

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Практикум
для студентов специальности
1-37 01 01 « Двигатели внутреннего сгорания»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2021

УДК 621.43(076.5)(075.8)

ББК 31.365я7

С40

С о с т а в и т е л и:

В. А. Бармин, А. В. Предко

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Технологии и организация технического сервиса» БГАТУ,

зав. кафедрой *В. Е. Тарасенко*,

Ю. П. Кучинский

С40 Системы двигателей : практикум для студентов специальности 1-37 01 01 « Двигатели внутреннего сгорания» / сост.: В. А. Бармин, А. В. Предко. – Минск : БНТУ, 2021. – 49 с.
ISBN 978-985-583-251-6.

Издание содержит практические работы, связанные с изучением и приобретением навыков расчета основных деталей, узлов и агрегатов функциональных систем автомобильных и тракторных двигателей. В нем приведены расчетные схемы, исходные данные, формулы и методики расчетов элементов функциональных систем.

УДК 621.43(076.5)(075.8)

ББК 31.365я7

ISBN 978-985-583-251-6

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

Практическая работа 1 РАСЧЕТ КАРБЮРАТОРА

Цель работы: ознакомиться с методом определения основных геометрических параметров диффузора и жиклеров карбюратора, рассчитать их параметры.

1.1. Расчет диффузора

Формирование воздушного потока, начальное испарение топлива, перемешивание топлива с воздухом происходит в главном воздушном тракте карбюратора. Поэтому конструкция этого тракта и его размеры определяют основные мощностные и экономические показатели двигателя.

Расчет карбюратора сводится к определению размеров диффузора и жиклеров. Исходные данные для расчета:

Δp_x – разрежение воздуха в рассматриваемом сечении диффузора (в узкой части диффузора Δp_x не превышает 15–20 кПа);

ρ_v – плотность воздуха, для расчета можно принять $\rho_v = 1,19$ кг/м³;

μ_d – коэффициент расхода, для различных карбюраторов значения μ_d находятся в пределах 0,75–0,88;

η_v – коэффициент наполнения цилиндра;

S – ход поршня, м;

F_n – площадь поршня, м²;

i – число цилиндров;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Теоретическая скорость воздуха в произвольном сечении диффузора, м/с

$$w_B = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_x}{\rho_v}}$$

Действительная скорость воздуха в диффузоре, м/с

$$w_d = \mu_d \cdot w_B$$

Действительный расход воздуха находят из уравнения неразрывности потока.

Расход воздуха G_B (кг/с), определяемый скоростью поршня для четырехтактного двигателя, кг/с

$$G_B = \frac{\eta_v \cdot F_n \cdot S \cdot n \cdot i \cdot \rho_B}{120}.$$

Расход воздуха, определяемый скоростью воздуха и диаметром диффузора

$$G_B = \mu_d f_d \sqrt{2 \Delta p_d \rho_B},$$

где f_d – площадь проходного сечения диффузора.

Совместное решение последних двух уравнений позволяет найти диаметр диффузора, м:

$$d_d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_B}{\pi \cdot \mu_d \cdot w_B \cdot \rho_B}}.$$

Во избежание ухудшения наполнения цилиндров свежей смесью на режимах больших нагрузок двигателя скорость воздуха не должна превышать 120–130 м/с. На режиме малых нагрузок при скорости воздуха менее 40–50 м/с имеют место ухудшение распыливания топлива и неустойчивая работа двигателя. Эти два ограничения необходимо учитывать при расчете диаметра диффузора.

Значение μ_d зависит от разрежения в диффузоре, причем по мере роста разрежения эта зависимость ослабевает. При разрежениях, соответствующих режимам средних и больших нагрузок двигателя, значение практически остается постоянным.

1.2. Расчет жиклеров

Этот расчет сводится к определению площади проходного сечения жиклеров.

Теоретическая скорость истечения топлива через жиклер определяется разрежением воздуха, которое зависит от применяемого способа компенсации горючей смеси.

Под *компенсацией горючей смеси* принято понимать исправленные характеристики элементарного карбюратора при работе двигателя на средних нагрузках. Применяются следующие способы компенсации:

- 1) перезапуск части воздуха мимо диффузора;
- 2) понижение разрежения у жиклера (пневматическое торможение);
- 3) совместное действие двух жиклеров – главного и компенсационного.

Для расчета принимаем третий способ компенсации.

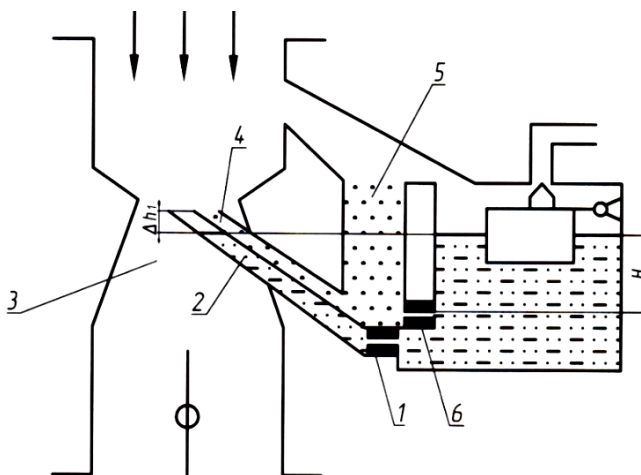


Рис. 1.1. Схема расчета карбюратора с главным и компенсационным топливными жиклерами:

