

МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР
ХАРЬКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. В.И. ЛЕНИНА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ РАЗДЕЛА ДИЛОМНОГО ПРОЕКТА
"РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ СИСТЕМ УСТАНОВОК С ДВС"

ХАРЬКОВ 1987

Утверждено редакционно-издательским советом института,
протокол № 1 от 09.04.86.

Методические указания к выполнению раздела дипломного проекта
"Расчет основных систем установок с ДВС" для студентов дневного
и вечернего обучения специальности 0523 "Двигатели внутреннего
сгорания" / Сост. Р.В.Казачков. - Харьков: ХПИ, 1987. - 28 с.

Кафедра двигателей внутреннего горения

Рецензент В.Ф.Шпак, доц., канд. техн. наук

Ответственный за выпуск Г.Л.Кож

Редактор В.С.Буланников

Технический редактор Т.Ф.Рыжикова

Корректор Л.Г.Брежнева

Подп. к печ. 19.01.87. Изд. № 4. Формат 60x84¹/16. Бумага тип.
Печать офсетная. Усл.печ.л. 1,7. Уч.-изд.л. 1,25. Тираж 200.
Зак. № 4. План 1987, поз.81. Бесплатно.

ХПИ. ЗІ0002, Харьков, ул.Фрунзе, 21.

Харьковский филиал Межвузовского полиграфического предприятия.
ЗІ0093, Харьков, ул.Свердлова, 115.

При выполнении раздела дипломного проекта "Расчет основных систем установок с ДВС" важно правильно выбрать основные параметры системы смазки и системы охлаждения, рассчитать агрегаты, входящие в эти системы. Данные методические указания предназначены для оказания помощи студентам в решении этих вопросов.

Методические указания позволяют выбрать исходные данные и выполнить расчеты по современным методикам масляных насосов, масляных центрифуг, масляных охладителей, насосов системы охлаждения, радиаторов и вентиляторов системы охлаждения.

I. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ СМАЗКИ [1,2]

I.I. Определение основных параметров системы

Основные параметры системы смазки:

циркуляционный расход масла в системе смазки;

давление масла на входе в двигатель;

объем масла в системе смазки.

Циркуляционный расход масла в системе смазки G_M определяется количеством тепла, отведенного маслом от деталей двигателя, q и перепадами температуры масла ΔT на выходе из двигателя и на входе в него, кг/ч:

$$G_M = \xi N_e q / \Delta T C_M, \quad (I)$$

где ξ - коэффициент запаса, учитывающий перегрузки двигателя и увеличение зазоров в подшипниках при изнашивании, равный 1,5 - 3,5;

q - удельное количество тепла, отведенного маслом, кДж/(кВт·ч);

N_e - номинальная эффективная мощность двигателя, кВт.

ΔT - перепад температуры масла на выходе из двигателя и на входе в него (для судовых и тепловозных дизелей

$\Delta T = 5-15$ К; для автомобильных и тракторных с водомасляными холодильниками $\Delta T = 20-25$ К, а с воздуходо-масляными холодильниками $\Delta T = 5-8$ К);

C_M - теплоемкость масла, принимаемая равной 1,7-2,1 кДж/(кг·К).

У двигателей без охлаждения поршней количество тепла, отведенного маслом, составляет 1,2-4,5 % тепла сгорания израсходованного двигателем топлива. Для карбюраторных и газовых двигателей $q = 170-290 \text{ кДж/(кВт·ч)}$, а для дизелей $q = 230 - 520 \text{ кДж/(кВт·ч)}$.

У двигателей с охлаждением поршней маслом $q = 450 - 570 \text{ кДж/(кВт·ч)}$.

Удельные циркуляционные расходы масла для двигателей без охлаждения поршней маслом составляют, л/кВт·ч:

для карбюраторных и газовых двигателей - 14-50;

тихоходных дизелей - 7-19;

быстроходных форсированных дизелей - 16-65,

а для дизелей с охлаждением поршней маслом - 27-68.

Давление масла на входе в двигатель p_M (МПа) для обеспечения циркуляционного расхода составляет:

для тихоходных двигателей - 0,08-0,18;

быстроходных двигателей - 0,2-0,5;

быстроходных форсированных двигателей - 0,6-1,5.

Объем масла в системе смазки для уменьшения массы установки с двигателем должен быть по возможности малым, но достаточным для заполнения всей системы и компенсации угаров масла между заправками, который у современных двигателей в зависимости от их износа составляет 0,2-9 % расхода топлива.

Удельные объемы масла, заливаемого в смазочную систему с мокрым картером составляют, л/кВт:

для автомобильных карбюраторных двигателей - 0,03-0,15;

тракторных карбюраторных двигателей - 0,34-0,48;

быстроходных дизелей - 0,07-0,21.

I.2. Расчет масляных насосов

В системах смазки двигателей внутреннего сгорания в качестве нагнетающих и откачивающих масляных насосов применяют главным образом объемные шестеренчатые насосы, отличающиеся надежностью, способностью создавать большие давления, простотой конструкции и малой стоимостью.

К недостаткам шестеренчатых насосов следует отнести значительное уменьшение коэффициента подачи при большой частоте вращения зубчатых колес n_H (поэтому она должна быть не более

3000 об/мин) и динамические нагрузки на привод насоса вследствие пульсирующей подачи масла.

Зубчатые колеса изготавливают из чугунов и сталей. Модуль зубчатых колес выбирают в пределах 2-5 мм для насосов быстроходных дизелей и до 8-10 мм для насосов малооборотных двигателей. Для уменьшения размеров и массы насосов число зубьев должно быть минимальным (6-15), так как при малом числе зубьев относительный объем впадин между ними получается большим.

Сечение входных и выходных патрубков определяют по допускаемым скоростям масла, составляющим для входных патрубков 0,3 - 0,6 м/с, для выходных 0,8 - 1,5 м/с. В особо форсированных быстроходных двигателях эти скорости повышенны соответственно до 3 и до 4 м/с.

Основные данные шестеренчатых насосов некоторых отечественных двигателей приведены в табл. I [2].

