_2 \cdot z}{\pi \cdot D_2}\right)}. \quad (3.10)$$

После определения коэффициентов пересчета значения подачи, напора и КПД можно определить по формулам (3.4–3.6) для режимов $0 \cdot Q_{НОМ}$, $0,8 \cdot Q_{НОМ}$, $1,0 \cdot Q_{НОМ}$. Напор при подаче $0 \cdot Q_{НОМ}$ остается практически одинаковым при любой вязкости жидкости.

2) на практике при выборе насоса следует учитывать, что в паспорте могут быть ограничения по его использованию, связанные с видом перекачиваемой среды, с допустимыми диапазонами ее температуры, плотности, вязкости, с наличием загрязнений.

4. Работа лопастного насоса на сеть. Совместная работа насосов. Регулирование режима работы насоса

Задача 4.1.

Вода перекачивается центробежным насосом из закрытого заборного резервуара B , где поддерживается постоянное вакуумметрическое давление $p_{B.BAK} = 2$ кПа, в расположенный выше открытый приемный резервуар A , по трубе общей длиной $l = 130$ м (всасывающая и нагнетающая магистрали) и диаметром $d = 80$ мм (рис.4.1, слева). Разность уровней воды в резервуарах $h = 3,5$ м. Суммарный коэффициент местных сопротивлений магистралей $\sum \zeta = 9,4$. Эквивалентная шероховатость стенок труб $\Delta_9 = 0,15$ мм. Найти напор и полезную мощность насоса, если подача $Q = 0,005$ м³/с. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды: $\rho = 998,2$ кг/м³ и $\nu = 1$ сСт.

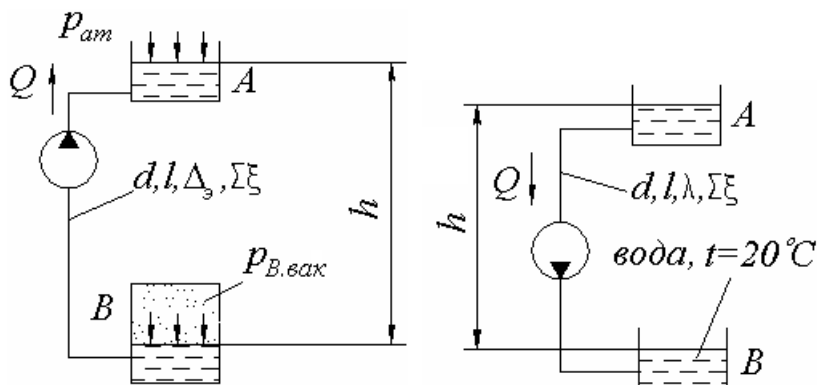


Рисунок 4.1 – Схемы к задачам 4.1 (слева) и 4.2 (справа)

Решение.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $p_{B.BAK} = 2000$ Па, $\nu = 10^{-6}$ м²/с, $d = 0,08$ м, $\Delta_9 = 0,00015$ м.

На установившемся режиме работы напор насоса равен потребному напору сети

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{потр}}. \quad (4.1)$$

Потребный напор сети складывается из приведенного геометрического $H_{\text{ст}}$ и потеряннго напоров $H_{\text{пот}}$

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + H_{\text{пот}}. \quad (4.2)$$

Приведенный геометрический напор $H_{\text{ст}}$ учитывает затраты энергии насосом на подъем жидкости на высоту h , а также на преодоление разности давлений $(p_{\text{А.АБС}} - p_{\text{В.АБС}})$ в приёмном А и заборном В резервуарах соответственно

$$H_{\text{ст}} = h + \frac{(p_{\text{А.АБС}} - p_{\text{В.АБС}})}{\rho \cdot g}. \quad (4.3)$$

Потерянный напор $H_{\text{пот}}$ зависит от суммарного гидравлического сопротивления во всасывающей и нагнетающей магистралах и складывается из путевых $H_{\text{пнт}}$ и местных $H_{\text{мест}}$ потерь напора

$$H_{\text{пот}} = H_{\text{пнт}} + H_{\text{мест}}. \quad (4.4)$$

Путевые потери напора $H_{\text{пнт}}$ в трубопроводах определяются по формуле Дарси-Вейсбаха

$$H_{\text{пнт}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}, \quad (4.5)$$

где $\lambda = f(\text{Re}, \Delta_s)$ – коэффициент гидравлического трения (Re – число Рейнольдса), V – среднерасходная скорость движения жидкости в трубе.

А местные потери напора $H_{\text{мест}}$ в трубопроводах находятся из формулы Вейсбаха

$$H_{\text{мест}} = \sum \zeta \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}. \quad (4.6)$$

Площадь поперечного сечения трубопровода

$$S = \pi \cdot d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,08^2 / 4 = 5,027 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (4.7)$$

Среднерасходная скорость движения жидкости в трубе

$$V = Q / S = 0,005 / (5,027 \cdot 10^{-3}) = 0,995 \text{ м/с}. \quad (4.8)$$

Число Рейнольдса

$$Re = V \cdot d / \nu = 0,995 \cdot 0,08 / 10^{-6} \approx 79577. \quad (4.9)$$

Режим течения жидкости – турбулентный ($Re > 2320$).

Определим вспомогательные переменные

$$20 \cdot (d / \Delta_3) = 20 \cdot (0,08 / 0,00015) \approx 10667;$$

$$500 \cdot (d / \Delta_3) = 500 \cdot (0,08 / 0,00015) \approx 266667.$$

Так как $Re > 20 \cdot (d / \Delta_3)$, но $Re < 500 \cdot (d / \Delta_3)$, для вычисления воспользуемся формулой Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.10)$$

Тогда

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{79577} + \frac{0,00015}{0,08} \right)^{0,25} \approx 0,025.$$

Путевые потери напора $H_{ПУТ}$ по формуле (4.5)

$$H_{ПУТ} = 0,025 \cdot \frac{130}{0,08} \cdot \frac{0,995^2}{2 \cdot 9,8} = 2,06 \text{ м.}$$

Местные потери напора $H_{МЕСТ}$ по формуле (4.6)

$$H_{МЕСТ} = 9,4 \cdot \frac{0,995^2}{2 \cdot 9,8} = 0,48 \text{ м.}$$

Потерянный напор $H_{ПОТ}$ по формуле (4.4)

$$H_{ПОТ} = 2,06 + 0,48 = 2,54 \text{ м.}$$

Обозначив атмосферное давление p_{AT} , рассчитаем приведенный геометрический напор $H_{СТ}$ по формуле (4.3)

$$H_{СТ} = h + \frac{p_{AT} - (p_{AT} - p_{В.БАК})}{\rho \cdot g} = h + \frac{p_{В.БАК}}{\rho \cdot g}.$$

Примечание: если насос перекачивает жидкость из емкости A в емкость B (сверху вниз), в выражении для $H_{СТ}$ высота подъема жидкости h ставится со знаком «минус».

$$H_{СТ} = h + \frac{p_{В.БАК}}{\rho \cdot g} = 3,5 + \frac{2000}{998,2 \cdot 9,8} = 3,7 \text{ м.}$$

Итак, напор насоса при заданных условиях, согласно фор-

мулам (4.1), (4.2):

$$H_{\text{НАС}} = H_{\text{ПОТР}} = H_{\text{СТ}} + H_{\text{ПОТ}} = 3,7 + 2,54 = 6,24 \text{ м.}$$

Полезная мощность насоса определяется из выражения

$$N_{\text{ПОЛЕЗ}} = \rho \cdot g \cdot H_{\text{НАС}} \cdot Q. \quad (4.11)$$

В результате получим

$$N_{\text{ПОЛЕЗ}} = 998,2 \cdot 9,8 \cdot 6,24 \cdot 0,005 \approx 305 \text{ Вт.}$$

Задача 4.2.

Найти подачу и напор насоса (рабочую точку) при перекачивании жидкости из открытого резервуара *A* в расположенный ниже открытый резервуар *B* по трубе общей длиной $l = 25$ м, диаметром $d = 0,2$ м, коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum \zeta = 1,5$ (рис.4.1, справа). Разность уровней жидкости в баках $h = 20$ м. Данные для построения напорной характеристики насоса взять из таблицы 3.1.

Решение.

Построим по данным таблицы 3.1 напорную характеристику насоса $H(Q)$ (рис.4.2).

Для нахождения на графике рабочей точки необходимо также построить характеристику сети $H_{\text{ПОТР}}(Q)$.