- 1 – главный топливный жиклер; 2 – распылитель топлива; 3 – диффузор;
 4 – распылитель топливной эмульсии; 5 – колодец эмульсионный;
 6 – компенсационный жиклер

Исходные данные для расчета:

Δh_1 – расстояние между уровнем топлива в поплавковой камере и устьем распылителя 1 (рис. 1.1) составляет 0,002–0,005 м;

$\Delta h_{\text{пм}}$ – условная высота столба, пропорциональная силам поверхностного натяжения топлива при истечении его из устья распылителя, для бензина $\Delta h_{\text{пм}} \approx 3 \cdot 10^{-6}$ м (ею обычно пренебрегают);

$\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива (для бензина $\rho_{\text{т}} = 730\text{--}750$), кг/м³;

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

H – высота столба топлива, находящегося над уровнем жиклера, в зависимости от конструкции карбюратора может составлять 0,04–0,06 м.

Условная высота столба топлива, задерживающая истечение топлива из распылителя, м

$$\Delta h = (\Delta h_1 + \Delta h_{\text{пм}}).$$

Теоретическая скорость истечения топлива через главный топливный жиклер l (см. рис. 1.1), м/с

$$w_{\text{тг}} = \sqrt{2 \left(\frac{\Delta p_{\text{д}}}{\rho_{\text{т}}} - g \cdot \Delta h \right)}.$$

Перепад давления на жиклере определяется по зависимости, Па

$$\Delta p = \frac{w_{\text{тг}}^2 \cdot \rho_{\text{т}}}{2}.$$

Определяем коэффициент расхода главного жиклера $\mu_{\text{жг}}$ для принятого отношения $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}}$ по графику (рис. 1.2).

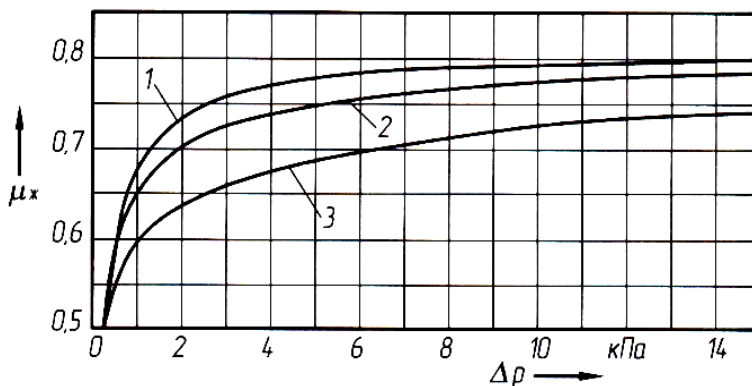


Рис. 1.2. Зависимость коэффициента расхода топлива от разрежения:
 1 – $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}} = 2$; 2 – $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}} = 6$; 3 – $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}} = 10$

Действительная скорость топлива при истечении из главного жиклера, м/с

$$w_{жг} = \mu_{жг} w_{тг}.$$

Действительная скорость истечения топлива зависит от режима работы двигателя и обычно не превышает 5–6 м/с.

Теоретическая скорость истечения топлива через компенсационный жиклер б (см. рис. 1.1), м/с

$$w_{тк} = \sqrt{2gH}.$$

Действительная скорость истечения топлива из компенсационного жиклера, м/с

$$w_{жк} = \mu_{жк} w_{тк}.$$

Коэффициент расхода компенсационного жиклера $\mu_{жк}$ определяется аналогично $\mu_{жг}$.

Так как топливо подается через два жиклера – главный и компенсационный, необходимо так подобрать их размеры, чтобы они обеспечивали выбранную в тепловом расчете зависимость коэффициента избытка воздуха α от частоты вращения. Предварительно принимаем расход топлива через главный жиклер, кг/с

$$G_{тг} = (0,94-0,96)G_t.$$

Тогда расход топлива через компенсационный жиклер, кг/с

$$G_{тк} = G_t - G_{тг}.$$

Определяем диаметры главного и компенсационного жиклеров, м

$$d_{жг} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{тг}}{\pi \cdot w_{жг} \cdot \rho_T}},$$

$$d_{жк} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{тк}}{\pi \cdot w_{жк} \cdot \rho_T}}.$$

Практическая работа 2

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕННОГО ВПРЫСКА БЕНЗИНА

Цель работы: ознакомиться с методом определения основных параметров системы впрыска топлива, рассчитать эти параметры.

2.1. Расчет топливной рампы

Исходные данные для расчета:

G_t – часовой расход топлива, кг/ч;

τ – тактность двигателя;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

i – число цилиндров;

ρ_T – плотность топлива, для бензина $\rho_T = 730\text{--}750$ кг/м³;

$p_{\text{тр}}$ – среднее давление топлива в рейке, для распределенных систем впрыска топлива, находится в диапазоне 0,35–0,45 МПа.

Δp – допустимая амплитуда колебаний давления в топливной рампе принимается $(0,01\text{--}0,02)p_{\text{тр}}$;

β – коэффициент сжимаемости бензина в зависимости от температуры и плотности принимает различные значения, при расчете рекомендуется принимать $\beta = (1,00\text{--}1,45) \cdot 10^{-3}$ 1/МПа.

