



ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ МОСКОВСКОЙ ОБЛАСТИ
«ПРОФЕССИОНАЛЬНЫЙ КОЛЛЕДЖ «МОСКОВИЯ»

Научно-исследовательская работа

По теме:

«Проектирование гидравлики и гидропривода системы жидкостного
охлаждения автомобильного двигателя»

Выполнил: Комаров Игорь Алексеевич

Руководитель: Григоров Геннадий Петрович

СП Ленинское

Исходные данные к работе

- | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 1. Мощность двигателя $N_{дв}$ | 100 кВт |
| Доля мощности двигателя, отбираемая на охлаждение β | 0,2 |
| 1. Температуры охлаждающей жидкости (теплоносителя): - на выходе из двигателя t_1 | 90 °С |
| 2. - на выходе из радиатора t_2 | 65°С |
| 3. Частота вращения рабочего колеса в насосе n , | 500 об/мин |
| 4. Расчетный напор насоса H_n^p | 1.5 м |
| Расчетная потеря напора в устройстве охлаждения двигателя $\Delta H_{дв}^p$ | 0.45 м |
| Расчетная потеря напора в радиаторе $\Delta H_{рад}^p$ | 0.4 м |
| 1. Диаметр (внутренний) нижнего коллектора устройства охлаждения двигателя d_1 | 35 мм |
| 9. Диаметры (внутренние) коллекторов радиатора d_2 | 45 мм |
| 10. Внутренние диаметры у всех трубопроводов гидролиний d_3 | 14 мм |
| 11. Полная длина трубопроводов участка гидролиний, первого по ходу движения от двигателя к радиатору L_1 | 0.65 м |
| 12. Полная длина трубопроводов второго участка гидролиний L_2 | 1.3 м |

Описание системы охлаждения двигателя

Система охлаждения двигателя приведена на рисунке 1 и состоит из центробежного насоса 1, устройства охлаждения двигателя 2, радиатора для охлаждения теплоносителя потоком набегающего воздуха 3, термклапана 4 и соединительных трубопроводов - гидролиний 5 и 6. Все указанные элементы системы входят в так называемый «большой» круг охлаждения. Имеется и «малый» круг охлаждения, когда теплоноситель «закольцован» непосредственно через термклапан на устройство охлаждения двигателя (в обход радиатора). Причины наличия, как «большого», так и «малого» кругов охлаждения представлены в специальных дисциплинах. Расчету в данном проекте подлежит только «большой» круг, как расчетный тракт движения охлаждающей жидкости (теплоносителя).

Устройство охлаждения двигателя состоит из «рубашки» охлаждения головки цилиндров двигателя (2а), «рубашки» охлаждения боковых стенок цилиндров двигателя (в виде вертикальных ходов цилиндрических формы, расположенных по двум сторонам двигателя) (2б) и цилиндрических коллекторов для сбора охлаждающей жидкости (2в). Представление «рубашки» охлаждения боковых стенок цилиндров в виде вертикальных ходов является условным, но достаточно близким к действительности и именно такое представление рассматриваемого элемента устройства охлаждения двигателя можно было бы использовать при проведении гидравлического расчета системы охлаждения двигателя.

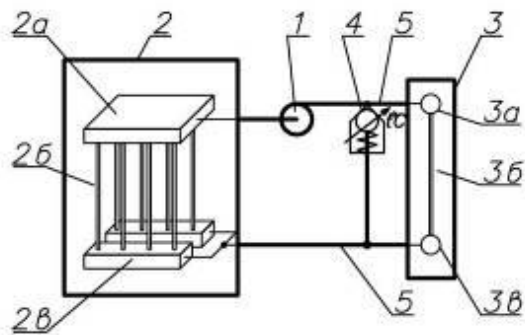


Рисунок 1. Принципиальная гидравлическая схема системы охлаждения двигателя

Радиатор 3 состоит из верхнего (3а) и нижнего (3б) коллекторов, вертикальных трубок (3в), по которым теплоноситель движется от верхнего коллектора вниз. Термоклапан (термостат) 4 является автоматическим дроссельным устройством, предназначенным для изменения направления движения теплоносителя или по «большому», или по «малому» кругам.

Теплоноситель движется по пути (по большому кругу): центробежный насос - рубашка охлаждения крышки цилиндров - 2 ряда вертикальных ходов в стенках двигателя - 2 приемных (нижних) коллектора устройства охлаждения двигателя - узел соединения двух потоков - термоклапан - верхний коллектор радиатора - трубки радиатора - нижний коллектор радиатора - вход в насос. По пути преодолевается ряд «местных» сопротивлений в виде внезапных расширений или сужений потока, поворотов на 90° , а также в виде дроссельного устройства (термоклапана).

Все гидролинии системы охлаждения двигателя изготовлены из технически гладких труб, причем внутренние диаметры труб на всем протяжении гидролиний одинаковы и равны d_3 . В задании приводятся также значения диаметров нижнего коллектора устройства охлаждения двигателя d_1 и обоих коллекторов радиатора d_2 , а также длина коллекторов радиатора $l_p=0,5$ м.

Теплоносителем в системе охлаждения двигателя принимается

охлаждающая жидкость, у которой при температуре $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$ плотность составляет $\rho = 1080\text{ кг/м}^3$, а кинематическая вязкость $\nu = 1,5 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$. Это могут быть жидкости «Антифриз», «Тосол», «Лена», «Прайд» или другие.

1. Гидравлический расчет системы охлаждения двигателя

1.1 Определение расчетного расхода теплоносителя в системе охлаждения двигателя Q_p

Вначале определяется количество теплоты, отводимое от двигателя с охлаждающим теплоносителем q_v в расчетном режиме работы:

$$= N_{дв} * \beta N_{дв} * \beta = 100 * 0.2 = 20 \text{ [кВт]} \quad (1)$$

где q - количество теплоты, отводимое от двигателя с охлаждающим теплоносителем, кВт; $N_{дв}$ и β принимаются из задания на работу.