Приведенный геометрический напор определяется по формуле (4.3) с учетом того, что насос перекачивает жидкость вниз, а приемная емкость (*B*) и заборная емкость (*A*) открыты (давления на свободной поверхности жидкости в обеих емкостях – атмосферные)

$$H_{\text{СТ}} = -h + \frac{(p_{B.ABC} - p_{A.ABC})}{\rho \cdot g} = -h = -20 \text{ м.} \quad (4.12)$$

Потерянный напор зависит от расхода жидкости в магистральных, поэтому для его вычисления удобно получить общее выражение в виде функции $H_{\text{ПОТ}}(Q)$, объединив формулы (4.4–4.8)

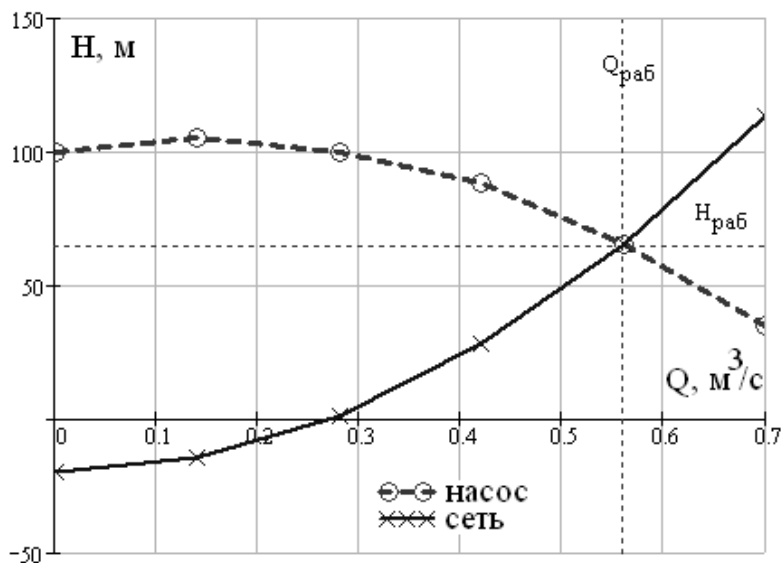


Рисунок 4.2 – Графики к задаче 4.2

$$\begin{aligned}
 H_{\text{пот}} &= H_{\text{пнт}} + H_{\text{мест}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} + \sum \zeta \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \\
 &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot g \cdot S^2} \\
 &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}.
 \end{aligned} \quad (4.13)$$

Введем в рассмотрение суммарный коэффициент сопротивления магистралей

$$K_{\text{сопр}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}. \quad (4.14)$$

С учетом формул (4.2), (4.13) и (4.14) выражение для функции потребного напора сети от расхода может быть записано как

$$H_{\text{потр}}(Q) = -h + K_{\text{сопр}} \cdot Q^2. \quad (4.15)$$

Найдем значение суммарного коэффициента сопротивления магистралей

$$K_{\text{сопр}} = \left(0,03 \cdot \frac{25}{0,2} + 1,5 \right) \cdot \frac{8}{9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,2^4} = 271,4 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Теперь выражение (4.15) принимает вид

$$H_{\text{потр}}(Q) = -20 + 271,4 \cdot Q^2.$$

Подставляя в него значения расходов Q из таблицы 3.1, вычислим данные для построения характеристики сети (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Данные для построения характеристики сети

$H_{\text{потр}}, \text{ м.}$	-20	-14,7	1,3	27,9	65,1	113
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,14	0,28	0,42	0,56	0,7

Построим характеристику сети (рис.4.2).

Отметив точку пересечения данной кривой с напорной характеристикой насоса (рабочую точку), найдем графически рабочую подачу и напор насоса:

$$Q_{\text{РАБ}} = 0,56 \text{ м}^3/\text{с}; H_{\text{РАБ}} = 65 \text{ м.}$$

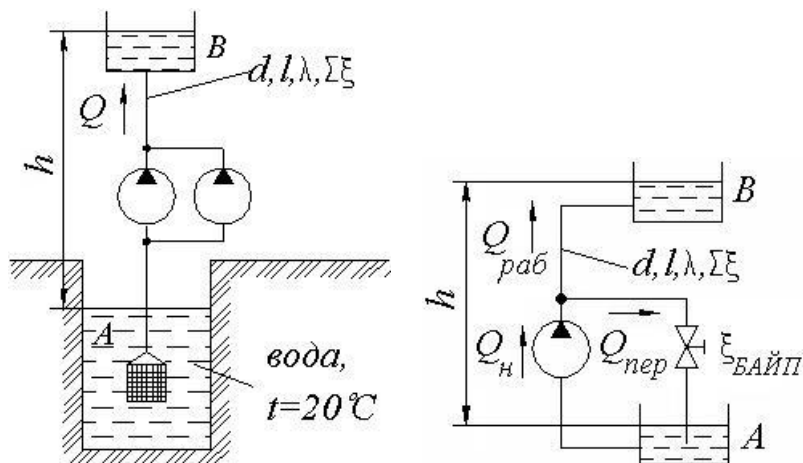


Рисунок 4.3 – Схемы к задачам 4.3 (слева) и 4.5 (справа)

Задача 4.3.

Два одинаковых насоса работают параллельно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту $h = 24$ м. по трубе общей длиной $l = 50$ м, диаметром $d = 0,16$ м, коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,02$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum \zeta = 28$ (рис.4.3, слева). Найти рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть. Данные для построения напорных характеристик насосов взять из таблицы 4.2 (насосы одинаковые).

Таблица 4.2 – Данные для построения напорных характеристик (насосы одинаковые)

$H, \text{ м.}$	80	84	80	70,4	52	28
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05

Решение.

Параллельное соединение насосов обычно применяют для увеличения подачи. При этом их напоры одинаковы.

Для такой работы наиболее подходящими являются насосы с одинаковыми, желательно плавными напорными характеристиками или примерно равным напором при нулевой подаче.

Если насосы установлены на близком расстоянии один от другого, то сопротивлением трубопроводов между ними можно пренебречь.

Построим по данным таблицы 4.2 напорную характеристику одного из насосов $H(Q)$ (рис.4.4).

Найдем данные для построения характеристики сети $H_{\text{потр}}(Q)$ аналогично задаче 4.2.

Приведенный геометрический напор определяется по формуле (4.12) с учетом того, что насос перекачивает жидкость вверх, а приемная емкость (B) и колодец (A) открыты (давления на свободной поверхности жидкости в обеих емкостях – атмосферные)

$$H_{CT} = h + \frac{(p_{B.ABC} - p_{A.ABC})}{\rho \cdot g} = h = 24 \text{ м.}$$

Для вычисления потеряннго напора воспользуемся полученными в задаче 4.2 формулами (4.14) и (4.15).

Суммарный коэффициент сопротивления магистралей

$$K_{сопР} = \left(0,02 \cdot \frac{50}{0,16} + 28 \right) \cdot \frac{8}{9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,16^4} = 43226 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Тогда формула (4.15) принимает вид

$$H_{потР}(Q) = 24 + 43226 \cdot Q^2. \quad (4.16)$$

Далее необходимо графически получить суммарную напорную характеристику двух параллельно работающих насосов. Она получается путем сложения абсцисс Q_i характеристик каждого из насосов для постоянных ординат $H_i = \text{const}$. Иными словами, следует сложить графически кривые напоров обоих насосов по горизонтали.

Так как по условию задачи насосы одинаковые, их подачи Q_i при постоянных напорах $H_i = \text{const}$ просто удваиваются.

Проведя расчеты, сведем их результаты в таблицу 4.3 и построим напорную характеристику двух параллельно работающих насосов (рис.4.4).

Таблица 4.3 – Данные для построения напорной характеристики двух параллельно работающих насосов

$H, \text{ м.}$	80	84	80	70,4	52	28
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1

Теперь подставим в формулу (4.16) значения расходов Q из таблицы 4.3 и вычислим данные для построения характеристики сети (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Данные для построения характеристики сети

$H_{потР}, \text{ м.}$	24	25,7	30,9	39,6	51,7	67,2
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1

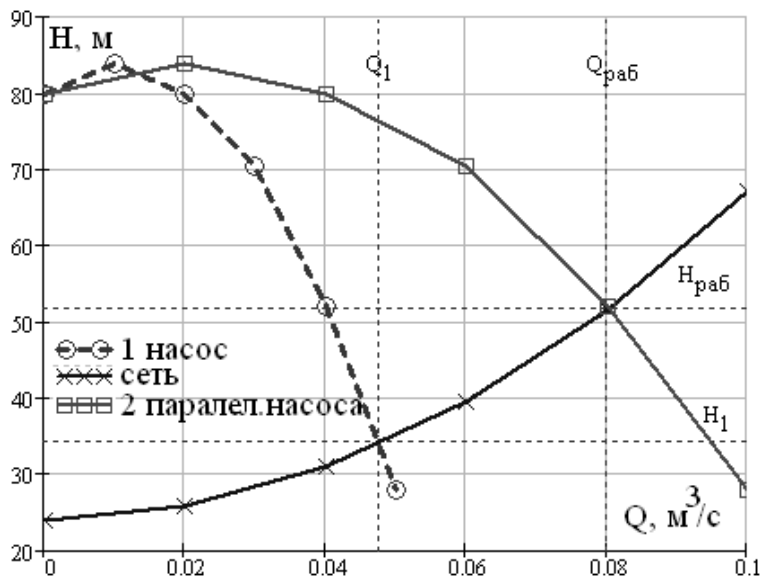


Рисунок 4.4 – Графики к задаче 4.3

Построим характеристику сети (рис.4.4).

Отметив точку пересечения данной кривой с напорной характеристикой двух параллельно работающих насосов (рабочую точку), найдем графически рабочие подачу и напор насоса:

$$Q_{РАБ} = 0,08 \text{ м}^3/\text{с}; H_{РАБ} = 52 \text{ м.}$$

Если бы на сеть работал только один из двух насосов, его напор и подача были бы меньше.

Чтобы убедиться в этом, достаточно найти точку пересечения характеристики сети с напорной характеристикой одного насоса и определить графически подачу и напор (рис.4.4):

$$Q_1 = 0,0477 \text{ м}^3/\text{с}; H_1 = 34,5 \text{ м.}$$

Задача 4.4.

Используя исходные данные задачи 4.3 (рис.4.3, слева, таблица 4.2), определить рабочие подачу и напор параллельно работающих насосов, если за счет прикрытия задвижки на нагнетающей магистрали (не показана на рис.4.3, слева) сум-

марный коэффициент местных сопротивлений увеличится до $\sum \zeta = 50$.

Решение.

Прикрытие задвижки на трубопроводе относится к дроссельным способом регулирования и является наиболее распространенным и простым методом изменения режима работы насоса.

Обычно такая задвижка располагается в непосредственной близости от насоса на нагнетающей магистрали. На всасывании дросселирование не рекомендуется из-за опасности возникновения кавитации.

Каждому положению задвижки соответствует свой коэффициент местного сопротивления. По мере прикрытия задвижки он увеличивается, потери напора возрастают, характеристика сети становится круче, и рабочая точка смещается влево в область меньших подач.

К недостаткам метода относятся дополнительные потери напора на задвижке, а при полном длительном ее закрытии – нагрев жидкости в насосе.