Цикловая подача топлива на режиме номинальной мощности двигателя, мм³

$$V_{\text{ц}} = \frac{G_t \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T}$$

Топливная рампа в системах распределенного впрыска топлива предназначена для сглаживания пульсаций давления топлива перед форсунками. Задаваясь средним давлением в топливной рампе и допустимой амплитудой колебаний давления, определяем допустимые максимальное и минимальное давления топлива в рампе, МПа

$$p_{\text{тр}}^{\text{max(min)}} = \overline{p_{\text{тр}}} \pm \Delta p.$$

Необходимый объем топливной рампы, мм³

$$V_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{ц}}}{\beta(p_{\text{тр}}^{\text{max}} - p_{\text{тр}}^{\text{min}})}.$$

2.2. Расчет форсунки

Исходные данные для расчета:

$\Delta p_{\text{т}}$ – перепад давления при впрыскивании топлива;

$\mu_{\text{с}} = 0,7-0,8$ – коэффициент расхода соплового отверстия;

$\Phi_{\text{впр}}$ – продолжительность впрыска топлива, град. п.к.в.;

m – число сопловых отверстий.

Теоретическая скорость топлива при истечении через распылитель форсунки, м/с

$$w_{\text{т}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}}}}.$$

Действительная скорость топлива, м/с

$$w_{\text{тд}} = \mu \cdot w_{\text{т}}.$$

Продолжительность впрыска топлива, с

$$t_{\text{впр}} = \frac{\Phi_{\text{впр}}}{6 \cdot n}.$$

Площадь распыливающих отверстий форсунки, мм²

$$f_{\text{с}} = \frac{V_{\text{ц}} \cdot 10^3}{w_{\text{тд}} \cdot t_{\text{впр}}}.$$

Диаметр соплового отверстия, мм

$$d_{\text{с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{с}}}{\pi \cdot m}}.$$

Практическая работа 3 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ГАЗОМ

Цель работы: ознакомиться с методом определения основных параметров системы впрыска топлива, рассчитать эти параметры.

Система питания двигателя газом включает следующие основные элементы: газовые баллоны, редуктор, фильтр, аккумулятор давления (рампа), форсунки и трубопроводы.

3.1. Расчет аккумулятора

Аккумулятор закрепляется на головке непосредственно над форсунками и выполняется в виде толстостенного трубопровода. Аккумулятор должен сглаживать колебание давления перед форсунками.

Исходные данные для расчета:

p_0 – нормальное давление, $p_0 = 101325$ Па;

T_0 – нормальная температура, $T_0 = 273$ К;

$\overline{p_{ак}}$ – среднее давление газа в аккумуляторе, при подаче газа во впускной коллектор для двигателей без наддува, составляет 0,18–0,24 МПа;

Δp – амплитуда колебаний давления газа в аккумуляторе (0,05–0,10) $\overline{p_{ак}}$);

$\overline{T_{ак}}$ – средняя температура газа в аккумуляторе, в зависимости от условий работы двигателя $\overline{T_{ак}} = 288$ –310 К;

$V_{г}$ – часовой расход газа, приведенный к нормальным условиям, м³/ч;

τ – тактность двигателя;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

i – число цилиндров.

Задаваясь средним давлением и допустимой амплитудой колебаний давления газа в аккумуляторе, определяем допустимые максимальное и минимальное давления топлива в аккумуляторе, МПа

$$p_{ак}^{\max(\min)} = \overline{p_{ак}} \pm \Delta p.$$

Цикловая подача газа на режиме номинальной мощности двигателя, приведенная к нормальным условиям, м³

$$V_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{V_{\text{г}} \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i}$$

Принимая свойства газа близкими к идеальному, определяем цикловую подачу газа при условиях (P, T) в рампе

$$V_{\text{ц}}^{\text{ак}} = \frac{p_0 \cdot \overline{T_{\text{ак}}}}{T_0 \cdot p_{\text{ак}}} V_{\text{ц}}^{\text{н}}$$

Необходимый объем аккумулятора

$$V_{\text{ак}} = \frac{\overline{p_{\text{ак}}} \cdot V_{\text{ц}}^{\text{ак}}}{(p_{\text{ак}}^{\text{max}} - p_{\text{ак}}^{\text{min}})}$$

3.2. Расчет форсунок

Современные газовые форсунки имеют электрический привод. Требуемый момент начала впрыскивания и величина подачи топлива обеспечиваются действием электромагнитного клапана форсунки.

Исходные данные для расчета:

$p_{\text{тр}}$ – давление во впускном трубопроводе;

k – показатель адиабаты, для метана $k = 1,32$, пропана $k = 1,13$, бутана $k = 1,12$;

R_i – газовая постоянная компонента, для метана $R = 519$ Дж/(кг·К), пропана $R = 189$ Дж/(кг·К), бутана $R = 143$ Дж/(кг·К);

g_i – концентрация компонента. Состав пропан-бутановых смесей для зимнего периода использования: пропан (70–90 %), бутан (10–30 %); для летних смесей: пропан (50–60 %), бутан (40–50 %);

$\varphi_{\text{впр}}$ – продолжительность подачи газа форсункой в град. п.к.в.;

μ – коэффициент расхода форсунки, $\mu = 0,65–0,75$;

m – число сопловых отверстий.