Далее определяется Q_p , по формуле:

$$Q_p = \frac{q}{C_p * \rho_{ср} * (t_1 - t_2)} \quad Q_p = \frac{q}{C_p * \rho_{ср} * (t_1 - t_2)} = 20 / (4.2 * 991.9 * (90 - 59)) = 1.549 * 10^{-4} \text{ [м}^3 * \text{с}^{-1} \text{ м}^3 * \text{с}^{-1} \text{]}, \quad (2)$$

где $C_p = 4.2 \text{ кДж/(кг * } ^\circ\text{C)}$ $C_p = 4.2 \text{ кДж/(кг * } ^\circ\text{C)}$ - удельная теплоемкость теплоносителя при постоянном давлении;

$$\rho_{ср} \rho_{ср} = \rho_{|t=4^\circ\text{C}} + \frac{\rho_{|t=100^\circ\text{C}} - \rho_{|t=4^\circ\text{C}}}{100 - 4} * (t_{ср} - 4) = 991.9 \text{ [кг * м}^{-3}]$$
$$\rho_{|t=4^\circ\text{C}} + \frac{\rho_{|t=100^\circ\text{C}} - \rho_{|t=4^\circ\text{C}}}{100 - 4} * (t_{ср} - 4) = 991.9 \text{ [кг * м}^{-3}]$$

средняя плотность теплоносителя;

$$t_{ср} = \frac{t_1 - t_2}{2} = 74.5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{ср} = \frac{t_1 - t_2}{2} = 74.5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{- средняя температура теплоносителя;}$$

1.2 Определение скоростей движения теплоносителя

Чисел Рейнольдса и режимов движения теплоносителя скорость движения теплоносителя $V_{уч}$ определяется по формуле:

$$V_{уч} = \frac{Q}{f_{уч}}$$

Подставляя числовые данные, получаем

$$V_1 = \frac{0,7745 \cdot 10^{-4}}{1,5386 \cdot 10^{-4}} \cong 0,503 \text{ [м} \cdot \text{с}^{-1}] V_1 = \frac{0,7745 \cdot 10^{-4}}{1,5386 \cdot 10^{-4}} \cong 0,503 \text{ [м} \cdot \text{с}^{-1}] ,$$

$$V_2 = \frac{1,549 \cdot 10^{-4}}{1,5386 \cdot 10^{-4}} \cong 1,006 \text{ [м} \cdot \text{с}^{-1}] V_2 = \frac{1,549 \cdot 10^{-4}}{1,5386 \cdot 10^{-4}} \cong 1,006 \text{ [м} \cdot \text{с}^{-1}] ,$$

$$f_{yч} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$$

$$f_{yч} = \frac{3.14 \cdot 0.014^2}{4} = 1.5386 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

где V_i , Q_i , d_i - скорость движения, расход теплоносителя и диаметр канала на i -том участке гидролиний.

Число Рейнольдса на любом из участков определяется по формуле:

$$Re_i = \frac{V_i \cdot d_i}{\nu_i} Re_i = \frac{V_i \cdot d_i}{\nu_i} , \quad (3)$$

ν_i - кинематическая вязкость теплоносителя на i -том участке

$$V_{1(t=90)} = V_{|t=4^\circ\text{C}} \cdot \frac{\rho_{|t=4^\circ\text{C}}}{\rho_{|t=90^\circ\text{C}}} \cdot e^{-\gamma \cdot (t_1 - 4)}$$

$$V_{1(t=90)} = V_{|t=4^\circ\text{C}} \cdot \frac{\rho_{|t=4^\circ\text{C}}}{\rho_{|t=90^\circ\text{C}}} \cdot e^{-\gamma \cdot (t_1 - 4)} =$$

$$1.5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1080}{972.5} \cdot e^{-0.01 \cdot 86} 10^{-6} \cdot \frac{1080}{972.5} \cdot e^{-0.01 \cdot 86} = 0.705 \cdot 10^{-6} 10^{-6} ,$$

$$V_{2(t=59)} = V_{|t=4^\circ\text{C}} \cdot \frac{\rho_{|t=4^\circ\text{C}}}{\rho_{|t=59^\circ\text{C}}} \cdot e^{-\gamma \cdot (t_2 - 4)}$$

$$V_{2(t=59)} = V_{|t=4^\circ\text{C}} \cdot \frac{\rho_{|t=4^\circ\text{C}}}{\rho_{|t=59^\circ\text{C}}} \cdot e^{-\gamma \cdot (t_2 - 4)} =$$

$$1.5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1080}{1011.25} \cdot e^{-0.01 \cdot 55} 10^{-6} \cdot \frac{1080}{1011.25} \cdot e^{-0.01 \cdot 55} = 0.924 \cdot 10^{-6} 10^{-6} .$$

Учитывая полученные данные, вычисляем соответственно числа Рейнольдса для течения в:

верхнем коллекторе двигателя

$$Re_{1-1} = \frac{0.161 \cdot 0.035}{0.705 \cdot 10^{-6}} Re_{1-1} = \frac{0.161 \cdot 0.035}{0.705 \cdot 10^{-6}} = 8016 ,$$

отводящем трубопроводе

$$Re_{1-3} = \frac{1.006 \cdot 0.014}{0.705 \cdot 10^{-6}} Re_{1-3} = \frac{1.006 \cdot 0.014}{0.705 \cdot 10^{-6}} = 19990 ,$$

нижних коллекторах двигателя

$$Re_{2-2} = \frac{0.097 * 0.045}{0.924 * 10^{-6}} Re_{2-2} = \frac{0.097 * 0.045}{0.924 * 10^{-6}} = 4735,$$

подводящем трубопроводе

$$Re_{2-3} = \frac{1.006 * 0.014}{0.924 * 10^{-6}} Re_{2-3} = \frac{1.006 * 0.014}{0.924 * 10^{-6}} = 14824.$$

Таким образом, движение теплоносителя во всех элементах системы охлаждения двигателя, включая подводящий и отводящий трубопроводы, турбулентное ($Re(1-1, 1-3, 2-3) > 2300$).

1.3 Определение коэффициента трения на участках

Как уже было сказано, величина λ определяется в зависимости от режима движения жидкости. Влияние оказывают также и такие факторы, как то, гладкий (в гидравлическом понимании) или шероховатый, круглые или некруглые, протяженный или короткий (опять же в гидравлическом понимании) тот или иной трубопровод.

Выше было указано, что все гидролинии в системе охлаждения считаются изготовленными из технически гладких труб. Теперь же следует учесть, что технически гладкие трубы должны одновременно рассматриваться еще и как гидравлически гладкие, причем при любом режиме движения жидкости.