Итак, поскольку изменится только характеристика сети, точнее, составляющая $H_{\text{пот}}(Q)$, произведем пересчет суммарного коэффициента сопротивления магистралей

$$K_{\text{сопр}} = \left(0,02 \cdot \frac{50}{0,16} + 50 \right) \cdot \frac{8}{9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,16^4} = 7099,2 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Тогда формула (4.16) принимает вид

$$H_{\text{потр}}(Q) = 24 + 7099,2 \cdot Q^2.$$

Подставив в нее значения расходов Q из таблицы 4.3, вычислим данные для построения новой характеристики сети (таблица 4.5).

Таблица 4.5 – Данные для построения характеристики сети

$H_{\text{потр}}, \text{ м.}$	24	26,8	35,4	49,6	69,4	95
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1

С учетом данных таблицы 4.5 построим характеристику сети (рис.4.5), а также повторно изобразим напорные характеристики насосов из решения задачи 4.3.

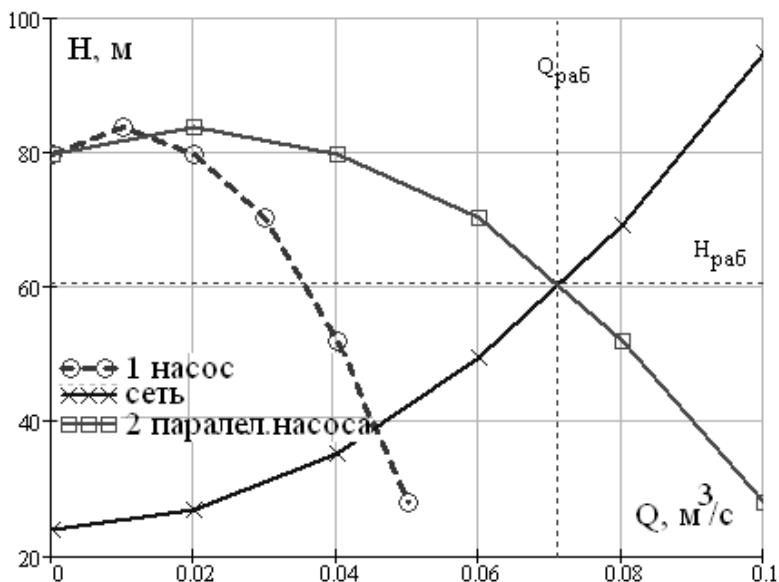


Рисунок 4.5 – Графики к задаче 4.4

Отметив точку пересечения новой характеристики сети с напорной характеристикой двух параллельно работающих насосов (рабочую точку), найдем графически рабочие подачу и напор насоса:

$$Q_{\text{РАБ}} = 0,071 \text{ м}^3/\text{с}; H_{\text{РАБ}} = 61 \text{ м}.$$

Задача 4.5.

Найти подачу и напор насоса (рабочую точку) при перекачивании жидкости из открытого резервуара A в расположенный выше открытый резервуар B по трубе общей длиной $l = 25 \text{ м}$, диаметром $d = 0,25 \text{ м}$, коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений

$\sum \zeta = 5$ (рис.4.3, справа). Разность уровней жидкости в баках $h = 20$ м. Данные для построения напорной характеристики насоса взять из таблицы 3.1.

Примечание: в установке используется регулирование подачи насоса перепуском части жидкости по байпасному трубопроводу обратно в емкость A . Коэффициент местного сопротивления задвижки на байпасном трубопроводе $\zeta_{байп} = 55$. Пренебречь путевыми потерями напора в байпасном трубопроводе.

Решение.

Регулирование подачи перепуском (или байпасированием) осуществляется отводом части жидкости из нагнетающей магистрали по перепускному трубопроводу во всасывающий патрубок или в бак.

Введение параллельно основной магистрали байпасного трубопровода с характеристикой $H_{байп}(Q)$ приводит к смещению исходной характеристики сети $H_{потр}(Q)$ в зону больших подач. Причем, расход жидкости через перепускной трубопровод составит

$$Q_{пер} = Q_H - Q_{РАБ}, \quad (4.17)$$

где Q_H – подача насоса в новой рабочей точке, $Q_{РАБ}$ – расход жидкости через нагнетающую магистраль.

Данный способ наиболее экономичен для быстроходных насосов с диагональными лопастными колесами (с коэффициентом быстроходности $n_s > 250$), поскольку у них с ростом подачи уменьшается потребляемая мощность.

Построим по данным таблицы 3.1 напорную характеристику насоса $H(Q)$ (рис.4.6).

Найдем данные для построения характеристики сети $H_{потр}(Q)$ аналогично задаче 4.2.

Приведенный геометрический напор определяется по формуле (4.12) с учетом того, что насос перекачивает жидкость вверх, а приемная емкость (B) и заборная емкость (A) открыты (давления на свободной поверхности жидкости – атмосферные)

$$H_{CT} = h + \frac{(p_{B.ABC} - p_{A.ABC})}{\rho \cdot g} = h = 20 \text{ м.}$$

Для вычисления потеряннго напора воспользуемся полученными в задаче 4.2 формулами (4.14) и (4.15).

Суммарный коэффициент сопротивления магистралей

$$K_{COIP} = \left(0,03 \cdot \frac{25}{0,25} + 5 \right) \cdot \frac{8}{9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,25^4} = 169,4 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Тогда формула (4.15) принимает вид

$$H_{ПOTP}(Q) = 20 + 169,4 \cdot Q^2.$$

Подставив в нее значения расходов Q из таблицы 3.1, вычислим данные для построения характеристики сети (таблица 4.6).

Таблица 4.6 – Данные для построения характеристики сети

$H_{ПOTP}, \text{ м.}$	20	23,3	33,3	49,9	73,1	103
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,14	0,28	0,42	0,56	0,7

Если бы не применялось регулирование перепуском, подача насоса была бы равна расходу жидкости через нагнетающую магистраль $Q_H = Q_{PAB}$.

Чтобы определить значение расхода Q_{PAB} для этого случая, достаточно найти точку пересечения характеристики сети с напорной характеристикой насоса (на рис.4.6 данная точка особо не отмечена):

$$Q_1 = 0,5365 \text{ м}^3/\text{с}; H_1 = 70,1 \text{ м.}$$

С учетом допущений в условиях задачи характеристику байпасного трубопровода можно записать аналогично (4.13)

$$\begin{aligned} H_{БАЙП} &= H_{МЕСТ} = \zeta_{БАЙП} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \zeta_{БАЙП} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \\ &= \zeta_{БАЙП} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot g \cdot S^2} = \zeta_{БАЙП} \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} \end{aligned}$$

или, вводя в рассмотрение коэффициент сопротивления байпасного трубопровода

$$K_{байп} = \zeta_{байп} \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}, \quad (4.18)$$

получим

$$H_{байп}(Q) = K_{байп} \cdot Q^2. \quad (4.19)$$

Найдем значение коэффициента сопротивления байпасного трубопровода

$$K_{байп} = 55 \cdot \frac{8}{9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,25^4} = 11646 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Теперь выражение (4.19) принимает вид

$$H_{байп}(Q) = 11646 \cdot Q^2.$$

Выберем 6 значений подач Q в диапазоне от 0 до $0,35 \text{ м}^3/\text{с}$ (при больших значениях подач потери напора $H_{байп}$ становятся слишком большими и восприятие графиков ухудшается).

Подставляя в последнее выражение выбранные значения подач, вычислим потери напора $H_{байп}$ (таблица 4.7) и построим характеристику байпасного трубопровода (рис.4.6).

Таблица 4.7 – Данные для построения характеристики байпасного трубопровода

$H_{байп}, \text{ м.}$	0	5,7	22,8	51,4	91,3	142,7
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35

Таблица 4.8 – Данные для построения суммарной характеристики сети и байпасного трубопровода

$H, \text{ м.}$	80	84	80	70,4	52	28
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1

Далее необходимо графически получить суммарную характеристику сети и байпасного трубопровода. Для этого нужно сложить абсциссы Q_i данных характеристик для постоянных ординат $H_i = \text{const}$. Иными словами, следует сложить графически кривые байпасного трубопровода и сети по горизонтали.

Проведя расчеты, сведем их результаты в таблицу 4.8 и построим суммарную характеристику сети и байпасного трубопровода (рис.4.6).

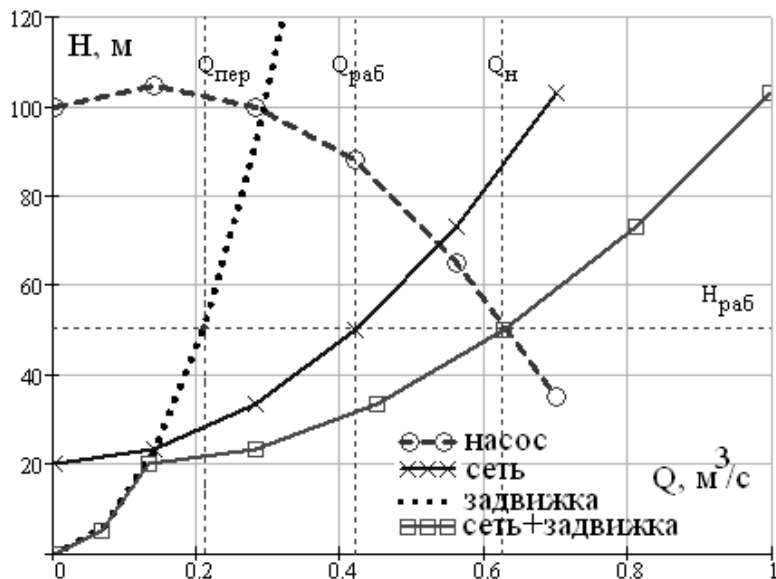


Рисунок 4.6 – Графики к задаче 4.5

Отметив точку пересечения данной кривой с напорной характеристикой насоса (рабочую точку), найдем графически рабочие подачу и напор насоса:

$$Q_H = 0,627 \text{ м}^3/\text{с}; H_{РАБ} = 50,7 \text{ м}.$$

Проведя на графике горизонтальную линию для значения напора $H_{РАБ}$ и определив точки пересечения с характеристиками сети и байпасного трубопровода, найдем графически расходы

$$Q_{РАБ} = 0,421 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{ПЕР} = 0,206 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Найденные значения расходов Q_H , $Q_{РАБ}$ и $Q_{ПЕР}$ удовлетворяют уравнению (4.17).