Перепад давлений в форсунке меньше критического

$$\beta = \frac{p_{\text{гп}}}{p_{\text{ак}}} < \beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Для смесей газов определяем газовую постоянную

$$R = \sum_{i=1}^n g_i R_i.$$

Скорость истечения газа из форсунки (критическая скорость)

$$w_{\text{г}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} R \cdot T_{\text{ак}}}.$$

Продолжительность подачи газа

$$t_{\text{впр}} = \frac{\Phi_{\text{впр}}}{6 \cdot n}.$$

Площадь сопловых отверстий форсунки

$$f_{\text{с}} = \frac{V_{\text{ц}}^{\text{ак}}}{t_{\text{п}} \cdot \mu \cdot w_{\text{г}}}.$$

Диаметр соплового отверстия

$$d_{\text{с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{с}}}{\pi \cdot m}}.$$

Практическая работа 4 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Цель работы: ознакомиться с методом определения основных геометрических параметров элементов системы подачи топлива непосредственного действия дизеля и рассчитать их параметры.

4.1. Расчет топливного насоса высокого давления

Рабочим элементом секционного топливного насоса высокого давления (ТНВД) является плунжерная пара, состоящая из втулки и плунжера. Эта пара осуществляет сжатие топлива до требуемого давления и его дозирование. Расчет ТНВД заключается в определении основных размеров плунжерной пары.

Исходные данные для расчета:

N_e – мощность двигателя, кВт;

g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч);

τ – тактность двигателя;

i – число цилиндров;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

ρ_T – плотность дизельного топлива, $\rho_T = 820\text{--}850$ кг/м³;

η_n – коэффициент подачи насоса, для автомобильных и тракторных двигателей при номинальной нагрузке составляет 0,70–0,90;

$h_n/d_{пл}$ – отношение полного хода плунжера к его диаметру, изменяется в пределах 1,0–1,7.

Цикловая подача топлива, мм³/цикл

$$V_{ц} = \frac{N_e \cdot g_e \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot i \cdot n \cdot \rho_T}.$$

Вследствие сжатия топлива и утечек через неплотности, а также из-за деформации трубопроводов высокого давления, производительность насоса должна быть больше величины $V_{ц}$. Влияние указанных выше факторов на величину цикловой подачи учитывается коэффициентом подачи насоса η_n .

Теоретическая подача секции ТНВД, мм³/цикл

$$V_T = \frac{V_{\Pi}}{\eta_{\Pi}}.$$

Полная производительность секции топливного насоса с учетом перепуска топлива, перегрузки дизеля и обеспечения надежного пуска при низких температурах определяется по формуле, мм³/цикл

$$V_{\Pi} = (2,5-3,2)V_T.$$

Определим диаметр плунжера, мм

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{\pi \cdot h_{\Pi} / d_{\text{пл}}}}.$$

Полный ход плунжера, мм

$$h_{\Pi} = (h_{\Pi} / d_{\text{пл}}) d_{\text{пл}}.$$

Активный ход плунжера, мм

$$h_a = \frac{V_T}{\pi \cdot d_{\text{пл}}^2 / 4}.$$

Найденные значения $d_{\text{пл}}$ и h_{Π} необходимо привести в соответствие с ГОСТ 10578-84, согласно которому для $h_{\Pi} = 8$ мм диаметр плунжера $d_{\text{пл}}$ выбирают из ряда 5; 6; 6,5; 7; 8; 8,5; 9; 10 мм, для $h_{\Pi} = 10$ – из ряда 6,5; 7; 8; 8,5; 9; 10; 12 мм.

4.2. Расчет форсунки

С помощью форсунки топливо, поступающее от топливного насоса под высоким давлением, распыливается и равномерно распределяется по объему камеры сгорания. Распыливание топлива происходит в результате истечения его с большой скоростью через

малое отверстие. Расчет форсунки заключается в определении диаметра и количества отверстий, обеспечивающих требуемую степень распыливания.

Исходные данные для расчета:

$\Phi_{\text{впр}}$ – продолжительность впрыска, в зависимости от выбранного процесса смесеобразования $\Phi_{\text{впр}} = 20\text{--}36$ град. п.к.в.;

p_{ϕ} – среднее давление впрыска топлива. Давление впрыска зависит от величины затяжки пружины форсунки, гидравлического сопротивления сопел, диаметра и скорости плунжера. Обычно оно составляет $(15\text{--}40) \cdot 10^6$ Па;

$p_{c''}$ и p_z – давления в конце сжатия и сгорания, Па;

μ_c – коэффициент расхода топлива через сопловые отверстия, $\mu_c = 0,7\text{--}0,75$;

m – количество сопловых отверстий.