Т а б л и ц а I

Показатель	Марка двигателя			
	МеМЗ-965	ЗИЛ-120	СМД-14	ЯМЗ-240
Производительность, $\text{м}^3/\text{с}$	$0,11 \cdot 10^{-3}$	$0,71 \cdot 10^{-3}$	$0,83 \cdot 10^{-3}$	$0,42 \cdot 10^{-3}$
Частота вращения n_H , мин^{-1}	2000	1600	1440	2940
Давление масла, МПа	0,4	0,35	0,25	0,6
Внешний диаметр шестерни, мм	29	43,4	59,4	42,5
Высота зуба, мм	5	10	8,5	10
Длина зуба, мм	30	38	36	40
Число зубьев	7	7	12	8

Расчет нагнетательных шестеренчатых масляных насосов сводится к определению размеров шестерен, обеспечивающих необходимый циркуляционный расход масла в системе смазки G_p .

Циркуляционный расход масла ($\text{м}^3/\text{с}$), который должен обеспечить шестеренчатый масляный насос:

$$V_M = G_M / (\rho_M \cdot 3600), \quad (2)$$

где G_M - циркуляционный расход масла в системе смазки по (1),
кг/ч;

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ - плотность масла;}$$

ΔT - температура подогрева масла в двигателе, К.

В связи с утечками масла через торцовые и радиальные зазоры насоса расчетную производительность его определяют с учетом объемного коэффициента подачи γ_H ($\text{м}^3/\text{с}$):

$$V_p = V_M / \gamma_H, \quad (3)$$

где γ_H - находится в пределах 0,6-0,8.

При высоте зуба h , равной двум модулям m , и диаметре начальной окружности шестерни $D_0 = z m$ расчетная производительность насоса составит:

$$V_p = 2\pi z m^2 \delta n_H / 60, \quad (4)$$

где Z - число зубьев шестерни;

δ - длина зуба, м;

n_H - частота вращения зубчатых колес, мин^{-1} :

$$n_H = U_H 60 / (\pi D), \quad (5)$$

где U_H - окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре, м/с;

$D = m(z+2)$ - диаметр внешней окружности шестерни, м.

Окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре не должна превышать 8-10 м/с, так как при больших значениях коэффициент подачи насоса значительно уменьшается.

Зная V_p и задавшись значениями m , Z и U_H , из уравнения (4) определяют длину зуба, м:

$$\delta = 60 V_p / (2\pi m^2 z n_H). \quad (6)$$

При расчете откачиваемых масляных насосов V_p , определенные по (4), увеличивают в 1,5-2 раза, так как эти насосы откачивают вспененное масло.

Определим основные размеры шестерен нагнетательного масляно-

то насоса масляной системы быстроходного тракторного дизеля мощностью $N_e = 150$ кВт.

Циркуляционный расход масла в системе смазки рассчитывают по (1):

$$G_M = \xi N_e q / \Delta T C_M = 2 \cdot 150 \cdot 360 / 20 \cdot 2 = 2700 \text{ кг/ч};$$

где $\xi = 2$;

$$N_e = 150 \text{ кВт};$$

$$q = 360 \text{ кДж/(кВт·ч)};$$

$$\Delta T = 20 \text{ К};$$

$$C_M = 2 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Расчетную производительность масляного насоса определяют по (3):

$$V_p = V_M / \eta_H = 0,833 \cdot 10^{-3} / 0,7 = 1,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

где V_M по (2):

$$V_M = G_M / (\rho_M \cdot 3600) = 2700 / 900 \cdot 3600 = 0,833 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3;$$

$$\eta_H = 0,7.$$

Задаемся $m = 5 \text{ мм}$; $z = 8$; $U_H = 7,5 \text{ м/с}$ и определим n_H по (5):

$$n_H = U_H 60 / (z D) = 7,5 \cdot 60 / (3,14 \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 2865 \text{ мин}^{-1} < 3000 \text{ мин}^{-1},$$

где $D = m(z+2) = 5 \cdot 10^{-3} (8 + 2) = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$

Длину зуба рассчитывают по (6):

$$b = \frac{60 V_p}{2 \pi m^2 z n_H} = \frac{60 \cdot 1,19 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 8 \cdot 2865} = 19,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод масляного насоса, составит:

$$N_H = V_p \rho_M / (2 M_H \cdot 10^3), \quad (7)$$

где V_p - расчетная производительность масляного насоса по (3), $\text{м}^3/\text{с}$;

P_M - давление масла на входе в двигатель, Па;

$\zeta_{MH} = 0,85-0,9$ - механический КПД масляного насоса (множитель 10^3 - для перевода Вт в кВт).

Определим мощность, затрачиваемую на привод масляного насоса быстроходного тракторного дизеля мощностью $N_e = 150 \text{ кВт}$, при давлении масла на входе в двигатель $P_M = 0,5 \text{ МПа}$, $\zeta_{MH} = 0,85$ и расчетной производительности масляного насоса $V_p = 1,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса, определяется по (7):

$$N_H = V_p \cdot P_M / (\zeta_{MH} \cdot 10^3) = 1,19 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 10^6 / (0,85 \cdot 10^3) = 0,78 \text{ кВт.}$$

что составляет 0,48 % от N_e .

1.3. Расчет масляной центрифуги

Расчет масляной центрифуги (рис. I), представляющий собой центробежный фильтр очистки масла от механических примесей, заключается в определении необходимого давления масла на входе в центрифугу P_C и частоты вращения ее ротора n_C . В современных

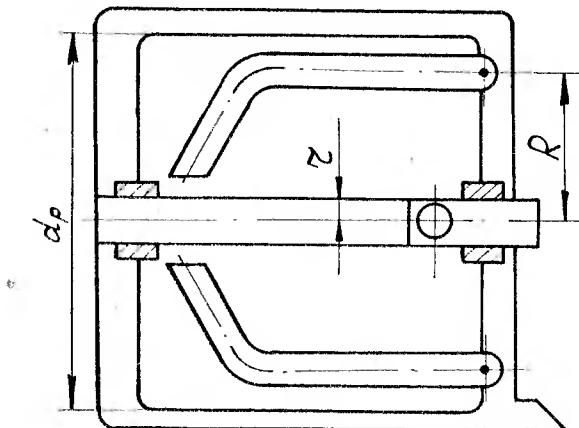


Рис. I. Схема центрифуги

центрифугах подача масла под давлением 0,25–0,8 МПа обеспечивает $n_4 = 5000$ – 8000 мин^{-1} .