Задача 4.6.

На рисунке 4.7 показана очень упрощенная схема системы отопления с насосной циркуляцией теплоносителя.

В системе установлен циркуляционный насос Wilo-Stratos 32/1-12 PN 6/10 с частотным преобразователем для бесступенчатого регулирования частоты вращения: частота вращения от $n_{MIN} = 1600$ об/мин до $n_{MAX} = 4800$ об/мин, максимальные напор $H_{MAX} = 9$ м и подача $Q_{MAX} = 13$ м³/ч.

Данные для построения зависимостей напора и потребляемой мощности насоса от подачи при частоте вращения $n_{MAX} = 4800$ об/мин приведены в таблицах 4.9 и 4.10.

Исходный коэффициент сопротивления системы отопления (при полностью открытых термостатических клапанах) составляет $K_{COПР1} = 4,297 \cdot 10^5$ с²/м⁵. В результате полного перекрытия одного из термостатических клапанов коэффициент сопротивления повысился до $K_{COПР2} = 8,659 \cdot 10^5$ с²/м⁵.

Определить, как изменятся подача и напор насоса (рабочая точка), если известно, что выбран режим регулирования « Δp –с» (поддержание постоянного напора $H_{ЗАДАН.} = 5$ м).

Примечание: для построения характеристики потерь в системе отопления напора использовать уравнение

$$\Delta H_{ПOT}(Q) = K_{COПР} \cdot Q^2. \quad (4.20)$$

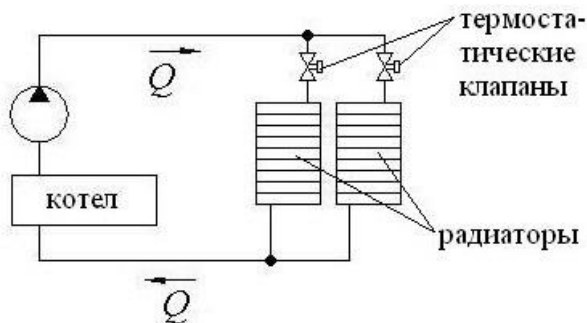


Рисунок 4.7 – Схема к задаче 4.6

Таблица 4.9 – Данные для построения напорной характеристики насоса Wilo-Stratos 32/1-12 PN 6/10 ($n_{MAX} = 4800$ об/мин)

H , м.	9,4	9,75	9	8	7	6	5	4
Q , м ³ /ч	0	2,5	5,9	7,85	9,5	10,9	12,25	13,75

Таблица 4.10 – Данные для построения зависимости потребляемой мощности насоса Wilo-Stratos 32/1-12 PN 6/10 от подачи ($n_{MAX} = 4800$ об/мин)

N , кВт.	0,21	0,22	0,25	0,278	0,305	0,31	0,308	0,31
Q , м ³ /ч	0	1	2,5	4	5,9	7	9,5	13,75

Решение.

Режим регулирования « Δp –с» работы циркуляционного насоса позволяет бесступенчато изменять частоту вращения вала для гарантированного поддержания заданного напора $H_{\text{задан.}}$ в системе на постоянном уровне независимо от подачи, погодных условий и особенностей эксплуатации.

При увеличении гидравлического сопротивления в системе напор насоса возрастает, а подача уменьшается. Частотный преобразователь снижает частоту вращения вала, тем самым, восстанавливая прежнее значение напора $H_{\text{задан.}}$ и одновременно снижая потребляемую мощность.

Построим по данным таблиц 4.9 и 4.10 зависимости напора и потребляемой мощности насоса от подачи при частоте вращения $n_{MAX} = 4800$ об/мин (рис. 4.8, 4.9).

Для расчета исходной характеристики потерь в системе отопления напора (характеристики сети) подставим в выражение (4.20) значение коэффициента сопротивления $K_{\text{сопр1}}$

$$\Delta H_{\text{пот}}(Q) = 4,297 \cdot 10^5 \cdot Q^2.$$

Подставив в данную формулу значения расходов Q из таблицы 4.9, вычислим данные для построения исходной характеристики сети (таблица 4.11).

Таблица 4.11 – Данные для построения исходной характеристики сети

$\Delta H_{\text{пот}}, \text{ м.}$	0	0,21	1,15	2,04	3	3,94	4,98	6,27
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	2,5	5,9	7,85	9,5	10,9	12,25	13,75

С учетом данных таблицы 4.11 построим исходную характеристику сети (рис.4.8).

Отметив точку пересечения данной кривой с напорной характеристикой насоса при $n_{\text{MAX}} = 4800$ об/мин (рабочую точку A), найдем исходные значения подачи и напора насоса:

$$Q_1 = 12,25 \text{ м}^3/\text{ч}; H_1 = H_{\text{задан.}} = 5 \text{ м.}$$

Теперь рассмотрим ситуацию, когда по причине полного перекрытия одного из термостатических клапанов коэффициент сопротивления повысился до $K_{\text{сопр}2}$. При этом функция для расчета изменившейся характеристики сети примет вид

$$\Delta H_{\text{пот}}(Q) = 8,659 \cdot 10^5 \cdot Q^2.$$

Подставив в данную формулу значения расходов Q из таблицы 4.9, рассчитаем и построим измененную характеристику характеристики сети (таблица 4.12, рис. 4.8).

Таблица 4.12 – Данные для построения измененной характеристики сети

$\Delta H_{\text{пот}}, \text{ м.}$	0	0,42	2,33	4,12	6,03	7,94	10,03	12,63
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	2,5	5,9	7,85	9,5	10,9	12,25	13,75

Отметив точку пересечения данной кривой с напорной характеристикой насоса при $n_{\text{MAX}} = 4800$ об/мин (рабочую точку B), найдем графически значения подачи и напора насоса:

$$Q_2 = 10 \text{ м}^3/\text{ч}; H_2 = 6,7 \text{ м.}$$

Насос работал бы на этом режиме при отсутствии регулятора. Однако в данном случае частотный преобразователь уменьшит частоту вращения до $n_{\text{рег}}$, чтобы снизить напор со значения H_2 до заданного программой значения $H_{\text{задан.}}$.

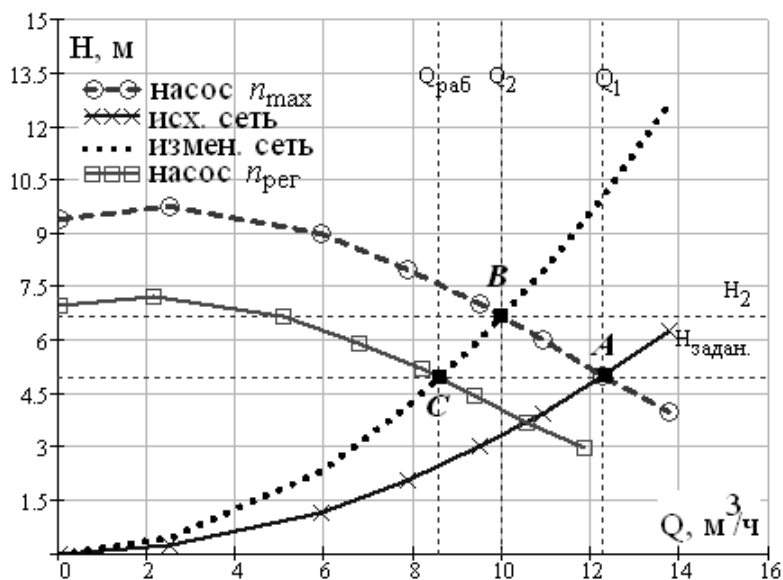


Рисунок 4.8 – Зависимость напора от расхода к задаче 4.5

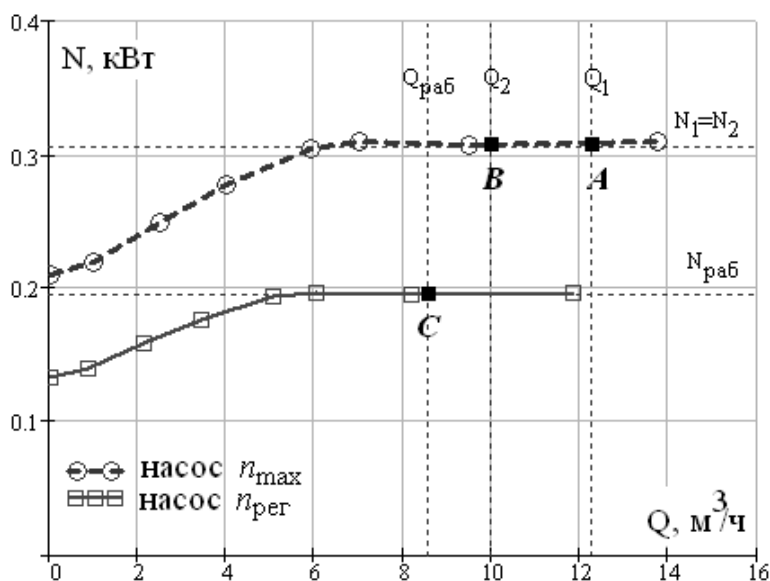


Рисунок 4.9 – Зависимость потребляемой мощности от расхода

Чтобы определить частоту вращения $n_{PEГ}$, необходимо сначала найти новую рабочую точку С. Отметим эту точку на пересечении измененной характеристики сети с горизонтальной линией $H = H_{\text{задан.}}$ (рис.4.8) и определим графически искомую рабочую подачу насоса $Q_{РАБ} = 8,6 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Обе точки В и С находятся на одной характеристике сети, представляющей собой параболу с вершиной в начале координат (параболу подобных режимов), поэтому для определения частоты вращения $n_{PEГ}$ можно воспользоваться одной из формул пересчета, считая, что значения КПД для подобных режимов работы равны (подобие лопастных машин):

$$\frac{Q_2}{Q_{РАБ}} = \frac{n_{МАХ}}{n_{PEГ}}; \frac{H_2}{H_{\text{задан.}}} = \left(\frac{n_{МАХ}}{n_{PEГ}} \right)^2; \frac{N_2}{N_{РАБ}} = \left(\frac{n_{МАХ}}{n_{PEГ}} \right)^3. \quad (4.20)$$