Продолжительность впрыска, с

$$\tau_{\text{впр}} = \frac{\Phi_{\text{впр}}}{6 \cdot n}.$$

Среднее давление газов в цилиндре двигателя в период впрыска, Па

$$p_{\text{ц}} = (p_{c''} + p_z) / 2.$$

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия, м/с

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{\phi} - p_{\text{ц}})}{\rho_{\text{т}}}}.$$

Суммарная площадь сопловых отверстий форсунки, мм²

$$f_c = \frac{V_u}{\mu_c \cdot w_{\phi} \cdot \tau_{\text{впр}} \cdot 10^3}.$$

Диаметр соплового отверстия, мм

$$d_c = 1,128 \cdot \sqrt{\frac{f_c}{m}}.$$

Практическая работа 5 РАСЧЕТ АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

Цель работы: ознакомиться с методом определения основных геометрических параметров элементов аккумуляторной системы подачи топлива дизеля и рассчитать их параметры.

5.1. Расчет аккумулятора

Аккумулятор в *CR* для получения коротких нагнетательных трубопроводов закрепляется на головке и выполняется в виде толстостенного трубопровода. В топливоподающей аппаратуре *R. Bosch* для легковых автомобилей внутренний диаметр аккумулятора – 10 мм, наружный – 18 мм, длина – 280–600 мм, т. е. объем – от 22 до 47 мл (для дизелей с цилиндровой мощностью 30–50 кВт – до 60 мл).

Исходные данные для расчета:

δ – неравномерность подачи топлива, на номинальном режиме работы двигателя должна составлять не более 0,03;

$p_{ак}$ – среднее давление топлива в аккумуляторе, в современных системах может достигать 140–200 МПа;

$p_{c''}$ и p_z – давления в конце сжатия и сгорания, МПа;

G_t – часовой расход топлива, кг/ч;

τ – тактность двигателя;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

i – число цилиндров;

ρ_T – плотность дизельного топлива, $\rho_T = 820\text{--}850$ кг/м³;

$k_{форс}$ – коэффициент, учитывающий дополнительный расход топлива через форсунки. Для лучших конструкций форсунок – $k_{форс} = 1,06\text{--}1,35$.

β – коэффициент сжимаемости топлива, $\beta = 35 \cdot 10^{-5}$ 1/МПа.

Среднее давление газов в цилиндре двигателя за время впрыска топлива, МПа

$$p_{ц} = (p_{c''} + p_z) / 2.$$

Определяем допустимые максимальное и минимальное давления топлива в аккумуляторе, МПа

$$p_{\text{ак}}^{\text{max}} = \frac{p_{\text{ак}} - \frac{\delta}{2} \cdot p_{\text{ц}}}{1 - \frac{\delta}{2}}.$$

$$p_{\text{ак}}^{\text{min}} = \frac{p_{\text{ак}} + \frac{\delta}{2} \cdot p_{\text{ц}}}{1 + \frac{\delta}{2}}.$$

Цикловая подача топлива на режиме номинальной мощности двигателя, мм³

$$V_{\text{ц}} = \frac{G_t \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T}.$$

Общий расход топлива с учетом его расходования на управление (для электрогидравлических форсунок) и утечек в форсунке, мм³

$$V_{\Sigma} = k_{\text{форс}} V_{\text{ц}}.$$

Необходимый объем аккумулятора, мм³

$$V_{\text{ак}} = \frac{V_{\Sigma}}{\beta(p_{\text{ак}}^{\text{max}} - p_{\text{ак}}^{\text{min}})}.$$

Колебания $p_{\text{ак}}$ от подачи ТНВД менее значительны ввиду большой продолжительности нагнетания каждым плунжером при использовании эксцентрикового привода. В течение этого периода происходит цикл расходования топлива со стороны, по крайней мере, одной форсунки.

С другой стороны, необходимый $V_{\text{ак}}$ подбирается из условия обеспечения быстроты протекания переходных режимов. Для ускорения переходных режимов необходимо минимизировать $V_{\text{ак}}$. По этой причине наблюдается тенденция миниатюризации аккумуляторов (у дизеля легкового автомобиля до 13–15 мм³).

5.2. Расчет топливного насоса высокого давления

Основной функцией любого топливного насоса высокого давления (ТНВД) является обеспечение подачи топлива к форсункам под необходимым давлением, на любых режимах работы двигателя и в течение всего срока эксплуатации транспортного средства. Система типа *Common Rail* отличается тем, что в ней ТНВД лишен распределительных функций и необходим лишь для создания резерва топлива и быстрого повышения давления в топливном аккумуляторе.

Исходные данные для расчета:

p_1 – давление топлива в аккумуляторе в начале переходного процесса, для расчета можно принять $p_1 = 50\text{--}70$ МПа;

p_2 – давление топлива в аккумуляторе в конце переходного процесса, для расчета можно принять $p_2 = \underline{p_{ак}}$;

$\Delta t_{п.п.}$ – продолжительность переходного процесса (0,3–0,6 с);

$n_{ТНВД}$ – частота вращения вала ТНВД, мин^{-1} ;

i_c – число плунжерных секций ТНВД, принимают $i_c = 2\text{--}4$;

η_n – коэффициент подачи насоса, $\eta_n = 0,75\text{--}0,85$;

h_n/d_n – отношение хода плунжера к диаметру, в современных конструкциях насосов $h_n/d_n = 1,2\text{--}1,4$.