Реактивная сила струи масла, вытекающая из одного сопла при установленном режиме вращения ротора, определяется на основании теоремы импульсов сил, H :

$$P = \frac{\rho_M V_4}{2} \left(\frac{V_4}{2\epsilon F_c} - \frac{\pi n_4 R}{30} \right), \quad (8)$$

где ρ_M – плотность масла, $\text{кг}/\text{м}^3$;

V_4 – расход масла через сопло центрифуги, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\epsilon = 0,9$ – $1,1$ – коэффициент сжатия струи масла, вытекающего из сопла;

F_c – площадь отверстия сопла, м^2 ;

n_4 – частота вращения ротора, мин^{-1} ;

R – расстояние от оси сопла до оси вращения ротора, м .

Крутящий момент, создаваемый двумя соплами, рассчитывают по формуле, Н·м:

$$M_{kp} = 2PR. \quad (9)$$

При установленном вращении ротора M_{kp} уравновешивается моментом сопротивления:

$$M_{kp} = M_c. \quad (10)$$

Величина M_c зависит в основном от силы трения в подшипниках и от частоты вращения ротора:

$$M_c = a + b n, \quad (11)$$

где $a = (0,5–2) \cdot 10^{-3}$ – момент сопротивления в начале вращения ротора, Н·м;

$b = (3–10) \cdot 10^{-6}$ – скорость нарастания момента сопротивления, ($\text{Н}\cdot\text{м}$)/(об/мин).

Из уравнения (10) можно определить зависимость частоты вращения ротора от основных конструктивных и гидравлических параметров центрифуги:

$$n_4 = \frac{\rho_M V_4^2 R / (2\epsilon F_c) - a}{b + \pi \rho_M V_4 R^2 / 30}. \quad (12)$$

Расход масла через два сопла рассчитывают по формуле, м³/с:

$$V_4 = 2\mu F_c \sqrt{2P_c/\rho_M}, \quad (13)$$

где μ = 0,78-0,86 - коэффициент расхода масла через сопло;

F_c - площадь сопла, м²;

P_c - давление масла перед соплом, Па;

ρ_M - плотность масла, кг/м³.

Давление масла перед соплом рассчитывают по формуле

$$P_c = P_4 (1 - \psi) + \frac{\rho_M}{2} \left(\frac{\pi n_4}{30} \right)^2 (R^2 - r^2), \quad (14)$$

где P_4 - давление масла на входе в центрифугу, Па;

ψ - коэффициент гидравлических потерь (для полнопоточных центрифуг $\psi = 0,2-0,5$, а для неполнопоточных $\psi = 0,1-0,2$);

r - радиус оси ротора, м.

Из уравнения (14) определяют:

$$P_4 = \rho_M \left[\frac{V_4^2 - 4(\pi n_4 / 30)^2 (R^2 - r^2) \mu^2 F_c^2}{8\mu^2 F_c^2 (1 - \psi)} \right]. \quad (15)$$

Основные данные масляных центрифуг некоторых отечественных двигателей приведены в табл. 2 [2].

Таблица 2

Показатели	Марка двигателя			
	ЗИЛ-130	Д-20	СМД-14	ЯМЗ-240
Расход масла V_4 , м ³ /с	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$0,17 \cdot 10^{-3}$
Частота вращения n_4 , мин ⁻¹	5000	6000	6000	6000
Диаметр ротора d_p , мм	105	110	110	115
Радиус оси r , мм	7,6	8,4	8,4	8
Радиус установки сопла R , мм	28	35	38	40

Рассчитаем двухсопловую неполнопоточную масляную центрифугу, выполняющую функцию фильтра тонкой очистки масла в быстроходном тракторном дизеле мощностью $N_d = 150$ кВт.

Циркуляционный расход масла в масляной системе составит (см.с. 7):

$$V_M = 0,833 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{o.}$$

Неполнопоточность центрифуги принимается равной 20 %.

Расход масла через сопло центрифуги составит:

$$V_4 = 0,2 V_M = 0,2 \cdot 0,833 \cdot 10^{-3} = 1,666 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{o.}$$

Шлакость масла взьемем $\rho_M = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$; коэффициент сжатия струи масла - $\epsilon = 1,0$; расстояние от оси сопла до оси вращения ротора - $R = 40 \text{ мм}$; момент сопротивления в начале вращения ротора - $a = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}$; скорость нарастания момента сопротивления - $b = 6 \cdot 10^{-6} (\text{Н}\cdot\text{м})/(\text{об}/\text{мин})$; диаметр стверстия сопла - $d_c = 2 \text{ мм}$.

Шлощадь отверстия сопла составит:

$$F_c = \pi d_c^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,002^2 / 4 = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Частота вращения ротора центрифуги в минуту будет:

$$\frac{\rho_M V_4^2 R}{2 \epsilon F_c} - a = \frac{900 (1,666 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 0,04}{2 \cdot 0,9 \cdot 3,14 \cdot 10^{-6}} - 1 \cdot 10^{-3} = 5650 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\frac{n_4}{\beta + \frac{\pi \rho_M V_4 R^2}{30}} = \frac{6 \cdot 10^{-6} \cdot 3,14 \cdot 900 \cdot 1,666 \cdot 10^{-4} \cdot 0,04^2}{30}$$

Радиус оси ротора берем $z = 8 \text{ мм}$; коэффициент расхода масла через сопло - $\mu = 0,82$; коэффициент гидравлических потерь - $\psi = 0,15$.