Участок гидролиний с длиной L_1 можно считать заведомо коротким, т.к. в пределах этого участка имеется на сравнительно небольшом расстоянии один от другого три местных сопротивления, в том числе поворот (изгиб) на 90° .

Участок же с длиной L_2 можно считать заведомо протяженным.

С учетом вышеизложенного, следует использовать для определения λ следующие формулы:

при турбулентном режиме движения в заведомо коротком трубопроводе:

$$\lambda_1 = 1.05 * \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re_{1-3}}} = 1.05 * \frac{0.316}{\sqrt[4]{19990}} = \lambda_1 = 1.05 * \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re_{1-3}}} = 1.05 * \frac{0.316}{\sqrt[4]{19990}} = 0.028 \quad (4)$$

при турбулентном режиме движения в заведомо протяженном трубопроводе

$$\lambda_2 = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re_{2-3}}} = \frac{0.316}{\sqrt[4]{14824}} = \lambda_2 = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re_{2-3}}} = \frac{0.316}{\sqrt[4]{14824}} = 0.029$$

(5)

1.4 Определение или выбор коэффициентов местных потерь напора

Влияние местных сопротивлений на величину потери напора определяем по формулам:

- коэффициент сопротивления ζ для резкого поворота на 90° равен $\xi_{\pi}=1$;
коэффициент сопротивления ζ для плавного поворота на 90° (в гидромагистрали имеется 1 и 5 отводов)

$$\zeta_{1\pi}\zeta_{1\pi} = (0,051+0,19(d/R)) = 5*(0,051+0,19*\frac{d_1}{4*d_1}) = 0,0985;$$

$$\zeta_{5\pi}\zeta_{5\pi} = 5*(0,051+0,19(d/R)) = 5*(0,051+0,19*\frac{d_1}{4*d_1}) = 0,4925;(6)$$

для внезапного сужения проходного сечения (сопряжения коллектора двигателя с магистральным трубопроводом)

$$\zeta_{суж1} = \left(1 - \frac{d_3^2}{d_1^2}\right) / 2 = \left(1 - \frac{14^2}{35^2}\right) / 2 = \zeta_{суж1} = \left(1 - \frac{d_3^2}{d_1^2}\right) / 2 = \left(1 - \frac{14^2}{35^2}\right) / 2 = 0.420; \quad (7)$$

для внезапного сужения проходного сечения (сопряжение радиатора с магистральным трубопроводом)

$$\zeta_{суж2} = \left(1 - \frac{\pi*d_3^2}{4*l_p*d_2}\right) / 2 = \left(1 - \frac{3.14*0.014^2}{4*0.0175}\right) / 2 =$$
$$\zeta_{суж2} = \left(1 - \frac{\pi*d_3^2}{4*l_p*d_2}\right) / 2 = \left(1 - \frac{3.14*0.014^2}{4*0.0175}\right) / 2 = 0.496; \quad (8)$$

коэффициент ξ для внезапного расширения (вход в верхний коллектор радиатора)

$$\zeta_{расш1} = \left(1 - \frac{d_3^2}{d_1^2}\right)^2 = \left(1 - \frac{14^2}{35^2}\right)^2 = \zeta_{расш1} = \left(1 - \frac{d_3^2}{d_1^2}\right)^2 = \left(1 - \frac{14^2}{35^2}\right)^2 = 0.7056; \quad (9)$$

- коэффициент ξ для внезапного расширения (вход в нижний коллектор двигателя)

$$\zeta_{\text{расш2}} = \left(1 - \frac{d_3^2}{d_2^2}\right)^2 = \left(1 - \frac{14^2}{45^2}\right)^2 = \zeta_{\text{расш2}} = \left(1 - \frac{d_3^2}{d_2^2}\right)^2 = \left(1 - \frac{14^2}{45^2}\right)^2 = 0.8158, \quad (10)$$

где f_2 площадь сечения радиатора определяется выражением $f_2 = l_p \cdot d_2 = 0.0175 [\text{м}^2] \text{м}^2$;

коэффициент ξ для узла слияния потоков от двух сторон двигателя $\xi_{\text{сл}}$ следует определить, как для, так называемого, «сложного местного сопротивления», состоящего, как бы, из двух «простых» местных сопротивлений, а именно из сопротивлений резкого поворота на 90° и резкого сужения при отношении $f_1/f_2 = 0,5$ (величина $\xi_{\text{сл}}$ для узла слияния принимается равной сумме из двух ξ для указанных «простых» местных сопротивлений), т.е. коэффициент местных потерь напора для слияния потоков с двух сторон на участке 1

$$\zeta_{\text{сл1}} = \zeta_{\text{сл1}} = 0,5(1-f_1/f_2) = 1 + 0.5 * (1-0.5) = 1.25.$$

Сумма коэффициентов местных потерь напора на участке 1:

$$\sum \zeta_1 = \zeta_{\text{сл1}} + \zeta_{1\text{п}} + \lambda_{\text{суж1}} + \zeta_{\text{расш1}} \sum \zeta_1 = \zeta_{\text{сл1}} + \zeta_{1\text{п}} + \lambda_{\text{суж1}} + \zeta_{\text{расш1}} = 0.25 + 0.4925/5 + 0.420 + 0.7056 = 2.4741. \quad (11)$$

Суммы коэффициентов местных потерь напора на участке 2:

$$\sum \zeta_2 = \zeta_{\text{сл1}} + \zeta_{5\text{п}} + \lambda_{\text{суж2}} + \zeta_{\text{ткл}} + \zeta_{\text{расш2}} \sum \zeta_2 = \zeta_{\text{сл1}} + \zeta_{5\text{п}} + \lambda_{\text{суж2}} + \zeta_{\text{ткл}} + \zeta_{\text{расш2}} = 0.25 + 0.4925 + 0.496 + 3 + 0.8158 = 6.0543, \quad (12)$$

где $\zeta_{\text{ткл}} = 3\zeta_{\text{ткл}} = 3$ - коэффициент сопротивления термклапана (термостата).

Полученные расчетные значения коэффициентов потери напора приведены в строке 11 таблицы 1.