Минутный теоретический объемный расход топлива для подачи в цилиндры на номинальном режиме, л/мин

$$Q_{\text{теор}}^{\text{ном}} = \frac{2 \cdot n \cdot i \cdot V_{ц} \cdot 10^{-6}}{\tau}$$

Действительная подача насоса должна учитывать дополнительные расходы топлива через форсунки на утечки и управление, л/мин

$$Q_{\text{форс}}^{\text{ном}} = k_{\text{форс}} \cdot Q_{\text{теор}}^{\text{ном}}$$

Обеспечение динамического резерва на переходных режимах, л/мин

$$Q_{\text{дин.рез.}} = \frac{\beta(p_2 - p_1)V_{ак} \cdot 60 \cdot 10^6}{\Delta t_{п.п.}}$$

Минутная подача насоса, л/мин

$$Q^{\text{НОМ}} = Q_{\text{форс}}^{\text{НОМ}} + Q_{\text{дин.рез.}}$$

Производительность насоса за один оборот его вала, мм³

$$V_{\text{ц}}^{\text{ТНВД}} = \frac{Q^{\text{НОМ}} \cdot 10^6}{n_{\text{ТНВД}}}$$

При пусковой подаче топлива производительность насоса должна быть в среднем в 2 раза выше, чем при номинальном режиме, мм³

$$V_{\text{ц.пуск}}^{\text{ТНВД}} = 2 \cdot V_{\text{ц}}^{\text{ТНВД}}$$

Определяем подачу топлива за оборот одной плунжерной секции насоса, мм³

$$V_1 = \frac{V_{\text{ц.пуск}}^{\text{ТНВД}}}{i_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{п}}}$$

Находим диаметр плунжера, мм

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot h_{\text{п}} / d_{\text{п}}}}$$

Ход плунжера равен, мм

$$h_{\text{п}} = d_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} / d_{\text{п}}$$

Найденные значения $d_{\text{п}}$ и $h_{\text{п}}$ необходимо привести в соответствие с ГОСТ 10578-84, согласно которому для $h_{\text{п}} = 8$ мм диаметр плунжера $d_{\text{п}}$ выбирают из ряда 5; 6; 6,5; 7; 8; 8,5; 9; 10 мм, для $h_{\text{п}} = 10$ – из ряда 6,5; 7; 8; 8,5; 9; 10; 12 мм.

5.3. Расчет форсунки

В системах типа *Common Rail* наибольшее распространение получили электрогидравлические форсунки. Требуемый момент начала впрыскивания и величина подачи топлива обеспечиваются действием электромагнитного клапана форсунки. Момент начала впрыскивания устанавливается системой электронного управления работой дизеля.

Исходные данные для расчета:

$\Phi_{\text{впр}}$ – продолжительность впрыска, $\Phi_{\text{впр}} = 15\text{--}36$ град. п.к.в.;

μ_c – коэффициент расхода топлива через сопловые отверстия, $\mu_c = 0,7\text{--}0,75$;

m – количество сопловых отверстий распылителя форсунки.

Продолжительность впрыска, с

$$\tau_{\text{впр}} = \frac{\Phi_{\text{впр}}}{6 \cdot n}.$$

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия, м/с

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2 \cdot (\overline{p_{\text{ак}}} - p_{\text{ц}})}{\rho_{\text{т}}}}.$$

Суммарная площадь сопловых отверстий форсунки, мм²

$$f_c = \frac{V_{\text{ц}}}{\mu_c \cdot w_{\phi} \cdot \tau_{\text{впр}} \cdot 10^3}.$$

Диаметр соплового отверстия, мм

$$d_c = 1,128 \cdot \sqrt{\frac{f_c}{m}}.$$

Практическая работа 6 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ

Цель работы: ознакомиться с методами определения основных параметров элементов системы смазывания. Произвести расчет масляных насоса, радиатора и фильтра.

6.1. Предпосылки к расчету

В современных автотракторных двигателях применяют системы смазывания, в которых масло к большинству трущихся сопряжений подводится под давлением, создаваемым масляным насосом.

Количество масла (л), необходимого для функционирования системы смазывания, зависит от номинальной мощности двигателя N_e :

1. Бензиновые двигатели легковых автомобилей – $(0,04–0,09) \cdot N_e$;
2. Бензиновые двигатели грузовых автомобилей и дизели легковых автомобилей – $(0,07–0,1) \cdot N_e$;
3. Дизели грузовых автомобилей – $(0,11–0,16) \cdot N_e$.

Окружная скорость вращения шестерни масляного насоса $u_{ш}$ на внешнем диаметре не должна превышать 8–10 м/с.

В существующих конструкциях масляных насосов число зубьев шестерни составляет $z = 6–12$, модуль зацепления – $m = 3–6$ мм.

Длина зуба шестерни масляного насоса b обычно находится в пределах 20–50 мм.

В существующих конструкциях площадь поверхности охлаждения воздушно-масляного радиатора находится в пределах 1–3 м².

Удельная поверхность масляных радиаторов (м²/кВт) автотракторных двигателей находится в пределах: для воздушно-масляных – $(3–6,5) \cdot 10^{-2}$, для водомасляных – $(0,13–0,34) \cdot 10^{-2}$.

Коэффициент компактности трубчато-пластинчатых радиаторов в зависимости от конструкции сердцевины равен 440–850 м²/м³, а коэффициент оребрения равен 2,5–5,4.