Подставим найденные значения Q_2 и $Q_{РАБ}$ в формулу пересчета для подач (4.20) и определим частоту $n_{PEГ}$:

$$\frac{10}{8,6} = \frac{4800}{n_{PEГ}} \Rightarrow n_{PEГ} = \frac{4800 \cdot 8,6}{10} = 2580 \text{ об/мин}.$$

Пересчитав данные в таблицах 4.9 и 4.10 по формулам (4.20) при известной частоте вращения $n_{PEГ}$, сведем их в таблицы 4.13 и 4.14.

Таблица 4.13 – Данные для построения напорной характеристики насоса Wilo-Stratos 32/1-12 PN 6/10 ($n_{PEГ} = 2580 \text{ об/мин}$)

$H, \text{ м.}$	6,95	7,21	6,66	5,92	5,18	4,44	3,7	2,96
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	2,15	5,07	6,75	8,17	9,37	10,54	11,83

Таблица 4.14 – Данные для построения зависимости потребляемой мощности насоса Wilo-Stratos 32/1-12 PN 6/10 от подачи ($n_{PEГ} = 2580 \text{ об/мин}$)

$N, \text{ кВт.}$	0,13	0,14	0,16	0,18	0,19	0,197	0,196	0,197
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	0,86	2,15	3,44	5,07	6,02	8,17	11,83

Построим зависимости напора и потребляемой мощности насоса от подачи при частоте вращения $n_{PEF} = 2580$ об/мин (рис. 4.8, 4.9).

Отметив точки пересечения (рабочие точки A, B, C) зависимостей потребляемой мощности от подачи при разных частотах вращения с вертикальными линиями $Q = Q_1$, $Q = Q_2$, $Q = Q_{PAB}$ (рис.4.9), определим значения мощностей

$$N_1 \approx N_2 = 0,31 \text{ кВт}, N_{PAB} = 0,196 \text{ кВт},$$

подтверждающих снижение потребляемой насосом энергии примерно в 1,6 раза в результате применения режима регулирования « Δp –с».

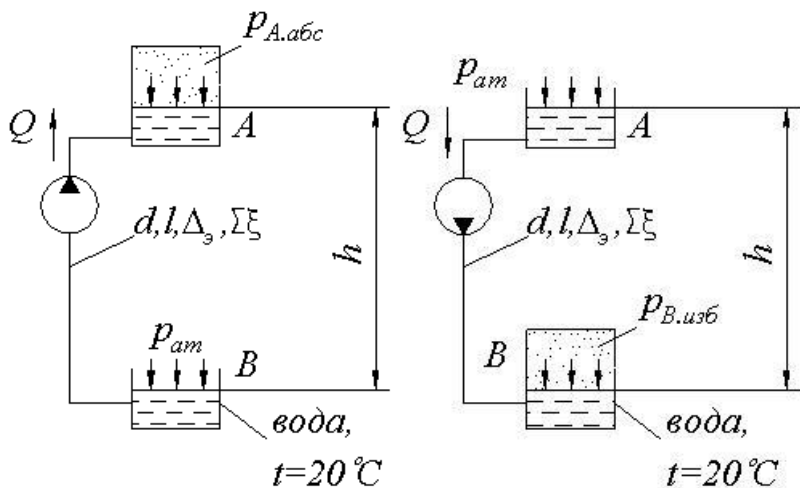


Рисунок 4.10 – Схемы к задачам 4.7 (слева) и 4.8 (справа)

Задача 4.7.

Вода перекачивается центробежным насосом из открытого резервуара B в расположенный выше закрытый резервуар A , где поддерживается постоянное давление $p_{A.abc} = 0,08$ МПа, по трубе общей длиной $l = 10$ м (всасывающая и нагнетающая магистрали) и диаметром $d = 200$ мм (рис.4.10, слева). Разность уровней воды в резервуарах $h = 2,5$ м. Суммарный коэффициент

местных сопротивлений магистралей $\sum \zeta = 2,5$. Эквивалентная шероховатость стенок труб $\Delta_s = 0,25$ мм. Найти напор и полезную мощность насоса, если подача $Q = 3800$ л/мин. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды принять $\rho = 998,2$ кг/м³ и $\nu = 1$ сСт соответственно. Атмосферное давление $p_{AT} = 101325$ Па.

Задача 4.8.

Вода перекачивается центробежным насосом из открытого резервуара A в расположенный ниже закрытый резервуар B , где поддерживается постоянное давление $p_{B,гв} = 0,05$ МПа, по трубе общей длиной $l = 450$ м (всасывающая и нагнетающая магистрали) и диаметром $d = 80$ мм (рис.4.10, справа). Разность уровней воды в резервуарах $h = 2$ м. Суммарный коэффициент местных сопротивлений магистралей $\sum \zeta = 120$. Эквивалентная шероховатость стенок труб $\Delta_s = 0,1$ мм. Найти напор и полезную мощность насоса, если подача $Q = 1$ л/с. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды принять $\rho = 998,2$ кг/м³ и $\nu = 1$ сСт соответственно.

Задача 4.9.

Найти подачу, напор и КПД насоса (рабочую точку) при перекачивании воды из открытого резервуара A в расположенный выше открытый резервуар B по трубе общей длиной $l = 60$ м, диаметром $d = 100$ мм, коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,025$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum \zeta = 19$. Разность уровней жидкости в баках $h = 10$ м.

Данные для построения напорной и энергетической характеристик одноступенчатого центробежного электронасоса К 100-80-160Е взять из таблицы 4.15 (подчеркнуты номинальные параметры). Диапазон рабочих подач от 87,5 до 143 м³/ч.

Таблица 4.15 – Данные для построения напорной характеристики насоса К 100-80-160Е при работе на воде

H , м.	44	43,5	40,5	<u>32</u>	27	17
η , %	0	22	42	<u>60</u>	52,5	35
Q , м ³ /ч	0	25	50	<u>100</u>	125	150

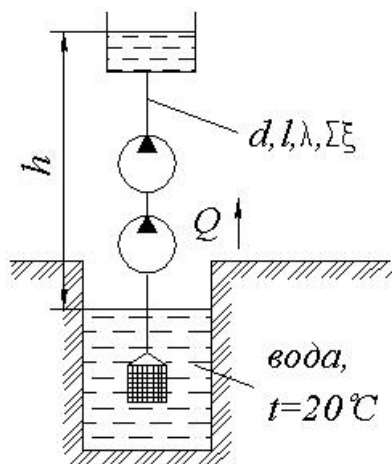


Рисунок 4.11 – Схема к задаче 4.10

Таблица 4.16 – Данные для построения напорных характеристик (насосы одинаковые)

H , м.	200	210	200	176	130	70
Q , м ³ /с	0	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15

Задача 4.10.

Два одинаковых насоса работают последовательно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту $h = 60$ м. по трубе общей длиной $l = 185$ м, диаметром $d = 260$ мм, коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum \xi = 1200$ (рис.4.11). Найти рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе

насосов на сеть. Данные для построения напорных характеристик насосов взять из таблицы 4.16 (насосы одинаковые).

Задача 4.11.

Используя исходные данные задачи 4.9 (таблица 4.15), определить рабочие подачу и напор насоса К 100-80-160Е, если за счет открывания задвижки на нагнетающей магистрали суммарный коэффициент местных сопротивлений снизился до $\sum \zeta = 4,5$.

Задача 4.12.

Используя исходные данные задачи 4.5 (таблица 3.1, рис.4.3, справа), определить, как изменятся подача и напор насоса (рабочая точка) при увеличении коэффициента местного сопротивления байпасного трубопровода до $\zeta_{\text{байп}} = 130$ (прикрытие задвижки на перепуске).

Задача 4.13.

Используя исходные данные задачи 4.6 (рис.4.7, таблицы 4.9, 4.10), определить, как изменятся подача и напор насоса (рабочая точка), если известно, что в результате частичного перекрытия одного из термостатических клапанов коэффициент сопротивления повысился до $K_{\text{сопр2}} = 6,559 \cdot 10^5 \text{ с}^2/\text{м}^5$.

Задача 4.14.

Используя исходные данные задачи 4.10, определить, как изменятся рабочая точка (подача и напор) при совместной работе последовательно включенных насосов на сеть, если частота вращения одного из насосов увеличилась до $n_2 = 3000 \text{ об/мин}$.

Исходная частота вращения вала у обоих насосов $n_1 = 2700 \text{ об/мин}$.

Задача 4.15.

Используя исходные данные задачи 4.3, определить, как изменятся рабочая точка (подача и напор) при совместной работе параллельно включенных насосов на сеть, если частота вращения одного из насосов уменьшилась до $n_2 = 2700$ об/мин.

Исходная частота вращения вала у обоих насосов $n_1 = 3000$ об/мин.

Задача 4.16.