Давление масла перед центрифугой составит:

$$P_4 = \rho_M \left[\frac{V_4^2 - 4 \left(\pi n_4 / 30 \right)^2 (R^2 - z^2) \mu^2 F_c^2}{8 \mu^2 F_c^2 (1 - \psi)} \right] =$$

$$= 900 \frac{(1,666 \cdot 10^{-4})^2 - 4(3,14 \cdot 5650/30)^2 (0,04^2 - 0,008^2) 0,82^2 (3,14 \cdot 10^{-6})^2}{8 \cdot 0,82^2 (3,14 \cdot 10^{-6})^2 (1-0,15)} = \\ = 0,27 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,27 \text{ МПа.}$$

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод центрифуги, составит:

$$N_4 = \frac{\pi \rho_M V_4 R n_4}{30 \cdot 10^3} \left(\frac{V_4}{2 \varepsilon F_c} - \frac{\pi n_4 R}{30} \right). \quad (16)$$

Определим мощность, затрачиваемую на привод неполнопоточной масляной центрифуги, выполняющей функцию фильтра тонкой очистки масла в быстроходном тракторном дизеле мощностью $N_e = 150 \text{ кВт}$. Расход масла через сопла центрифуги составит:

$$V_4 = 1,666 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Другие значения возьмем $\rho_M = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$, $R = 40 \text{ мм}$, $n_4 = 5650 \text{ мин}^{-1}$, $\varepsilon = 1,0$, $F_c = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Мощность, затрачиваемая на привод центрифуги,

$$N_4 = \frac{\pi \rho_M V_4 R n_4}{30 \cdot 10^3} \left(\frac{V_4}{2 \varepsilon F_c} - \frac{\pi n_4 R}{30} \right) = \\ = \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 1,666 \cdot 10^{-4} \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 5650}{30 \cdot 10^3} \left(\frac{1,666 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 10^{-6}} - \frac{3,14 \cdot 5650 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{30} \right) = \\ = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кВт}, \text{ что составляет } 6,8 \cdot 10^{-6} \% \text{ от } N_e.$$

I.4. Расчет масляных охладителей

Для охлаждения масла в двигателях внутреннего горения применяют в основном два типа охладителей – водомасляные теплообменники и воздушно-масляные радиаторы.

На судовых двигателях в качестве охладителей масла используются только водомасляные теплообменники. Водомасляные теплообменники в настоящее время применяют и в дизелях автотракторного типа большой мощности, так как они отличаются простотой, компактностью,

хорошо компонуются на двигателях, надежны в эксплуатации, легко ремонтируются и имеют по сравнению с воздушно-масляными радиаторами меньшие размеры и массу.

Расчет водомасляного теплообменника сводится к определению площади его поверхности охлаждения.

Площадь поверхности охлаждения F_M (м^2) определяют по формуле

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M (\Gamma_{M\text{ср}} - \Gamma_{B\text{ср}})}, \quad (17)$$

где Q_M – количество тепла, отводимого маслом от двигателя, Дж/с :

$$Q_M = C_M \rho_M V_M (\Gamma_{M\text{вых}} - \Gamma_{M\text{вх}}) \cdot 10^3, \quad (18)$$

здесь $C_M = 2,1 \text{ кДж/(кг·К)}$ – средняя теплоемкость масла;

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ – плотность масла;

V_M – циркуляционный расход масла, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\Gamma_{M\text{вх}}$, $\Gamma_{M\text{вых}}$ – температура масла на входе в теплообменник и на выходе из него, К ($\Gamma_{M\text{вых}} - \Gamma_{M\text{вх}} = 10-15 \text{ К}$);

K_M – коэффициент теплопередачи от масла к воде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$K_M = \frac{1}{1/d_1 + \delta/\lambda + 1/d_2}, \quad (19)$$

в которой d_1 , d_2 – коэффициенты теплопередачи от масла к стенке теплообменника и от стенки к воде соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

δ – толщина стенки теплообменника, м;

λ – коэффициент теплопроводности стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Величина d_1 зависит в основном от скорости движения масла. Для прямых гладких трубок при скорости масла 0,1–0,5 м/с

$d_1 = 100-500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; при наличии завихрителей в трубках и скорости движения масла 0,5–1 м/с коэффициент $d_1 = 800 - 1400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Величина λ зависит от материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$:

для латунных и алюминиевых сплавов – 8–125;

для нержавеющей стали – 10–20.

Величина d_2 изменяется в пределах 2300–4100 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Полный коэффициент теплопередачи от масла к воде k_M со-
ставит:

- для прямых гладких трубок = 115-350;
- для трубок с завихрителями = 815-1160.

Средняя температура масла в теплообменнике:

$$T_{Mcp} = T_{Mbx} + T_{Mbx}/2 = 348-363 \text{ К}, \text{ средняя температура воды в теплообменнике} - T_{Bcp} = T_{Bog bx} + T_{Bog bx}/2 = 343-358 \text{ К}.$$

Рассчитаем водомасляный теплообменник быстроходного тракторного дизеля мощностью $N_e = 150 \text{ кВт}$.

Количество тепла, отводимого маслом от двигателя,

$$Q_M = C_M \rho_M V_M (T_{Mbx} - T_{Mbx}) 10^3 = 2,1 \cdot 900 \cdot 0,833 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^3 = \\ = 15744 \text{ Дж/с},$$

где $C_M = 2,1 \text{ кДж/(кг·К)}$;

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3;$$

$$V_M = 0,833 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \text{ (см. с. 7);}$$

$$T_{Mbx} - T_{Mbx} = 10 \text{ К.}$$

Коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам теплообменника, образованного трубками с завихрителями

$$d_1 = 1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Толщина стенок трубок:

$$S = 0,2 \text{ мм.}$$

Коэффициент теплопроводности стенки трубы, изготовленной из нержавеющей стали,

$$\lambda = 17 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от стенок теплообменника к воде:

$$d_2 = 3400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи от масла к воде:

$$K_M = \frac{1}{1/d_1 + S/\lambda + 1/d_2} = \frac{1}{1/1200 + 0,2 \cdot 10^{-3}/17 + 1/3400} = \\ = 878 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя температура масла в теплообменнике:

$$T_{M,cr} = 360 \text{ К},$$

средняя температура воды в теплообменнике - $T_{Bog,cr}$ = 350 К.

Площадь поверхности охлаждения водомасляного теплообменника:

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M (T_{M,cr} - T_{Bog,cr})} = \frac{15744}{878(360 - 350)} = 1,79 \text{ м}^2$$

2. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ [1,2]

В зависимости от рода используемого теплоносителя в двигателях применяют систему жидкостного или воздушного охлаждения. В качестве жидкого теплоносителя используют воду или этиленгликолевые жидкости, имеющие низкую температуру замерзания, а в системах воздушного охлаждения - воздух.

Систему жидкостного охлаждения наиболее целесообразно использовать в двигателях с диаметром цилиндра более 150 мм и в форсированных двигателях, систему воздушного охлаждения - в двигателях с рабочим объемом цилиндра до 1 л.