Коэффициент компактности трубчато-ленточных радиаторов равен 1100–1400 м²/м³, коэффициент оребрения равен 5–11,5.

Коэффициент компактности алюминиевых радиаторов из трубчато-оребрённых элементов и многоканальных оребренных пластин составляет 450–550 м²/м³, коэффициент оребрения – 4–6,2.

В современных полнопоточных центрифугах подача масла под давлением 0,25–0,6 МПа обеспечивает вращение ротора со скоростью 5000–8000 мин⁻¹.

В автотракторных двигателях мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса, составляет 0,4–2,0 кВт.

6.2. Расчет масляного насоса

Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерней. Этому расчету предшествует определение циркуляционного расхода масла в системе.

Исходные данные для расчета:

G_t – часовой расход топлива, кг/ч;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, для автомобильных бензинов – 44000 кДж/кг, для дизельных топлив – 42 500 кДж/кг;

q_m – величина относительной теплоотдачи в масло, для современных автотракторных двигателей находится в пределах 0,015–0,03;

c_m – средняя удельная теплоемкость масла (1,88–2,094 кДж/(кг·К));

ρ_m – плотность масла при установившейся температуре (875–900 кг/м³);

Δt_m – средняя температура нагрева масла в двигателе (10–15 К);

$\eta_{он}$ – объемный коэффициент подачи насоса, учитывающий утечки масла через зазоры (0,6–0,8);

$\eta_{мн}$ – механический КПД масляного насоса (0,85–0,9);

p_n – рабочее давление масла в системе (в бензиновых двигателях – 0,3–0,5 МПа, в дизелях – 0,3–0,7 МПа).

Расчет масляного насоса выполняется в следующей последовательности:

Определяется количество теплоты, выделенной в цилиндре двигателя с топливом, кДж/с

$$Q_t = G_t \cdot H_u / 3600.$$

Определяется количество теплоты, отводимой маслом от двигателя

$$Q_m = Q_t \cdot q_m.$$

Определяется циркуляционный расход масла при заданной величине Q_M , м³/с

$$V_M = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta t_M}.$$

Действительная подача масляного насоса, м³/с

$$V_D = (2 - 3,5) \cdot V_M.$$

Теоретическая подача масла, которая учитывает утечки масла через торцевые и радиальные зазоры насоса с учетом объемного коэффициента подачи η_{OH}

$$V_T = \frac{V_D}{\eta_{OH}}.$$

Выбирается частота вращения ведущей шестерни насоса с учетом номинальной частоты вращения коленчатого вала:

– для бензиновых двигателей

$$n_{MH} = (0,5 - 0,7) \cdot n_H;$$

– для дизелей

$$n_{MH} = (1,0 - 1,4) \cdot n_H.$$

Определяется наружный диаметр шестерни насоса, мм

$$D_{ш} = \frac{10^3 \cdot 60 \cdot u_{ш}}{\pi \cdot n_{MH}}.$$

Уточняется наружный диаметр шестерней

$$D_{ш} = m \cdot (z + 2).$$

Определяется требуемая длина зубьев (ширина шестерни), м

$$b = \frac{60 \cdot V_T}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_{MH}}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса, кВт

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{т}} \cdot p_{\text{н}}}{\eta_{\text{мн}} \cdot 10^3}.$$

6.3. Расчет масляного радиатора

Масляный радиатор представляет собой теплообменный аппарат для охлаждения масла, циркулирующего в системе смазывания двигателя. Различают два типа радиаторов: воздушно-масляные с воздушным охлаждением и водомасляные с водяным охлаждением.

Расчет масляного радиатора производится в основном в той же последовательности, что и расчет жидкостного радиатора. Ниже приводится расчет обоих типов радиаторов.

Исходные данные для расчета масляного радиатора:

$c_{\text{в}}$ – средняя удельная теплоемкость воздуха (1,005 кДж/(кг·К));

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха при температуре 313 К (1,13 кг/м³);

$t_{\text{в.вх}}$ – температура воздуха на входе в радиатор (308–313 К);

$\Delta t_{\text{в}}$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора (3–5 К);

$t_{\text{м.вх}}$ – температура масла на входе в радиатор (363–368 К);

$\Delta t_{\text{м}}$ – перепад температуры масла на входе и выходе из радиатора, равный 10–15 К;

$\alpha_{\text{м}}$ – коэффициент теплоотдачи от масла в стенки радиатора при прямых гладких трубках и скорости движения масла 0,1–0,5 м/с (100–500 Вт/(м²·К));

δ – толщина стенки трубки, (м): толщина стенки трубок, изготовленных из меди или алюминиевых сплавов, находится в пределах 0,13–0,3 мм, для латунных трубок толщина стенки – 0,08–0,10 мм;

λ – коэффициент теплопроводности материала радиаторных трубок, для меди – 330, латуни и алюминиевых сплавов – 80–125, нержавеющей стали – 10–20 Вт/(м·К);

$\xi_{\text{ор}}$ – коэффициент оребрения радиатора;

$\alpha_{\text{охл}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к охлаждающему (воздуху) (70–140 Вт/(м²·К));

$v_{\text{в}}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора (6–18 м/с) без учета скорости движения машины;

φ_p – коэффициент объемной компактности, $\text{м}^2/\text{м}^3$;

v_m – скорость движения масла в радиаторе (0,1–0,5 м/с);

α_1 – коэффициент теплоотдачи от масла в стенки радиатора при наличии завихрителей в трубках радиатора и скорости движения масла 0,5–1,0 м/с ($800\text{--}1400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к охлаждающей (воде) ($2300\text{--}4100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$).