1.5 Расчетные динамические напоры и потери напора на участках

Расчетный динамический напор $H^p_{\text{уч}}$ на любом участке гидролиний

определяется по формуле:

$$H_i^P = \frac{V_i^2}{2 \cdot g} H_i^P = \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \quad (13)$$

$$H_1^P = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = \frac{0.161^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0013 H_1^P = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = \frac{0.161^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0013 \quad [\text{М}],$$

$$H_2^P = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = \frac{0.099^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0005 H_2^P = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = \frac{0.099^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0005 \quad [\text{М}],$$

$$H_3^P = \frac{V_3^2}{2 \cdot g} = \frac{1.006^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0516 H_3^P = \frac{V_3^2}{2 \cdot g} = \frac{1.006^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0516 \quad [\text{М}],$$

где V_i - расчетная скорость теплоносителя на i -том участке, = 9.81 м/с².

Расчетная потеря напора на участке определяется по формуле, м:

$$\Delta H_i^P = \lambda_i \cdot \frac{d_3}{l_i} \cdot H_3^P + \sum \zeta_i) \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \Delta H_i^P = \lambda_i \cdot \frac{d_3}{l_i} \cdot H_3^P + \sum \zeta_i) \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \quad (14)$$

$$\Delta H_1^P = \lambda_1 \cdot \frac{d_3}{l_1} \cdot H_3^P + \sum \zeta_1) \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \Delta H_1^P = \lambda_1 \cdot \frac{d_3}{l_1} \cdot H_3^P + \sum \zeta_1) \frac{V_1^2}{2 \cdot g} =$$

$$= 0.028 \cdot \frac{0.014}{0.65} \cdot 0.0516 + 1.7685 \cdot 0.0013 = 0.0023 \quad [\text{М}];$$

$$\Delta H_2^P = \lambda_2 \cdot \frac{d_3}{l_2} \cdot H_3^P + \sum \zeta_2) \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \Delta H_2^P = \lambda_2 \cdot \frac{d_3}{l_2} \cdot H_3^P + \sum \zeta_2) \frac{V_2^2}{2 \cdot g} =$$

$$= 0.029 \cdot \frac{0.014}{1.3} \cdot 0.0516 + 6.0543 \cdot 0.0005 = 0.0030 \quad [\text{М}]$$

$$= 0.029 \cdot \frac{0.014}{1.3} \cdot 0.0516 + 6.0543 \cdot 0.0005 = 0.0030 \quad [\text{М}]$$

Общая потеря напора в гидромагистрали «большого кольца»

$$\sum \Delta H_i^P = \Delta H_1^P + \Delta H_2^P + \Delta H_{\text{дв}}^P + \Delta H_{\text{рад}}^P = 0.8553 \quad [\text{М}]$$

Таблица 1 Значения потерь напора в системе охлаждения двигателя

Параметры	Номер участка участка		
	1	2	
1	Длины участков, $L_{\text{уч}}$	0,65 (м)	1,3 (м)
2	Температуры теплоносителя на участках, t	90 t (°C)	59 t (°C)
3	Плотность теплоносителя при заданных температурах, ρ_t 972.5(кг/м ³) 991.9(кг/м ³)		
4	Расчетные расходы теплоносителя в трубопроводах на участках, $Q_{\text{уч}}^P$	$0,7745 \cdot 10^{-4} 10^{-4}$ (м ³ /с) $1.549 \cdot 10^{-4}$ 10^{-4} (м ³ /с)	
5	Расчеты площади сечений участков, $f_{\text{уч}}$	$1,5386 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$	$1,5386 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$
6	Расчетные скорости теплоносителя в, $V_{\text{уч}}$	0,503 м/с 1,006	1,006 м/с

	в трубопроводах на участках, V_i , (м/с)		
7	Кинематическая вязкость теплоносителя на участках, $\nu_{\text{вч}}$ (формула 4)	$7.05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$	$9.24 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$
8	Числа $Re_i Re_i$ на участках 19990 14824		
9	Режимы движения теплоносителя на участках	турбулентный	турбулентный
10	Коэффициенты трения $\lambda 2.8 \cdot 10^{-2} 2.9 \cdot 10^{-2}$		

11 Коэффициенты местных сопротивлений: - $\zeta_{\text{п}} \zeta_{\text{п}}$

$\lambda_{\text{суж}} \lambda_{\text{суж}}$

$\zeta_{\text{расш}} \zeta_{\text{расш}}$

$\zeta_{\text{сл}} \zeta_{\text{сл}}$

$\zeta_{\text{ткл}} \zeta_{\text{ткл}}$

.0985

.420

.7056

.250

.4925

.496

.8158

.250

3.0			
12	Суммы коэффициентов местных потерь напора	2.4741	6.0543
13	Динамические напоры в трубопроводах	0,0516(м)	0,0516(м)
14	Расчетные потери напора	0.0023(м)	0,00(м)
15	Суммарные потери напора	0,8553(м)	

2. Конструктивный расчет центробежного насоса

Предполагается, что в системе охлаждения двигателя используется одноступенчатый центробежный насос консольного типа, основные элементы которого представлены на рис.2. Здесь 1 - конфузор (всасывающий патрубок); 2 - рабочее колесо; 3 - отвод спиральный; 4 - диффузор (напорный патрубок); 5 - язык; 6 - лопатка рабочего колеса; 7 - ведущий диск; 8 - лопасть; 9 - вал; 10 - втулка рабочего колеса.

Обозначения: на чертеже в расчетах

D_2 - диаметр ведущего диска (рабочего колеса); D_2

$D_{\text{конф}}$, $d_{\text{конф}}$ - диаметры конфузора; $D_{\text{конф}}$, $d_{\text{конф}}$

D_r - диаметр горловины рабочего колеса; D_r

$d_{\text{вт}}$ - диаметр втулки рабочего колеса; $d_{\text{вт}}$

$D_{\text{отв}}$ - диаметр спирального отвода; $D_{\text{отв}}$

l_K - длина конфузора; l_D - длина диффузора; α_K - угол схождения конфузора; α_D - угол раскрытия диффузора; n - частота вращения рабочего колеса; ($\beta_{\text{гл}}$ - угол установки лопаток рабочего колеса на выходе; b_1 , b_2 - ширина рабочего колеса насоса на входе и выходе; h - высота условного выходного сечения отвода.