2.1. Определение основных параметров системы

Основными параметрами системы охлаждения являются:

количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя в систему охлаждения;

величина подогрева теплоносителя.

Количество теплоты (кДж/ч), которое необходимо отвести от двигателя в систему охлаждения,

$$Q_{ox} = q_{ox} N_e, \quad (20)$$

где q_{ox} - удельное количество теплоты, отведенное в систему охлаждения, кДж/(кВт·ч);

N_e - мощность двигателя, кВт.

Для двигателей различных типов удельное количество теплоты, отведенное в систему охлаждения, q_{ox} (кДж/(кВт·ч)) имеет следующие значения:

для двигателей с электрическим зажиганием	- 2840-5700;
для дизелей быстроходных	- 2270-3700,
тихоходных	- 1890-3130.

Меньшие значения относятся к более быстроходным двигателям, а также к двигателям с наддувом, большие - к двухтактным двигателям небольшой мощности. Эти величины от общего количества теплоты, введенной в двигатель с топливом, составляют соответственно 18-35, 13,2-19,2, 10-18,2 %. При воздушном охлаждении их значения уменьшаются на 15-18 %.

Величина подогрева теплоносителя ΔT при прохождении его через двигатель имеет важное значение для конструкции системы охлаждения. При малых значениях ΔT детали охлаждаются более равномерно, что важно для обеспечения малых градиентов температур в деталях. Однако при малых ΔT для обеспечения необходимого теплоотвода увеличивается расход теплоносителя, вследствие чего возрастают затраты мощности на привод насосов, а также масса и размеры охладителей.

В открытых водяных системах охлаждения ΔT находится в пределах 15-40 °C, а в циркуляционных закрытых форсированных и быстроходных двигателях $\Delta T = 5-10$ °C.

Рациональная температура жидкого теплоносителя на выходе из двигателя составляет 75-95 °C.

При охлаждении поршней маслом температуру жидкого теплоносителя на выходе из двигателя можно повысить до 100 °C и более.

В случае применения воды при высокотемпературном охлаждении давление в закрытой системе охлаждения повышают до 0,12-0,35 МПа. Ориентировочно зависимость температуры кипения воды от давления определяют по формуле

$$T_{\text{кип}} = 273 + 560 \sqrt[4]{P}, \quad (21)$$

где P - абсолютное давление в системе, МПа.

Температура окружающего воздуха может быть в пределах -73 - + 57 °C. Работу двигателей воздушного охлаждения в столь широком диапазоне температур обеспечить трудно, поэтому в расчетах температуру воздуха на входе в вентиляторы берут в пределах 40-55 °C, а подогрев ΔT - в пределах 20-80 °C.

Для обеспечения работоспособности головок цилиндров, свечей, форсунок, а также масла интенсивность воздушного охлаждения должна обеспечить следующие температуры (°C): головки цилиндров из легких

сплавов - 150-200, из чугунов - 160-427,

цилиндра - 130-180.

Ориентировочно коэффициент теплоотдачи $\text{kBt}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ от ребер цилиндров можно оценить по эмпирическому уравнению (опыты Стантона)

$$\alpha = 470 (1 + 0,0075 T_{cp}) (W_{cp} \rho_B D_4)^{0.73}, \quad (22)$$

где T_{cp} - средняя арифметическая температура наружной стенки цилиндра и воздушного потока;

W_{cp} - средняя скорость воздушного потока, м/с;

ρ_B - плотность воздуха в потоке, кг/м³;

D_4 - наружный диаметр цилиндра, мм.

Значения α лежат в пределах 0,175-0,233 $\text{kBt}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

2.2. Расчет насоса

В жидкостных системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

Методика расчета центробежного насоса следующая. Циркуляционный расход жидкого теплоносителя ($\text{м}^3/\text{с}$), который должен обеспечить насос в системе охлаждения двигателя, рассчитывают по формуле

$$G_n = Q_{ox} / (C_n \rho_n \Delta T_n), \quad (23)$$

где Q_{ox} - количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя в систему охлаждения (Дж/с), определяют по (20);

C_n - средняя теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К) (для воды $C_n = 4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, для этиленгликолевых жидкостей $C_n = 2900 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$);

ΔT_n - температурный перепад в радиаторе, равный 6-12 К;

ρ_n - плотность жидкости, кг/м³ (для воды $\rho_n = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$,

для этиленгликолевых жидкостей - в зависимости от их концентрации).

Расчетную производительность насоса ($\text{м}^3/\text{с}$) определяют с учетом утечки жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{n,p} = G_n / \gamma, \quad (24)$$

где $\gamma = 0,8-0,9$ – коэффициент подачи.

Входное отверстие насоса должно обеспечить подвод расчетного количества воды. Это достигается при выполнении условия

$$G_{жк,р} / C_1 = \pi (\gamma_1^2 - \gamma_0^2), \quad (25)$$

где $C_1 = 1-2 \text{ м/с}$ – скорость воды на входе;

γ_1 и γ_0 – радиус входного отверстия и ступицы крыльчатки, м.

Из равенства (25) определяют радиус входного отверстия крыльчатки:

$$\gamma_1 = \sqrt{G_{жк,р} / \pi C_1 + \gamma_0^2}. \quad (26)$$

Окружная скорость схода жидкости с лопатки:

$$U_2 = \sqrt{1 + t_2 d_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\rho_{жк} / (\rho_{жк} \gamma_r)}, \quad (27)$$

где $d_2 = 8-12^\circ$ и $\beta_2 = 12-50^\circ$ – углы между направлениями скоростей C_2 , U_2 и W_2 (рис.2);