Найти подачу, напор, полезную и потребляемую мощности, КПД насоса (рабочую точку) при перекачивании воды из открытого резервуара *A* в расположенный ниже открытый резервуар *B* по трубе общей длиной $l = 12$ м, диаметром $d = 70$ мм. Суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta = 10,4$. Разность уровней жидкости в баках $h = 5$ м.

Определить, как изменятся подача, напор, полезная и потребляемая мощности, КПД насоса (рабочая точка) при перекачивании нефти (плотность $\rho = 910$ кг/м³, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 220$ сСт).

В каждом из рассматриваемых случаев оценить энергоэффективность работы насоса.

Данные для построения напорной и энергетической характеристик одноступенчатого центробежного электронасоса К 100-80-160Е взять из таблицы 4.15 (подчеркнуты номинальные параметры). Диапазон рабочих подач от 87,5 до 143 м³/ч.

Задача 4.17.

Используя исходные данные задачи 4.9, определить, как изменятся подача, напор, потребляемая мощность насоса, если выбран режим регулирования « $\Delta p - v$ » (напор снижается линейно). Линейную функцию для напора построить по двум точкам: 1) $H_{\text{зАДАН.}} = 5$ м., $Q_1 = 12,25$ м³/ч; 2) $H_0 = 4$ м., $Q_0 = 0$ м³/ч.

5. Кавитация в лопастных насосах. Кавитационный запас

Задача 5.1.

Вода всасывается герметичным центробежным электронасосом 2ЦГ 200/80-75-5 из открытого колодца на высоту всасывания $H_{вс} = 4,5$ м по всасывающему трубопроводу длиной $l = 10$ м и диаметром $d = 200$ мм (рис.5.1). Суммарный коэффициент местных сопротивлений во всасывающем трубопроводе $\sum \zeta = 2,5$. Эквивалентная шероховатость стенок $\Delta_s = 0,2$ мм.

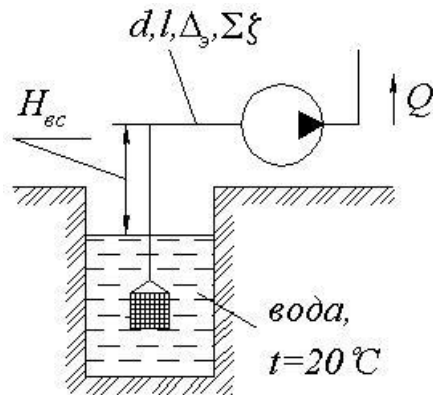


Рисунок 5.1 – Схема к задаче 5.1

Температура воды 20°C , давление насыщенных паров $p_{\text{нп}} = 2,339$ кПа, атмосферное давление 101325 Па. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды принять $\rho = 998,2$ кг/м³ и $\nu = 1$ сСт соответственно.

1) Проверить возможность возникновения кавитации во всасывающем патрубке насоса при подаче $Q_{\text{ном}} = 200$ м³/ч (условие бескавитационной работы $p_{\text{АБС.ВС}} \geq p_{\text{нп}}$).

2) Построить зависимости абсолютного давления жидкости во всасывающем патрубке $p_{\text{АБС.ВС}}$ и кавитационного запаса $\Delta h_{\text{КАВ}}$ от подачи насоса в диапазоне $Q = 150 \div 250$ м³/ч.

3) Используя данные о допустимом кавитационном запасе $\Delta h_{\text{ДОП.КАВ}}(Q)$ (табл. 5.1), определить границы допустимых режимов работы насоса при исходных данных задачи.

4) Вычислить кавитационный коэффициент быстроходности C при подаче $Q_{\text{НОМ}} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$ по формуле Руднева С.С. (частота вращения подставляется в об/мин)

$$C = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{\text{КР.КАВ.}}}{10} \right)^{0,75}}, \quad (5.1)$$

где $\Delta h_{\text{КР.КАВ}}$ – первый (реже – второй) критический кавитационный запас, определенный в ходе испытаний на специальных стендах и связанный с допустимым кавитационным запасом $\Delta h_{\text{ДОП.КАВ}}$ через коэффициент 1,1÷1,3:

$$\Delta h_{\text{ДОП.КАВ}} = (1,1 \div 1,3) \cdot \Delta h_{\text{КР.КАВ}}. \quad (5.2)$$

Таблица 5.1 – Данные насоса 2ЦГ 200/80-75-5 при частоте вращения вала $n = 3000 \text{ об/мин}$ и работе на воде (подчеркнуты номинальные параметры)

$H, \text{ м.}$	90	85	<u>80</u>	75	63
$\Delta h_{\text{ДОП.КАВ}}, \text{ м.}$	3,6	3,9	<u>4,1</u>	4,5	5,6
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	150	180	<u>200</u>	220	250

Решение.

Кавитацией в насосах называют комплекс явлений, связанных с образованием, дальнейшим развитием и замыканием парогазовых полостей (каверн) в проточной части, что приводит к изменению и даже срыву параметров насоса.

Образование каверн обычно начинается с падения давления до значения, равного давлению насыщенных паров жидкости при текущей температуре. Причем в лопастных насосах снижение местного давления может происходить также по причинам динамического характера: увеличение скорости жидкости из-за увеличения частоты вращения, отрыва или сжатия потока,

отклонения линий тока от их нормальных траекторий. Кроме того, кавитация может возникнуть как на движущихся, так и на неподвижных элементах проточной части.

Зарождение кавитации может начинаться с образования отдельных микроскопических пузырьков (ядер кавитации) на участках пограничного слоя обтекаемой потоком лопасти. При попадании ядра в зону достаточно низких давлений происходит быстрое расширение пузырька до размеров каверны и отражается на гидродинамических характеристиках обтекаемых лопастей. В зоне повышенных давлений каверна замыкается со скоростью звука в жидкости с образованием гидроудара со значительным местным ростом давления.

В результате длительной работы насоса в данных условиях происходит кавитационная эрозия (питтинг) – постепенное разрушение материала лопастей. При развитой кавитации происходит постепенное снижение напора, мощности и других характеристик насоса (у насосов с малым коэффициентом быстроходности параметры резко падают). Кроме того, гидроудары приводят к образованию шума и вибрации насоса.

1) Проверим возможность возникновения кавитации во всасывающем патрубке насоса при подаче $Q_{НОМ} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Для использования условия бескавитационной работы $p_{АБС.ВС} \geq p_{НП}$ необходимо определить абсолютное давление жидкости на входе в насос $p_{АБС.ВС}$.

Переведем единицы измерения исходных данных задачи в единицы системы СИ: $p_{НП} = 2339 \text{ Па}$, $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $d = 0,2 \text{ м}$, $\Delta_9 = 0,0002 \text{ м}$, $Q_{НОМ} = 0,0556 \text{ м}^3/\text{с}$.

Если записать уравнение Бернулли для двух сечений (1-е – совпадает со свободной поверхностью жидкости в колодце, 2-е – сечение входа во всасывающий патрубок насоса)

$$\frac{p_{AT}}{\rho \cdot g} = H_{BC} + \frac{p_{АБС.ВС}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{BC}^2}{2 \cdot g} + H_{ПOT.ВС},$$

где V_{BC} – среднерасходная скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе на входе в насос; $H_{ПOT.ВС}$ – потерянный во всасывающем трубопроводе напор,

то абсолютное давление жидкости на входе в насос

$$p_{ABC.BC} = p_{AT} - \rho \cdot g \cdot \left(H_{BC} + \frac{V_{BC}^2}{2 \cdot g} + H_{пот. BC} \right). \quad (5.3)$$

Используя формулы (4.7) и (4.8) найдем площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода

$$S = \pi \cdot d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,2^2 / 4 = 0,031 \text{ м}^2$$

и среднерасходную скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе при номинальной подаче

$$V = Q/S = 0,0556/0,031 = 1,768 \text{ м/с.}$$

Для нахождения потеряннго напора во всасывающем трубопроводе $H_{пот. BC}$ необходимо вычислить коэффициент гидравлического трения λ , который зависит от числа Рейнольдса Re и эквивалентной шероховатости стенок трубы Δ_s .

Число Рейнольдса по формуле (4.9)

$$Re = V \cdot d / \nu = 1,768 \cdot 0,2 / 10^{-6} \approx 353678.$$

Режим течения жидкости – турбулентный ($Re > 2320$).

Определим вспомогательные переменные

$$20 \cdot (d / \Delta_s) = 20 \cdot (0,2 / 0,0002) = 20000;$$

$$500 \cdot (d / \Delta_s) = 500 \cdot (0,2 / 0,0002) = 500000.$$

Так как $Re > 20 \cdot (d / \Delta_s)$, но $Re < 500 \cdot (d / \Delta_s)$, для вычисления воспользуемся формулой Альтшуля (4.10)

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{353678} + \frac{0,0002}{0,2} \right)^{0,25} = 0,02.$$

Тогда, объединив формулы (4.4–4.6)

$$H_{пот. BC} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{V_{BC}^2}{2 \cdot g}, \quad (5.4)$$

найдем потеряннй напор во всасывающем трубопроводе

$$H_{пот. BC} = \left(0,02 \cdot \frac{10}{0,2} + 2,5 \right) \cdot \frac{1,768^2}{2 \cdot g} = 0,562 \text{ м.}$$

Согласно (5.3), абсолютное давление на входе в насос

$$p_{ABC.BC} = 101325 - 998,2 \cdot 9,8 \cdot \left(4,5 + \frac{1,768^2}{2 \cdot 9,8} + 0,562 \right) \approx$$

$\approx 50246 \text{ Па}$.

Поскольку $50246 \text{ Па} > 2339 \text{ Па}$, условие бескавитационной работы $p_{ABC.BC} \geq p_{НП}$ выполняется.

Итак, при заданных условиях на входе в насос кавитация не возникнет, однако нет гарантии, что условие $p_{ABC.BC} \geq p_{НП}$ не будет нарушено, например, на входе в лопастное колесо. Поэтому необходима дополнительная проверка по кавитационному запасу $\Delta h_{КАВ}$.