2.1 Определение коэффициента быстроходности и типа насоса

Коэффициент быстроходности насоса n_s , как параметр, который характеризует тип насоса по скорости вращения, определяется по формуле:

$$n_s = 3.65 * n * \frac{\sqrt{Q_p}}{(H_p^r)^{0.75}} = 3.65 * 500 * \frac{\sqrt{1.549 * 10^{-4}}}{1.5^{0.75}} = 16.76$$
$$n_s = 3.65 * n * \frac{\sqrt{Q_p}}{(H_p^r)^{0.75}} = 3.65 * 500 * \frac{\sqrt{1.549 * 10^{-4}}}{1.5^{0.75}} = 16.76 \quad (15)$$

где n - частота вращения рабочего колеса насоса, которая приводится в задании на работу, об/мин;

H_p^r - расчетный напор насоса, м, который также приводится в задании на работу; p - расчетный расход теплоносителя в системе охлаждения двигателя,

м³/с.

Тип насоса - тихоходный, т.к. коэффициент быстроходности меньше 50.

2.2 Определение наружного диаметра рабочего колеса D_2

Величина диаметра определяется по формуле

$$\begin{aligned} D_2 &= K_2 * \sqrt[3]{\frac{Q_P}{n}} D_2 = K_2 * \sqrt[3]{\frac{Q_P}{n}} = \\ &= 22.83887 * \sqrt[3]{\frac{1.549*10^{-4}}{500}} 22.83887 * \sqrt[3]{\frac{1.549*10^{-4}}{500}} = 0.154546 \text{ [м]} \\ &\cong 155 \text{ [мм]} \cong 155 \text{ [мм]} \end{aligned} \quad (16)$$

где $K_2 = 9.35/\sqrt{0.01 * n} K_2 = 9.35/\sqrt{0.01 * n} = 22,83887$;
остальные значения ранее определены.

2.3 Определение ширины рабочего колеса насоса на выходе из насоса d_2

Ширина определяется по формуле:

$$\begin{aligned} b_2 &= K_b * \sqrt[3]{\frac{Q_P}{n}} b_2 = K_b * \sqrt[3]{\frac{Q_P}{n}} = \\ &= 0.1433 * \sqrt[3]{\frac{1.549*10^{-4}}{500}} 0.1433 * \sqrt[3]{\frac{1.549*10^{-4}}{500}} = 0.00676 \text{ [м]} \\ &\cong 7 \text{ [мм]} \cong 7 \text{ [мм]} \end{aligned} \quad (17)$$

где $K_b = 0,635(n_s/100)^{5/6}$, т.к. $n_s \leq 200$

2.4 Определение приведенного диаметра входа в рабочее колесо D_1

Величина диаметра определяется по формуле

$$\begin{aligned} D_1 &= K_0 * \sqrt[3]{\frac{Q_P}{n}} D_1 = K_0 * \sqrt[3]{\frac{Q_P}{n}} = \\ &= 6 * \sqrt[3]{\frac{1.549*10^{-4}}{500}} 6 * \sqrt[3]{\frac{1.549*10^{-4}}{500}} = 0.04060 \text{ [м]} \cong 40 \text{ [мм]} \cong 40 \text{ [мм]} \end{aligned} \quad (18)$$

где значение K_0 принимается в пределах $K_0 = 4,5 \div 6,0$, принимаем $K_0 = 6,0$

2.5 Определение диаметра горловины рабочего колеса D_T

Определяется по формуле

$$D_r = \sqrt{D_1^2 + d_{\text{вТ}}^2} = \sqrt{40^2 + (0,5 * 40)^2} = 44,721 \text{ [мм]} \cong 45 \text{ [мм]},$$
$$D_r = \sqrt{D_1^2 + d_{\text{вТ}}^2} = \sqrt{40^2 + (0,5 * 40)^2} = 44,721 \text{ [мм]} \cong 45 \text{ [мм]}, \quad (19)$$

где $d_{\text{вТ}}$ - диаметр втулки рабочего колеса (рекомендуется принимать в пределах $(0,4 \div 0,5)D_1$, принимаем $d_{\text{вТ}} = 0,5D_1$).

2.6 Выбор ширины рабочего колеса напора на входе в насос b_1

Рекомендуется принимать величину b_1 из соотношения

$$b_1 = K \cdot b_2, \quad (20)$$

где $K=10 \div 20$, причем меньшее значение K следует принимать при $b_2 > 4 \text{ мм}$, а большее значение K - при $b_2 < 2 \text{ мм}$. Принимаем $K = 12$, следовательно

$$b_1 = 12 \cdot 7 = 84 \text{ [мм]}$$

2.7 Выбор углов установки лопаток рабочего колеса на выходе $\beta_{2\text{л}}$ и на входе $\beta_{1\text{л}}$.

Угол установки лопаток рабочего колеса $\beta_{2\text{л}}$ (угол между касательной к ведущему диску и касательной к направлению конца той или иной лопатки) принимается обычно в пределах $\beta_{2\text{л}} = 16 \div 40^\circ$. Лопатки чаще всего делают загнутыми концами назад по отношению к направлению вращения. Такая установка лопаток оптимальна по многим соображениям. Такую установку лопаток следует принять и в данной работе. Принимаем, $\beta_{2\text{л}} = 40^\circ$.

Угол установки лопаток на входе в рабочее колесо $\beta_{1\text{л}}$ принимается в пределах $\beta_{1\text{л}} = 14 \div 25^\circ$. Принимаем, $\beta_{1\text{л}} = 25^\circ$.

2.8 Определение количества лопаток рабочего колеса и корректировка углов установки лопаток $\beta_{2\text{л}}$ и $\beta_{1\text{л}}$

При проектировании рабочего колеса практикой выработано правило - каждая последующая лопатка должна перекрывать своим выходным концом входной конец предыдущей лопатки. Такое требование обеспечивается в том случае, если количество лопаток определено по формуле

$$Z = 6.5 * \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} * \sin \frac{\beta_{1\text{л}} + \beta_{2\text{л}}}{2} = Z = 6.5 * \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} * \sin \frac{\beta_{1\text{л}} + \beta_{2\text{л}}}{2} =$$

$$(21) \\ = 6,5 * \frac{155 + 40}{155 - 40} * \sin 32.5 = 5.922 \cong 6$$

Расчетное число лопаток попадает в рекомендованный диапазон чисел $Z = 6 \div 10$.