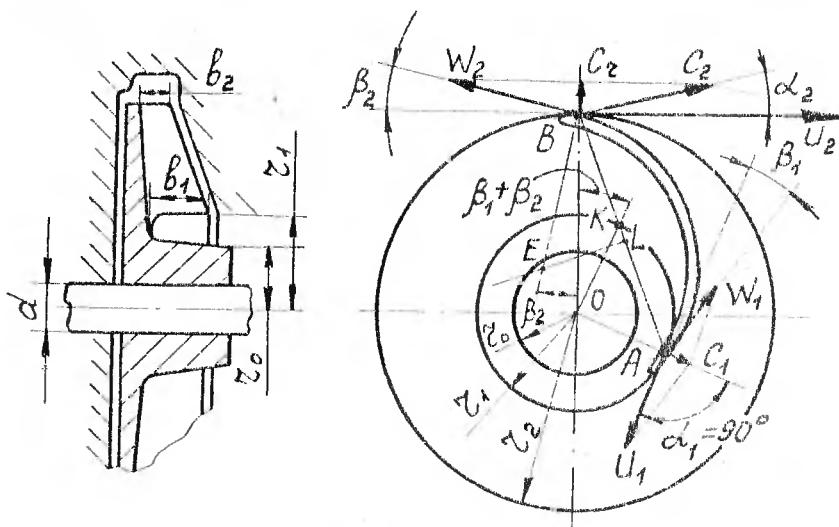


Рис.2. Схема построения профиля лопатки насоса

$$\rho_{\text{ж}} = (5-15) \cdot 10^4 \text{ - напор, создаваемый насосом, Па;} \\ \beta_r = 0,6-0,7 \text{ - гидравлический КПД.}$$

С увеличением β_2 растет напор, создаваемый насосом, поэтому иногда этот угол принимают равным 90° (радиальные лопатки). Однако увеличение β_2 приводит к уменьшению КПД насоса.

Радиус крыльчатки на выходе, м:

$$r_2 = 30 U_2 / (\pi n_H), \quad (28)$$

где n_H – частота вращения крыльчатки в минуту.

Окружная скорость жидкости на входе на лопатку, м/с:

$$U_1 = U_2 r_1 / r_2. \quad (29)$$

Угол β_1 находят из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta_1 = C_1 / U_1. \quad (30)$$

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (рис.2) определяют по выражению

$$b_1 = \frac{G_{\text{м.р}}}{(2\pi r_1 - z \delta_1 / \sin \beta_1) C_1}; \quad (31)$$

$$b_2 = \frac{G_{\text{м.р}}}{(2\pi r_2 - z \delta_2 / \sin \beta_2) C_1}, \quad (32)$$

где $Z = 3-8$ – число лопаток на крыльчатке;

δ_1 и δ_2 – толщина лопатки у входа и выхода, м;
 C_1 – радиальная скорость схода, м/с:

$$C_1 = \rho_{\text{ж}} \operatorname{tg} \alpha_2 / (\gamma_r \beta_{\text{ж}} U_2). \quad (33)$$

Ширина лопаток на входе изменяется в пределах $b_1 = 0,01 - 0,035$ м, а на выходе – $b_2 = 0,004 - 0,025$ м.

Построение профиля лопатки насоса приведено на рис.2 и заключается в следующем. Из центра O радиусом r_2 проводят внешнюю окружность, а радиусом r_1 – внутреннюю. На внешней окружности в произвольной точке B строят угол β_2 . От оси, проходящей через точки B и O откладывают угол $\beta = \beta_1 + \beta_2$. Одна

из сторон этого угла пересекает окружность, описанную радиусом ζ_1 , в точке K . Через точки B и K проводят прямую до пересечения с окружностью, описанной ζ_1 (точка A). Из точки L , которая является серединой отрезка AB , восстанавливают перпендикуляр до пересечения его с линией BE в точке E . Из точки E через точки A и B проводят дугу, представляющую собой искомое очертание лопатки.

Рассчитаем центробежный насос системы охлаждения быстроходного тракторного дизеля мощностью $N_e = 150 \text{ кВт}$ при использовании в качестве теплоносителя воды, взяв $C_{jk} = 4187 \text{ Дж/(кг·К)}$,

$\rho_{jk} = 1000 \text{ кг/м}^3$. Напор, создаваемый насосом, принимаем $\rho_{jk} = 80 \cdot 10^3 \text{ Па}$, частота вращения насоса $n_h = 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя в систему охлаждения, рассчитаем по (20):

$$Q_{ox} = q_{ox} N_e / 3600 = 3000 \cdot 10^3 \cdot 150 / 3600 = 125 \cdot 10^3 \text{ Дж/с},$$

где q_{ox} = 3000 кДж/(кВт·ч).

Циркуляционный расход воды в системе охлаждения

$$G_{jk} = \frac{Q_{ox}}{C_{jk} \rho_{jk} \Delta T_{jk}} = \frac{125 \cdot 10^3}{4187 \cdot 1000 \cdot 10} = 0,003 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\Delta T_{jk} = 10 \text{ К}$ – температурный перепад воды.

Расчетная производительность насоса

$$G_{jk,p} = G_{jk} / 2 = 0,003 / 0,84 = 0,0036 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $2 = 0,84$ – коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки

$$\zeta_1 = \sqrt{G_{jk,p} / (\pi \cdot C_1)} + \zeta_0^2 = \sqrt{0,0036 / (3,14 \cdot 1,7) + 0,02^2} = 0,033 \text{ м},$$

где $C_1 = 1,7$ – скорость воды на выходе в насос, м/с;

$\zeta_0 = 0,02$ – радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока воды на выходе из колеса

$$U_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\rho_{jk} / (\rho_{jk} \gamma_r)} =$$

$$= \sqrt{1 + \operatorname{tg} 8^\circ \operatorname{ctg} 40^\circ} \sqrt{80000 / (1000 \cdot 0,66)} = 11,9 \text{ м/с},$$

где $d_2 = 8^0$, $\beta_2 = 40^0$, $\gamma_r = 0,66$ – гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе

$$z = 30 U_2 / (\pi n_r) = 30 \cdot 11,9 / (3,14 \cdot 2000) = 0,057 \text{ м.}$$

Окружная скорость входа потока:

$$U_1 = U_2 z / z_2 = 11,9 \cdot 0,033 / 0,057 = 6,89 \text{ м/с.}$$

Угол между скоростями U_1 и U_2 при $d_1 = 90^0$:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = C_1 / U_1 = 1,7 / 6,89 = 0,247,$$

$$\text{а } \beta_1 = 13,87^0.$$

Ширина лопатки на входе

$$b_1 = \frac{G_{\text{нр}}}{(2\pi r_1 - Z \delta_1 / \sin \beta_1) C_1} = \frac{0,0036}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,033 - 6 \cdot 0,004 \sin 13,87^0) \cdot 1,7} = \\ = 17,9 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

где $Z = 6$ – число лопаток;

$$\delta_1 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ толщина лопатки на входе, м.}$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = \frac{G_{\text{нр}}}{(2\pi r_2 - Z \delta_2 / \sin \beta_2) C_2} = \frac{0,0036}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,057 - 6 \cdot 0,004 \sin 40^0) \cdot 1,43} = \\ = 10,5 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

где $\delta_2 = 4 \cdot 10^{-3}$ – толщина лопатки на выходе, м.