2) Получим зависимости абсолютного давления жидкости во всасывающем патрубке $p_{ABC.BC}$ и кавитационного запаса $\Delta h_{КАВ}$ от подачи насоса в диапазоне $Q = 150 \div 250 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Кавитационный запас – это превышение удельной энергии жидкости на входе в насос над удельной энергией паров этой жидкости

$$\Delta h_{КАВ} = \left(\frac{p_{ABC.BC}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{BC}^2}{2 \cdot g} \right) - \frac{p_{НП}}{\rho \cdot g}. \quad (5.5)$$

Преобразуем уравнения (5.3–5.5) в функции, где аргументом будет подача насоса:

$$\begin{aligned} p_{ABC.BC}(Q) &= p_{AT} - \rho \cdot g \cdot \left(H_{BC} + \frac{(V_{BC}(Q))^2}{2 \cdot g} + H_{ПОТ.BC}(Q) \right), \\ H_{ПОТ.BC}(Q) &= \left(\lambda(Q) \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{(V_{BC}(Q))^2}{2 \cdot g}, \\ \Delta h_{КАВ}(Q) &= \left(\frac{p_{ABC.BC}(Q)}{\rho \cdot g} + \frac{(V_{BC}(Q))^2}{2 \cdot g} \right) - \frac{p_{НП}}{\rho \cdot g}. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Здесь коэффициент гидравлического трения $\lambda(Q)$ будет вычисляться:

- при ламинарном режиме $Re(Q) < 2320$ по формуле Пуазейля $64/Re(Q)$;

- при турбулентном режиме $Re(Q) > 2320$:

- а) для гидравлически гладких труб $Re(Q) < 20 \cdot (d/\Delta_s)$ по формуле Блазиуса $0,3164/Re(Q)^{0,25}$;

б) для $20 \cdot (d/\Delta_3) < \text{Re}(Q) < 500 \cdot (d/\Delta_3)$ (гидравлически шероховатые трубы) по формуле Альтшуля

$$\lambda(Q) = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}(Q)} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25};$$

в) для $\text{Re}(Q) > 500 \cdot (d/\Delta_3)$ по формуле Шифринсона

$$\lambda(Q) = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}.$$

Подставим в полученные выражения (5.6) значения подач из диапазона $Q = 150 \div 250 \text{ м}^3/\text{ч}$ и сведем результаты расчетов в таблицу 5.2.

Построим по данным таблицы 5.2 зависимости абсолютно-го давления жидкости во всасывающем патрубке $p_{ABC,BC}$ и кавитационного запаса Δh_{KAB} от подачи насоса (рис. 5.2, 5.3).

Таблица 5.2 – Данные для построения зависимостей абсолютно-го давления жидкости во всасывающем патрубке $p_{ABC,BC}$ и кавитационного запаса Δh_{KAB} от подачи насоса

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	150	170	180	<u>200</u>	220	230	250
$H_{\text{ПОТ.ВС}}, \text{ м.}$	0,32	0,41	0,46	<u>0,56</u>	0,68	0,74	0,88
$p_{ABC,BC}, \text{ кПа}$	53,3	52,2	51,6	<u>50,2</u>	48,8	48	46,3
$\Delta h_{KAB}, \text{ м.}$	5,3	5,21	5,16	<u>5,06</u>	4,94	4,88	4,74

3) Выясним границы допустимых режимов работы насоса при исходных данных задачи.

Анализ первого графика (рис.5.2) показывает, что абсолютное давление жидкости $p_{ABC,BC}$ на входе во всасывающий патрубок насоса снижается с ростом подачи из-за увеличения скорости V_{BC} и потерь напора $H_{\text{ПОТ.ВС}}$. Однако при рассматриваемых в задаче условиях во всем диапазоне рабочих подач $150 \div 250 \text{ м}^3/\text{ч}$ оно не достигает давления насыщенных паров $p_{\text{НП}}$. Таким образом, гарантируется отсутствие кавитации во всасывающем патрубке ($p_{ABC,BC} \geq p_{\text{НП}}$).

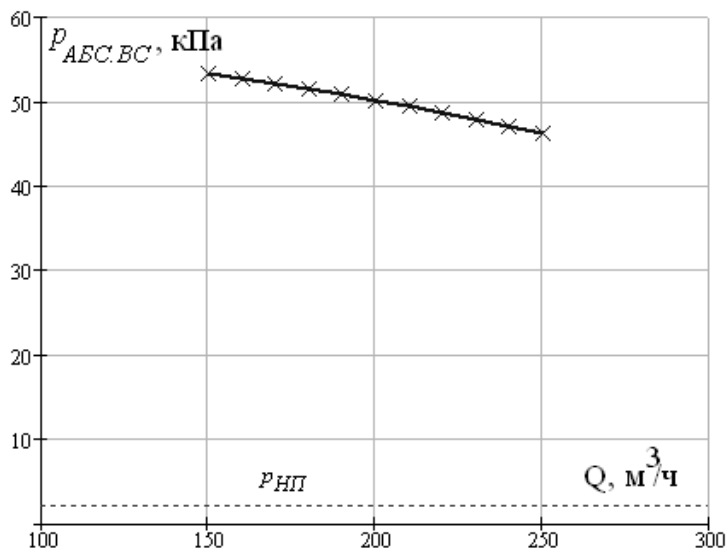


Рисунок 5.2 – Зависимость давления $p_{ABC.BC}$ от подачи насоса

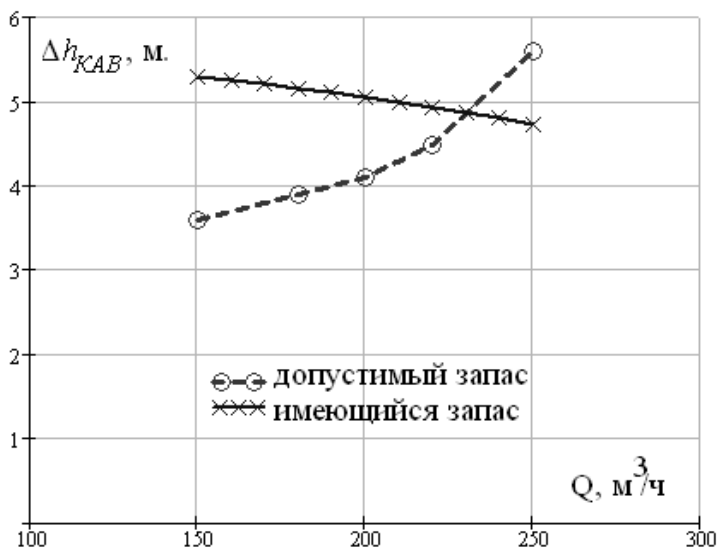


Рисунок 5.3 – Зависимость имеющегося ($\Delta h_{КАВ}$) и допустимого ($\Delta h_{ДОП.КАВ}$) кавитационных запасов от подачи насоса

Сравним зависимости имеющегося ($\Delta h_{КАВ}$) и допустимого ($\Delta h_{ДОП.КАВ}$) кавитационных запасов от подачи насоса (рис.5.3).

Имеющийся кавитационный запас снижается с ростом подачи, так как давление на входе в насос $p_{АБС.ВС}$ уменьшается быстрее, чем увеличивается скорость $V_{ВС}$. Допустимый кавитационный запас с ростом подачи повышается, поскольку при этом увеличивается вероятность возникновения кавитации.

Видно, что в диапазоне подач $150 \div 230 \text{ м}^3/\text{ч}$ имеющийся кавитационный запас превышает допустимый (запаса более чем достаточно), т.е. выполняется условие бескавитационной работы насоса:

$$\Delta h_{КАВ} \geq \Delta h_{ДОП.КАВ} \quad (5.7)$$

В диапазоне подач $230 \div 250 \text{ м}^3/\text{ч}$ условие (5.7) не выполняется, а, значит, возможно возникновение кавитации в проточной части насоса.

4) Вычислим кавитационный коэффициент быстроходности C при номинальной подаче $Q_{НОМ} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Значение допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{ДОП.КАВ}$ при подаче $Q_{НОМ} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$ возьмем из таблицы 5.1.

$$\Delta h_{ДОП.КАВ} = 4,1 \text{ м.}$$

Определим из формулы (5.2) критический кавитационный запас $\Delta h_{КР.КАВ}$, выбрав значение коэффициента 1,2

$$\Delta h_{КР.КАВ} = \frac{\Delta h_{ДОП.КАВ}}{1,2} = \frac{4,1}{1,2} = 3,417 \text{ м.}$$

Подставим найденное значение в формулу (5.1) и вычислим кавитационный коэффициент быстроходности (частота вращения подставляется в об/мин)

$$C = \frac{3000 \cdot \sqrt{0,0556}}{\left(\frac{3,417}{10}\right)^{0,75}} \approx 1582.$$

Так как значение коэффициента C превышает 1300, можно сделать вывод, что насос 2ЦГ 200/80-75-5 обладает повышенными кавитационными свойствами.

Задача 5.2.

Центробежный насос производительностью $Q = 15$ л/с работает при частоте вращения $n = 3000$ об/мин (рис.5.1). Найти допустимую высоту всасывания $H_{\text{доп.вс}}$, если диаметр всасывающей трубы $d = 80$ мм, а ее длина $l = 20$ м. Кавитационный коэффициент быстроходности $C = 1000$. Коэффициент сопротивления входа в трубу $\zeta_{\text{вх}} = 1,8$. Коэффициент сопротивления колена $\zeta_K = 0,2$. Эквивалентная шероховатость стенок трубопровода $\Delta_s = 0,15$ мм. Давление насыщенного пара воды при температуре 30°C взять $p_{\text{нп}} = 4,246$ кПа. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды принять $\rho = 998,2$ кг/м³ и $\nu = 1$ сСт соответственно. Атмосферное давление $p_{\text{ат}} = 101325$ Па.