2.9 Конструирование спирального отвода

Конструирование для центробежных насосов спиральных отводов производится из условия пропорциональности площадей сечений углам раскрытия отвода, гидродинамическим расчетом определяются лишь размеры концевое сечения отвода.

Ширина выходного прямоугольного сечения отвода определяется по формуле

$$(22) \\ b_{\text{отв}} = b_2 + \delta_d + 2 * \delta_3 = b_{\text{отв}} = b_2 + \delta_d + 2 * \delta_3 = \\ = 7 + 2 + 3 = 12 [\text{мм}],$$

где $\delta_d = 2 \text{ мм}$, $\delta_d = 2 \text{ мм}$ - толщина ведущего диска рабочего колеса насоса (принята конструктивно),

$\delta_3 = 1.5 \text{ мм}$, $\delta_3 = 1.5 \text{ мм}$ - толщина зазора между корпусом насоса и частями (диском и лопатками) рабочего колеса (принято конструктивно).

Высота условного прямоугольного выходного сечения отвода h определяется по формуле

$$(23) \\ h = \frac{Q_P}{U_2^P * b_{\text{отв}}} h = \frac{Q_P}{U_2^P * b_{\text{отв}}} = \\ = \frac{1.549 * 10^{-4}}{4.06 * 0.012} = 0,0032 [\text{м}] \cong 3.5 [\text{мм}], \frac{1.549 * 10^{-4}}{4.06 * 0.012} = 0,0032 [\text{м}] \cong 3.5 [\text{мм}],$$

где $U_2^P = \frac{\pi * D_2 * n}{60} = \frac{3.14 * 0.155 * 500}{60} = 4.06 [\text{м} * \text{с}^{-1}]$, $\frac{\pi * D_2 * n}{60} = \frac{3.14 * 0.155 * 500}{60} = 4.06 [\text{м} * \text{с}^{-1}]$ - максимальная окружная скорость рабочего колеса насоса.

Наконец, высота сечения отвода с противоположной по отношению к сечению выхода из насоса стороны отвода определяется, как $0,5 h$, - согласно показанному выше условию пропорциональности площадей сечений отвода углу раскрытия отвода.

В таком случае:

$$D_{\text{отв}} = D_2 + 1,5h = 155 + 1,5 \cdot 3,5 = 160,25 \text{ [мм]}. \quad (24)$$

2.10 Определение размеров конфузора и диффузора насоса

Углы раскрытия диффузора α_d и схождения конфузора α_k принимаем равными 10° из рекомендуемого диапазона $8^\circ - 10^\circ$, длину диффузора l_d и конфузора l_k (рис.2) принимаем равными 0,1 м. Диаметр диффузора определяем по формулам

$$D_{\text{конф}} = D_r + 2 * \delta_3 \delta_3 = 45 + 2 * 1,5 = 48 \text{ [мм]}, \quad (25) \quad d_{\text{конф}} = d_{\text{конф}} + 2 *$$

$$l_k * \operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} = 48 + 2 * 100 * 0.0875 = 65.5 \text{ [мм]}.$$

$$l_k * \operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} = 48 + 2 * 100 * 0.0875 = 65.5 \text{ [мм]}. \quad (26)$$

2.11 Определение действительного расчетного напора, развиваемого насосом

Величина действительного расчетного напора определяется по формуле

$$\begin{aligned} (H_H^A)_P &= \eta_r * k_z * H_{T_{00}}^P = (H_H^A)_P = \eta_r * k_z * H_{T_{00}}^P = \\ &(27) \\ &= 0.9 * 0.823 * 1.677 = 1,242 \text{ [м]}, \end{aligned}$$

где $H_{T_{00}}^P$ - теоретический (без потерь) напор, создаваемый насосом в рабочем режиме работы (при бесконечно большом количестве лопаток и отсутствии гидравлических потерь в насосе), м; η_r - гидравлический К.П.Д. насоса, учитывающий гидравлические потери внутри насоса; k_z - коэффициент влияния на работу насоса количества лопаток.

Величина $H_{T_{00}}^P$ при отсутствии предварительной закрутки потока на входе в рабочее колесо насоса, что следует принять и в данной работе, определяется по формуле:

$$H_{T_{00}}^P = \frac{U_2^P}{g} \cdot \left(U_2^P - \frac{Q_P \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2л}}{\pi \cdot D_2 \cdot d_2} \right), \quad (28)$$

где U_2^P - определенная выше максимальная окружная скорость рабочего колеса насоса, а все остальные величины, входящие в формулу (28), принимаются по результатам предыдущих расчетов; $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

Подставляя числовые данные, получаем

$$H_{T\infty}^P = \frac{4.06}{9.81} * \left(4.06 - \frac{1.549 * 10^{-4} * 1.19175}{3.14 * 0.155 * 0.045} \right) = 1.67 \frac{4.06}{9.81} * \left(4.06 - \frac{1.549 * 10^{-4} * 1.19175}{3.14 * 0.155 * 0.045} \right) = 1.67_7$$

[М].

Величина k_Z определяется по формуле

$$K_Z = \frac{1}{1 + \frac{2 * \sin \beta_{л2}}{Z * (1 - \frac{D_1^2}{D_2^2})}} K_Z = \frac{1}{1 + \frac{2 * \sin \beta_{л2}}{Z * (1 - \frac{D_1^2}{D_2^2})}} \quad (29)$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{2 * \sin 40^\circ}{6 * (1 - \frac{40^2}{155^2})}} = 0.823, \frac{1}{1 + \frac{2 * \sin 40^\circ}{6 * (1 - \frac{40^2}{155^2})}} = 0.823,$$

где Z - принятое число лопаток $Z = 6$;

$$\beta_{2л} = 40^\circ.$$

Расчетный напор насоса (заданный) $H_H^P = 1.5$ м.

Гидравлический К.П.Д. центробежных насосов принимается обычно в пределах $\eta_r = 0,8 \div 0,9$. Принимаем $\eta_r = 0,9$

Проектируемый насос должен обеспечивать такой действительный напор $(H_H^D)_p$, который требуется по результатам гидравлического расчета тракта охлаждения H_H^P , т.е. чтобы выполнялось условие $(H_H^D)_p = H_H^P$.