Мощность, потребляемая насосом, кВт

$$N_H = G_{\text{нр}} \rho_{\text{ж}} / (1000 \cdot \gamma_M), \quad (34)$$

$G_{\text{нр}}$ – расчетная производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с};$

$\rho_{\text{ж}}$ – напор, создаваемый насосом, Па;

$\gamma_M = 0,7-0,9$ – механический КПД насоса.

Величина N_H составляет 0,5-1 % от номинальной мощности двигателя.

Определим мощность, потребляемую насосом системы охлаждения

быстроходного тракторного дизеля мощностью $N_e = 150$ кВт:

$$N_h = G_{\text{ж.р}} \cdot \rho_{\text{ж}} / (1000 \cdot \gamma_m) = 0,0036 \cdot 80 \cdot 10^3 / (1000 \cdot 0,84) = 0,343 \text{ кВт},$$

что составляет 0,23 % от N_e , а $G_{\text{ж.р}} = 0,0036 \text{ м}^3/\text{с}$; $\rho_{\text{ж}} = 80 \cdot 10^3 \text{ Па}$; $\gamma_m = 0,84$ (см.с. 20).

2.3. Расчет радиатора

Радиатор представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкого теплоносителя, охлаждающего детали двигателя.

Методика расчета следующая. Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи тепла от жидкого теплоносителя к окружающему воздуху.

Поверхность охлаждения радиатора, м^2 :

$$F = Q_{\text{ox}} / K(T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.в}}), \quad (35)$$

где Q_{ox} – количество теплоты, отведенной от двигателя в систему охлаждения, Дж/с (см. (20));

K – коэффициент теплопередачи радиатора, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);

$T_{\text{ср.ж}}$ – средняя температура жидкого теплоносителя в радиаторе, К;

$T_{\text{ср.в}}$ – средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, К.

Коэффициент теплопередачи радиатора, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$):

$$K = 1 / (1/d_m + \delta/\lambda + 1/d_B), \quad (36)$$

где d_m – коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке радиатора, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);

δ – толщина теплопередающей стенки радиатора, м;

λ – коэффициент теплопроводности металла теплопередающей стенки радиатора, Вт/($\text{м} \cdot \text{К}$);

d_B – коэффициент теплоотдачи от теплопередающей стенки радиатора к воздуху, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$).

Из-за трудности аналитического определения величины K (Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)) его значения обычно принимают по опытным данным для

легковых автомобилей - 140-180, для грузовых автомобилей и тракторов 80-100.

Количество жидкого теплоносителя, (кг/с), проходящего через радиатор,

$$G_{ж} = Q_{ox} / [C_{ж} (T_{ж.вх} - T_{ж.вых})] \quad (37)$$

В циркуляционных закрытых системах охлаждения $\Delta T_{ж} = T_{ж.вых} - T_{ж.вых} = 5-10$ °С. Оптимальное значение температуры $T_{ж.вх}$, которая характеризует температурный режим системы жидкостного охлаждения, берем в интервале 353-368 К. Исходя из принятых значений $\Delta T_{ж}$ и $T_{ж.вх}$ можно определить среднюю температуру жидкого теплоносителя в радиаторе:

$$T_{ср.ж} = \frac{T_{ж.вх} + T_{ж.вых}}{2} = \frac{T_{ж.вх} + (T_{ж.вх} - \Delta T_{ж})}{2}$$

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{ср.ж} = 358-365$ К. В радиаторе тепло Q_{ox} передается от жидкого теплоносителя к охлаждающему воздуху, т.е. $Q_{ox} = Q_{возg}$.

Количество воздуха, (кг/с), проходящего через радиатор:

$$G_{возg} = Q_{возg} / [C_{возg} (T_{возg.вых} - T_{возg.вх})] \quad (38)$$

Температурный перепад $\Delta T_{возg} = T_{возg.вых} - T_{возg.вх}$ воздуха в решетке радиатора составляет 20-30 К. Температура перед радиатором $T_{возg.вх}$ принимается равной 313 К. Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор,

$$T_{ср.возg} = \frac{T_{возg.вх} + T_{возg.вых}}{2} = \frac{T_{возg.вх} + (T_{возg.вх} + \Delta T_{возg})}{2} \quad (39)$$

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{ср.возg} = 323-328$ К.

Подставив в уравнение (35) значения $T_{ср.ж}$, $T_{ср.возg}$, к и Q_{ox} , определяют поверхность охлаждения радиатора, м²:

$$F = Q_{ox} / \{K[(T_{ж.вх} - \Delta T_{ж}/2) - (T_{возg.вх} + \Delta T_{возg}/2)]\} \quad (40)$$

Рассчитаем поверхность охлаждения радиатора быстроходного тракторного дизеля мощностью 150 кВт о жидким теплоносителем (водой).

Количество теплоты, отводимое от двигателя водой и передаваемое в радиаторе воздуху окружающей среды:

$$Q_{ox} = 125 \cdot 10^3 \text{ Дж/с} \quad (\text{см.с. 20}).$$

Средняя температура воды в радиаторе

$$T_{ср.ж} = \frac{T_{ж.жx} + (T_{ж.жx} - \Delta T_{ж})}{2} = \frac{365 + (365 - 10)}{2} = 360 \text{ К},$$

где $T_{ж.жx}$ = 365 – температура воды перед радиатором, К;

$\Delta T_{ж}$ = 10 – температурный перепад воды в радиаторе.

Средняя температура воздуха в радиаторе

$$T_{ср.возд} = \frac{T_{возд.жx} + (T_{возд.жx} + \Delta T_{возд})}{2} = \frac{313 + (313 + 28)}{2} = 327 \text{ К},$$

где $\Delta T_{возд}$ = 28 – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F = \frac{Q_{ox}}{K(T_{ср.ж} - T_{ср.возд})} = \frac{125 \cdot 10^3}{100(360 - 327)} = 38 \text{ м}^2,$$

где K = 100 – коэффициент теплопередачи для радиаторов тракторов, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

2.4. Расчет вентилятора

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора.