Задача 5.3.

Используя исходные данные задачи 5.2, определить, как изменится допустимая высота всасывания $H_{\text{доп.вс}}$, если: 1) температура воды поднимется до 40°C (давление насыщенного пара $p_{\text{нп}} = 7,3814$ кПа); 2) выбрать больший диаметр всасывающей трубы $d = 200$ мм.

Задача 5.4.

Используя исходные данные задачи 5.1, определить, как изменятся зависимости абсолютного давления жидкости во всасывающем патрубке $p_{\text{абс.вс}}$ и кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кав}}$ от подачи насоса в диапазоне $Q = 150 \div 250$ м³/ч: 1) при уменьшении высоты всасывания до $H_{\text{вс}} = 3,5$ м.; 2) при увеличении суммарного коэффициента местных сопротивлений во всасывающем трубопроводе $\sum \zeta = 4$; 3) при увеличении температуры воды до 40°C (давление насыщенного пара $p_{\text{нп}} = 7,3814$ кПа).

Задача 5.5.

Вода всасывается герметичным центробежным электронасосом 2ЦГ 200/80-75-5 (табл.5.1) из расположенного выше открытого резервуара ($h = 4,5$ м) по всасывающему трубопроводу длиной $l = 15$ м и диаметром $d = 150$ мм (рис.5.4). Суммарный коэффициент местных сопротивлений во всасывающем трубопроводе $\sum \zeta = 10$. Эквивалентная шероховатость стенок $\Delta_э = 0,18$ мм. Температура воды 30°C , давление насыщенных паров $p_{\text{нп}} = 4,246$ кПа, атмосферное давление 101325 Па. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды принять $\rho = 998,2$ кг/м³ и $\nu = 1$ сСт соответственно.

Проверить возможность возникновения кавитации во всасывающем патрубке насоса при подаче $Q_{\text{ном}} = 200$ м³/ч (условие бескавитационной работы $p_{\text{АБС.ВС}} \geq p_{\text{нп}}$).

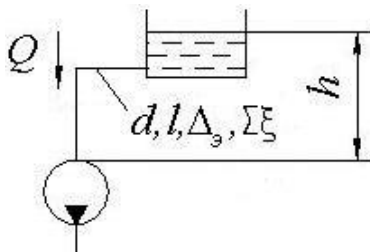


Рисунок 5.4 – Схема к задаче 5.5

Задача 5.6.

Используя исходные данные задачи 5.5, построить зависимости абсолютного давления жидкости во всасывающем патрубке $p_{\text{АБС.ВС}}$ и кавитационного запаса $\Delta h_{\text{КАВ}}$ от подачи насоса в диапазоне $Q = 150 \div 250$ м³/ч. Определить границы допустимых режимов работы насоса при известной характеристике допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{ДОП.КАВ}}(Q)$ (табл. 5.1).

Задача 5.7.

Используя исходные данные задачи 5.5, определить, как изменятся зависимости абсолютного давления жидкости во всасывающем патрубке $p_{АБС.ВС}$ и кавитационного запаса $\Delta h_{КАВ}$ от подачи насоса в диапазоне $Q = 150 \div 250 \text{ м}^3/\text{ч}$: 1) при увеличении высоты до $h = 5,5 \text{ м.}$; 2) при уменьшении суммарного коэффициента местных сопротивлений во всасывающем трубопроводе $\sum \zeta = 5$; 3) при уменьшении температуры воды до 10°C (давление насыщенного пара $p_{нп} = 1,2281 \text{ кПа}$).

Задача 5.8.

Известны паспортные данные центробежного насоса двустороннего входа Д 160-112 (наружный диаметр колеса 296 мм), полученные при испытаниях на воде при частоте вращения вала $n = 2900 \text{ об/мин}$ (табл. 5.3).

Пользуясь формулами (5.1) и (5.2), построить график зависимости кавитационного коэффициента быстроходности от подачи насоса $C(Q)$.

Таблица 5.3 – Данные насоса Д 160-112 при частоте вращения вала $n = 2900 \text{ об/мин}$ и работе на воде (подчеркнуты номинальные параметры)

$H, \text{ м.}$	115	113	<u>112</u>	110	108
$\eta, \%$	59	68	<u>70</u>	70	68
$\Delta h_{\text{ДОП.КАВ}}, \text{ м.}$	4,5	4,7	<u>4,8</u>	5,1	5,3
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	110	140	<u>160</u>	180	200

Задача 5.9.

Используя исходные данные задачи 5.8, определить рабочую подачу, напор и КПД насоса Д 160-112, а также проверить возможность возникновения кавитации в нем, если известно, что он перекачивает воду из открытого резервуара В в открытый ре-

зервуар A (рис.5.5) на высоту $h=42$ м (высота всасывания $h_1=3$ м). Параметры трубопроводов (эквивалентная шероховатость $\Delta_{\text{э}}=0,08$ мм): на всасывании – диаметр $d_1=150$ мм, длина $l_1=8$ м, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta_1=5$; на нагнетании – диаметр $d_2=100$ мм, длина $l_2=60$ м, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta_2=21$.

Температура воды 30°C , давление насыщенных паров $p_{\text{нп}}=4,246$ кПа, атмосферное давление 101325 Па. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды принять $\rho=998,2$ кг/м³ и $\nu=1$ сСт соответственно.

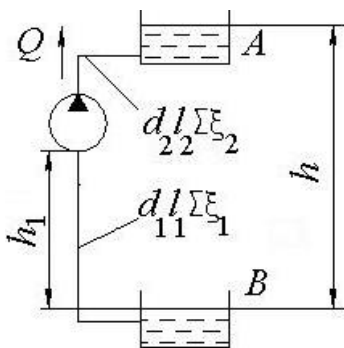


Рисунок 5.5 – Схема к задаче 5.9

Задача 5.10.

Используя исходные данные задачи 5.9, определить, как изменятся рабочие подача, напор и КПД насоса Д 160-112, а также возможность возникновения в нем кавитации, если: 1) прикрыть задвижку на нагнетании ($\sum \zeta_2=30$); 2) приоткрыть задвижку на нагнетании ($\sum \zeta_2=14$); 3) выбрать большее значение диаметра нагнетающего трубопровода ($d_2=110$ мм); 4) выбрать меньшее значение диаметра нагнетающего трубопровода ($d_2=90$ мм).

Задача 5.11.

Используя исходные данные задач 5.8 (табл. 5.3) и 5.9 (параметры воды), определить рабочие подачу, напор и КПД насоса Д 160-112, а также проверить возможность возникновения кавитации в нем, если известно, что он перекачивает воду из открытого резервуара A в открытый резервуар B (рис.5.6). Разность уровней в резервуарах $h=20$ м (высота $h_1=2,5$ м). Параметры трубопроводов (эквивалентная шероховатость $\Delta_3=0,08$ мм): на всасывании – диаметр $d_1=120$ мм, длина $l_1=5$ м, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta_1=8$; на нагнетании – диаметр $d_2=90$ мм, длина $l_2=50$ м, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta_2=40$. Атмосферное давление 101325 Па.

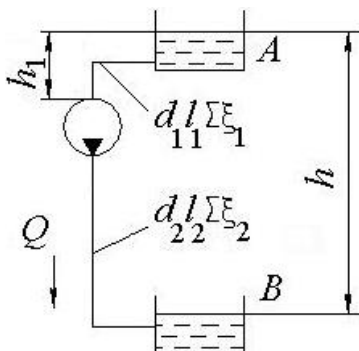


Рисунок 5.6 – Схема к задаче 5.11

Задача 5.12.

Используя исходные данные задачи 5.11, определить, как изменятся рабочие подача, напор и КПД насоса Д 160-112, а также возможность возникновения в нем кавитации, если: 1) прикрыть задвижку на нагнетании ($\sum \zeta_2=56$); 2) приоткрыть задвижку на нагнетании ($\sum \zeta_2=28$).

Список литературы

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Под ред. Т.М. Башты и С.С. Руднева. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
2. ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999). Насосы динамические. Методы испытаний. – Введ. 2008–06–01. – М.: Стандартинформ, 2008. – 122 с.
3. Зимницкий, В.А. Лопастные насосы: Справочник / В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов; Под. общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
4. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
5. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 208 с.
6. Михайлов, А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
7. Насосы центробежные двустороннего входа типа Д и агрегаты электронасосные на их основе: каталог: изготовитель ОАО «Ливгидромаш». – Ливны, 2002. – 50 с.
8. Насосы центробежные двустороннего входа типа ЦН и агрегаты электронасосные на их основе: каталог: изготовитель ОАО Ливгидромаш. – Ливны, 2002. – 10 с.
9. Насосы: технический каталог: Компания Энергоснабкомплект. Комплексные поставки промышленного электрооборудования. – М., 2012. – 47 с.
10. Панайотти, С.С. Автоматизированное проектирование высокооборотного центробежного насоса: Учебное пособие / С.С. Панайотти, А.И. Савельев, П.Н. Биленко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 48 с.
11. Панайотти, С.С. Автоматизированное проектирование одноступенчатого центробежного насоса: Учебное пособие / С.С. Панайотти, А.И. Савельев. – Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 46 с.

12. Пфлейдерер, К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1960. – 682 с.
13. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: Учеб. пособие для машиностр. вузов / Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Л.Г. Подвидз и др.; Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.
14. Стесин, С.П. Лопастные машины и гидродинамические передачи: Учебник для студ. вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
15. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университете

Подписано в печать 06.12.2017г.
Формат 60х84/16. Печать ризографическая.
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman».
Усл. п. л. 4,9 Уч.-изд. Л. 4,9.
Тираж 50 экз. Заказ № 910.

423810. г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kpfu@mail.ru