Рассчитанная величина $(H_H^D)_p = 1.242$ м $(H_H^D)_p = 1.242$ м $< H_H^P = 1.5$ м = 1.5 м,

т.е. условие не выполняется. Корректирование диаметра рабочего колеса в

сторону его увеличения, например, до величины 170 мм, приводит к

увеличению окружной скорости $(U_2^P = 4,45 \text{ м} * \text{с}^{-1}) \text{с}^{-1}$

и $(H_H^D)_p = 1.494$ м $(H_H^D)_p = 1.494$ м, что практически обеспечивает выполнение

$$(H_H^D)_{P|D_2^P=170 \text{ мм}} = 1.494 \text{ м} \cong (H_H^D)_{P|D_2^P=170 \text{ мм}} = 1.494 \text{ м} \cong H_H^P = 1.5 \text{ м} = 1.5 \text{ м}.$$

3. Определение мощности и к.п.д. насоса

3.1 Гидравлическая (полезная) мощность насоса

Определяется по формуле

$$\begin{aligned} N_r^P &= Q_P * (H_H^D)_P * \rho * g N_r^P = Q_P * (H_H^D)_P * \rho * g = (30) \\ &= 1.549 * 10^{-4} * 1.494 * 991.9 * 9.81 = 2.25 \\ &= 1.549 * 10^{-4} * 1.494 * 991.9 * 9.81 = 2.25 \text{ [Н*м*с}^{-1}\text{с}^{-1}] \end{aligned}$$

где ρ - плотность жидкости, протекающей через насос ($\rho = \rho_{\text{ср}}$, кг/м³).

3.2 Полный К.П.Д. насоса

Определяется по формуле

$$\eta_H^P = \eta_0 * \eta_H^P * \eta_m \eta_H^P = \eta_0 * \eta_H^P * \eta_m = 0.95 * 0.9 * 0.97 = 0.8294, \quad (31)$$

где η_0 - объемный к.п.д. насоса, учитывающий утечки жидкости через различные неплотности в насосе; обычно $\eta_0 = 0,95 \div 0,96$ (η_0 не зависит от режима работы насоса);

η_r^P - уже отмеченный выше гидравлический к.п.д., учитывающий потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе и отвода; обычно, как уже было сказано выше, $\eta_r^P = 0,85 \div 0,9$ (η_r^P зависит от режима работы насоса);

$\eta_{\text{мех}}$ - механический к.п.д., учитывающий потери на трение в насосе, в том числе на трение жидкости о стенки колес и стенки насоса; обычно $\eta_{\text{мех}} = 0,97 \div 0,98$ ($\eta_{\text{мех}}$ не зависит от режима работы насоса).

Расчет ведем по минимальным значениям, фактические значения с отклонениями в плюс будут повышать коэффициент запаса мощности.

3.3 Потребляемая мощность насоса

Необходимая мощность определяется по формуле

$$N^P = \frac{N_r^P}{\eta_H^P} = \frac{2.25}{0.8294} = 2.713 \text{ [Вт]} N^P = \frac{N_r^P}{\eta_H^P} = \frac{2.25}{0.8294} = 2.713 \text{ [Вт]}$$

(32)

где η_H^P - полный к.п.д. насоса.

3.4 Расчетная мощность двигателя для насоса

определяется по формуле

$$N_{дв} = K * N^P = 1.1 * 2.7 \cong 3 \text{ [Вт]} \quad N_{дв} = K * N^P = 1.1 * 2.7 \cong 3 \text{ [Вт]} \quad (33)$$

где $k = 1,1$ - коэффициент запаса, учитывающий потери в передаче энергии от двигателя к насосу, т.е. это мощность, отбираемой от двигателя автомобиля для привода насоса.

4. Расчет теоретической характеристики насоса

Общие положения.

Теоретической характеристикой насоса называют зависимость действительного напора насоса H_n^d , а так же его гидравлической мощности N_T и К.П.Д. η_H от подачи насоса, т.е. от расхода жидкости на выходе из насоса Q . Причем при той или иной (в данном случае при заданной) частоте вращения рабочего колеса насоса n_p . Принимается в данном случае еще и условие отсутствия закрутки потока на входе в насос.

Следует учесть, что все отмеченные величины, т.е. H_n^d , N_T , η_H , Q , кроме $n=n_p$, относятся к произвольному режиму работы насоса, что как раз и составляет сущность любой характеристики.

Характеристика насоса имеет аналитическое выражение, но может быть представлена в графической форме. В данном случае ставится задача построения характеристики в графической форме, причем с использованием строгих масштабов для H_n^d , N_T , η_H и Q (рисунок 3).

4.1 Теоретическая характеристика насоса по напорам

Эта часть теоретической характеристики состоит из трех графиков и, соответственно, строится в три этапа.

4.1.1 Строим график $H_{T\infty} = f(Q)$

Аналитической основой для построения этого графика является формула (28), из которой видно, что величина $H_{T\infty}$ снижается пропорционально увеличению Q , причем график зависимости $H_{T\infty}$ от Q является прямолинейным. Такой график может быть построен по двум точкам, из которых первая соответствует уже известным значениям $Q = Q_p$ и $H_{T\infty} = H_{T\infty}^p$, а вторая соответствует значениям $Q = 0$ и $H_{T\infty}$.

$$H_{Tmax}(Q = 0) = 2.019 \text{ [м]}$$

$$H_{Tmax}(Q = 1.549 * 10^{-4}) = 1.677 \text{ [м]}$$

$$H_{Tmax}(Q = 1.549 * 10^{-4}) = 1.677 \text{ [м]}$$

Величина $U_2 = U_2^p = \text{const}$ известна из предыдущих расчетов, причем постоянной эта величина является по той причине, что $n_p = n = \text{const}$.

4.1.2 Строим график $N_T = f(Q)$

Этот график отличается от графика $H_{T\infty} = f(Q)$ тем, что в нем учитывается

влияние конечного числа лопаток рабочего колеса. Значения H_T на графике $H_T = f(Q)$ получаются умножением значений $H_{T\infty}$ на коэффициент $k_z < 1$, который, согласно формуле 26, не зависит от Q_p . График $H_T = f(Q)$ может быть построен только по одной точке с координатами Q_p и H_T^P ,

$$\text{где } H_T^P = H_{Tmax}^P * K_z = 2.019 * 0.823 = 1.661$$

$$H_T^P = H_{Tmax}^P * K_z = 2.019 * 0.823 = 1.661.$$

После нанесения этой одной точки график $H_T = f(Q)$ проводится параллельно графику $H_{T\infty} = f(Q)$.