Методика расчета вентилятора следующая. Производительность вентилятора рассчитывают по формуле, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$G_{возд} = Q_{возд} / (\rho_v C_v \Delta T_{возд}), \quad (41)$$

где $Q_{возд}$ – количество теплоты, отводимой от радиатора охлаждающим воздухом, Дж/с;

ρ_v – плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_B - теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);

$\Delta T_{\text{возд}}$ - температурный перепад воздуха в радиаторе, К.

По заданной производительности вентилятора находят потребляемую мощность вентилятора и его основные размеры.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод вентилятора,

$$N_B = G_{\text{возд}} \Delta P_{TP} / (C_B \cdot 1000), \quad (42)$$

где ΔP_{TP} - сопротивление воздушного тракта, Па (для автотрансформаторных двигателей $\Delta P_{TP} = 600-1000$ Па);

Z_B - КПД вентилятора (для осевых клепанных вентиляторов $Z_B = 0,32-0,4$, для литых $Z_B = 0,55-0,65$).

При определении основных конструктивных параметров радиатора коэффициент обдува K_o стремится получить равным единице, т.е. выполнить условие

$$K_o = F_{\text{ом.в}} / F_{\text{фр.рад}} = 1, \quad (43)$$

где $F_{\text{ом.в}}$ - площадь, ометаемая полостями вентилятора, м²;

$F_{\text{фр.рад}}$ - фронтовая площадь решетки радиатора, м².

Для обеспечения условия (43) фронтовую площадь решетки радиатора оформляют в виде квадрата.

Диаметр вентилятора, м:

$$D_B = 2\sqrt{F_{\text{фр.рад}}} / \pi, \quad (44)$$

где

$$F_{\text{фр.рад}} = G_{\text{возд}} / W_B, \quad (45)$$

$G_{\text{возд}}$ - производительность вентилятора, м³/с;

W_B = 6-24 - скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения экипажа, м/с.

Частоту вращения вентилятора n_B принимают исходя из предельного значения окружной скорости $U = 70-100$ м/с.

Окружная скорость зависит от напора вентилятора и его конструкции:

$$U = \Psi_1 \sqrt{\Delta P_{TP} / \rho_B}, \quad (46)$$

где ψ_1 - коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_1 = 2,8-3,5$, для криволинейных $\psi_1 = 2,2-2,9$);
 ρ_B - плотность воздуха, определяемая по средним параметрам, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Частота вращения вентилятора (мин^{-1}) при известной окружной скорости:

$$n_B = 60 U / (\pi D_B) \quad (47)$$

Рассчитаем вентилятор радиатора быстроходного тракторного дизеля мощностью 150 кВт.

Производительность вентилятора определим по (41):

$$G_{Bog} = Q_{Bog} / (\rho_B C_B \Delta T_{Bog}) = 125 \cdot 10^3 / 1,065 \cdot 1009 \cdot 25 = 4,6 \text{ м}^3/\text{с.}$$

где $\Delta T_{Bog} = 25 \text{ К}$;

$$\begin{aligned} Q_{Bog} &= Q_{ox} = 125 \cdot 10^3 \text{ Дж/с (см. с. 24);} \\ C_B &= 1009 \text{ Дж/(кг·К);} \end{aligned}$$

$$\rho_B = \frac{P_0}{R \cdot T_{cp. bog}} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 327} = 1,065 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

здесь $P_0 = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - давление окружающего воздуха;
 $R = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$ - газовая постоянная воздуха;
 $T_{cp. bog} = 327 \text{ К}$.

Фронтовая поверхность вентилятора

$$F_{фр. pag} = G_{Bog} / W_B = 4,6 / 22 = 0,21 \text{ м}^2.$$

где $W_B = 22 \text{ м/с}$ - скорость воздуха перед фронтом радиатора.

Соответственно диаметр и окружная скорость вентилятора

$$D_B = 2 \sqrt{F_{фр. pag} / \pi} = 2 \sqrt{0,21 / 3,14} = 0,51 \text{ м};$$

$$U = \psi_1 \sqrt{\Delta P_{TP} / \rho_B} = 3 \sqrt{900 / 1,065} = 87 \text{ м/с},$$

где $\psi_1 = 3$ - безразмерный коэффициент для плоских лопаток;

$\Delta P_{TP} = 900 \text{ Па}$ - напор, создаваемый вентилятором.

Частота вращения вентилятора:

$$n_B = 60U / (\pi D_B) = 60 \cdot 87 / (3,14 \cdot 0,51) = 3260 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, затраченная на привод осевого вентилятора,

$$N_B = C_{B07g} \Delta P_{TP} / (1000 \zeta_B) = 4,6 \cdot 900 / (1000 \cdot 0,6) = 6,9 \text{ кВт},$$

что составляет 4,6 % от N_e , а $\zeta_B = 0,6$ — КПД литого вентилятора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. / Под общ. ред. А.С. Орлова, М.Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1985. — 465 с.

2. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. — М.: Высп. шк., 1980. — 400 с.

СОДЕРЖАНИЕ

I.	Расчет элементов системы смазки.....	3
I.1.	Определение основных параметров системы.....	3
I.2.	Расчет масляных насосов.....	4
I.3.	Расчет масляной центрифуги.....	8
I.4.	Расчет масляных охладителей.....	12
2.	Расчет элементов системы охлаждения.....	15
2.1.	Определение основных параметров системы.....	15
2.2.	Расчет насоса.....	17
2.3.	Расчет радиатора.....	22
2.4.	Расчет вентилятора.....	24
	Список литературы.....	27

N_e	Эффективная мощность двигателя	$N_e, \text{ кВт}$	100
m	Модуль зуба масляного насоса	$m, \text{ мм}$	3,25
z	Число зубьев масляного насоса	z	7
U_h	Окружная скорость вращения шестерни масляного насоса на внешнем диаметре	$U_h, \text{ м/с}$	3
R	Радиус установки сопла центрифуги	$R, \text{ мм}$	35
d_c	Диаметр сопла центрифуги	$d_c, \text{ мм}$	1,75
r	Радиус оси центрифуги	$r, \text{ мм}$	7,6
δ	Толщина стенки водомасляного теплообменника	$\delta, \text{ мм}$	0,2