4.1.3 Строим график $H_H^D = f(Q)$

Аналитической основой для построения этого графика служит формула (27), в которой величина η_r зависит от Q . Построение графика $H_H^D = f(Q)$ состоит в нанесении вниз от любой из точек графика $H_T = f(Q)$ в масштабе для напоров значений гидравлических потерь напора в насосе ΔH_r . Величины ΔH_r рассчитываются по формуле

$$\Delta H_r = A * Q^2 = 1078.0 \Delta H_r = A * Q^2 = 1078.0 * 1.549 * 10^{-4} = 10^{-4} = 0.166 \quad (34)$$

где A - коэффициент пропорциональности, не зависящий от режима работы насоса, т.е. A не зависит от Q .

Независимость A от Q позволяет определить значение A при расчетных значениях $Q = Q_p$ и $\Delta H_r = \Delta H_r^P$ по формуле

$$\frac{\Delta H_r^P}{Q_p^2} = \frac{0.166}{1.549 * 10^{-4}} = 1078.0 \frac{\Delta H_r^P}{Q_p^2} = \frac{0.166}{1.549 * 10^{-4}} = 1078.0 \quad (35)$$

При этом величина ΔH_r^P определяется по формуле:

$$\Delta H_r^P = H_T^P * (1 - 0.9) = 1.661 * 0.1 = 0.166$$

$$\Delta H_r^P = H_T^P * (1 - 0.9) = 1.661 * 0.1 = 0.166 \quad (36)$$

4.2 Теоретическая характеристика насоса по гидравлической мощности

Аналитической основой для построения такой характеристики является формула (30). Используется уже построенная характеристика насоса по напорам $H_H^D = f(Q)$, из которой принимаются при различных значениях Q значения H_H^D . Причем в формулу (30) вместо Q_p и $(H_H^D)_p$ подставляются принимаемые

значения Q и H_H^D .

В результате получается ряд значений N_r (при разных значениях Q), в том числе ранее рассчитанное значение N_r в расчетном режиме работы насоса ($N_r = N_r^p$).

График зависимости N_r от Q имеет вид квадратичной параболы, поскольку величина N_r через величину ΔH_r в составе H_H^D оказывается зависящей от Q^2 . Причем при $Q = 0$ величина $N_r = 0$.

4.3 Теоретическая характеристика насоса по К.П.Д.

Основой для получения зависимости η_H от Q являются:

ранее построенный график $H_r = f(Q)$;

полученные ранее при разных значениях Q значения ΔH_r , в том числе значения $\Delta H_r = 0$ при $Q = 0$ и $\Delta H_r = \Delta H_r^p$ при $Q = Q_p$ (формула 35);

- формула (32), в которой все входящие в нее величины используются в этом случае без индекса, причем формула представляется в следующем виде:

$$\eta_H = N_r / N = 1 \quad (37)$$

где N - потребляемая при разных значениях Q потребляемая мощность насоса, Вт;

Построение искомой характеристики $\eta_H = f(Q)$ производится в три этапа.

На первом этапе рассчитываются при разных значениях Q , включая $Q = Q_p$ и $Q = 0$, добавки к соответствующим величинам N_r :

- добавки, которые учитывают механические потери мощности в насосе, не зависят от режима работы насоса и потому рассчитываются по формуле

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{мех}} &= \Delta N_{\text{мех}}^p = N_r^p * (1 - \eta_{\text{мех}}) = 2.25 * (1 - 0.97) = 0.0675 \\ \Delta N_{\text{мех}} &= \Delta N_{\text{мех}}^p = N_r^p * (1 - \eta_{\text{мех}}) = 2.25 * (1 - 0.97) = 0.0675 \quad (38) \end{aligned}$$

где $\eta_{\text{мех}}$ - принимается из расчета по разделу 3.2.;

добавки, которые учитывают объемные потери мощности в насосе, опять же не зависят от Q и потому рассчитываются по формуле

		мощно сть с потеря миГидр авл. мощно сть с утечка миКПД							
0	0,00	0.00	1.57	1.29	1.30	0.00	0.13	0.17	0.000
1	0,20	0.31	1.55	1.28	1.28	0.52	0.68	0.41	0.671
3	0,60	0.93	1.50	1.25	1.22	1.48	1.66	1.36	0.837
4	1,00	1,549	1,494	1,23	1,12	2,25	2,63	2,71	0,8294
5	1,40	2.17	1.46	1.21	0.97	2.75	3.55	3.24	0.757
6	1,60	2.48	1.45	1.19	0.88	2.86	3.99	3.57	0.702
7	2,00	3.10	1.42	1.17	0.68	2.75	4.87	4.08	0.558
8	2,20	3.41	1.40	1.16	0.56	2.51	5.29	5,31	0.471
9	2,40	3.72	1.39	1.14	0.44	2.13	5.70	5.72	0.247
10	2,80	4.34	1.36	1.13	0.16	0.88	6.48	6.51	0.132

Библиографический список

1. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Учебн. пособие для машиностроительных вузов/ Бутаев Д.А., Калмыкова З.А., Подвидз Л.Г. и др.; Под ред. И.И. Кукалевского - 5-е изд. стереотипное. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2021г. - 448 с.
2. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Основа механики жидкости и газа. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: МГИУ, 2020. - 192 с.
3. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу./Под ред. Б.Б. Некрасова. - М.: Высшая школа, 1989. - 192 с.
4. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
5. Маковозов М.И.. Гидравлика и гидравлические машины. - М.: Машгиз, 1962 -427с.
6. Стесин СП., Яковенко Е.А.. Лопастные машины и гидродинамические передачи. - М.: Машиностроение, 1990. - 240 с.
7. Юфин А.П.. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. - М.: Высшая школа, 1965. - 427 с.
8. Идельчик И.Е.. Справочное пособие по гидравлическим сопротивлениям. -М.: Машиностроение, 1975. - 559 с.
9. Ломакин А.А.. Центробежные и осевые насосы. - Л.: Машиностроение, 1966. - 364с.