Количество теплоты, рассеиваемой радиатором

$$Q_M^* = (0,50 - 0,75) \cdot Q_M.$$

В расчетах принимается, что вся теплота от масла в радиаторе передается охлаждающему воздуху, проходящему через радиатор $Q_B = Q_M^*$.

Расход воздуха, проходящего через радиатор, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_B = \frac{Q_B}{c_B \cdot \rho_B \cdot \Delta t_B}.$$

Средняя температура масла в радиаторе, К

$$t_{M,CP} = t_{M,BX} - \Delta t_M / 2.$$

Средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, К

$$t_{B,CP} = t_{B,BX} + \Delta t_B / 2.$$

Температурный напор в радиаторе, К

$$\Delta t = t_{M,CP} - t_{B,CP}.$$

Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающему телу (воздуху), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k_T = \left[\left(\frac{1}{\alpha_M} + \frac{\delta}{\lambda} \right) \xi_{op} + \frac{1}{\alpha_{охл}} \right]^{-1}.$$

Для воздушно-масляных радиаторов k_T составляет 25–70 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Вычисляется поверхность охлаждения радиатора, м²

$$F_{\text{охл}} = Q_{\text{м}}^* / (k_{\text{т}} \cdot \Delta t).$$

Площадь фронтальной поверхности радиатора, м²

$$F_{\text{фр.}} = \frac{V_{\text{в}}}{v_{\text{в}}}.$$

Глубина сердцевины радиатора, м

$$l_{\text{р}} = \frac{F_{\text{охл}}}{F_{\text{фр}} \cdot \varphi_{\text{р}}}.$$

Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающему телу (воде), Вт/(м²·К)

$$k_{\text{м}} = 1 / (1 / \alpha_1 + \delta / \lambda_{\text{теп}} + 1 / \alpha_2),$$

обычно $k_{\text{м}}$ находится в пределах 115–350 Вт/(м²·К).

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемого водой, м²

$$F_{\text{охл}} = Q_{\text{м}}^* / (k_{\text{м}} \cdot (T_{\text{м.ср}} - T_{\text{вод.ср}})).$$

6.4. Расчет масляных фильтров

Расчет масляной центрифуги заключается в определении необходимого давления масла перед центрифугой и частоты вращения ее ротора.

Исходные данные для расчета масляных фильтров:

ε – коэффициент сжатия струи масла (0,9–1,1), для наиболее распространенных форм сопел равен 0,9;

$d_{\text{с}}$ – диаметр сопла (0,0015–0,0025 м);

R – расстояние от оси сопла до оси вращения ротора (0,03–0,05 м);

a – момент сопротивления в начале вращения ротора ((5–20)·10⁻⁴ Н·м);

b – скорость нарастания момента сопротивления ((0,03–0,10)·10⁻⁴ (Н·м)/мин⁻¹);

α – коэффициент расхода масла через сопло (0,78–0,86);

ψ – коэффициент гидравлических потерь (для полнопоточных центрифуг – 0,2–0,5, для неполнопоточных – 0,1–0,2);

r_0 – радиус оси ротора (0,006–0,010 м);

μ – динамическая вязкость масла, Па·с;

Δp_ϕ – перепад давлений на входе и выходе из фильтра (0,02–0,05 МПа);

c – коэффициент, зависящий от типа фильтрующего материала: бумага – 0,004, бязь – 0,006; редкая сетчатая бумажная ткань – 0,009; мягкий войлок (фетр) толщиной 10 мм – 0,015; густая металлическая сетка – 0,05; металлический пластинчатый фильтр – 0,08.

Расчет масляной центрифуги ведется в следующей последовательности.

1) Циркуляционный расход неполнопоточной центрифуги принимается 20 % от циркуляционного расхода масла.

2) Определяется площадь отверстия сопла, м²

$$F_c = \pi \cdot d_c^2 / 4.$$

3) Частота вращения ротора центрифуги от основных конструктивных и гидравлических параметров центрифуги, мин⁻¹

$$n = \frac{\rho_M \cdot V_M^2 \cdot R / (2 \cdot \varepsilon \cdot F_c) - a}{b + \pi \cdot \rho_M \cdot V_M^2 \cdot R^2 / 30}.$$

4) Давление масла перед центрифугой, МПа

$$p_1 = \rho_M \cdot \left[\frac{V_M^2 - 4 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2 \cdot (R^2 - r_0^2) \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2 \cdot (1 - \psi)} \right].$$

Расчет фильтра очистки масла заключается в определении площади его фильтрующего элемента, м²

$$F_\phi = 60 \cdot V_d \cdot \mu / (c \cdot \Delta p_\phi).$$

Практическая работа 7

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Цель работы: ознакомиться с методами определения основных параметров элементов системы жидкостного охлаждения. Произвести расчет радиатора, насоса и вентилятора.

7.1. Предпосылки к расчету

При расчете системы охлаждения необходимо знать:

1. Энергетические и экономические показатели двигателя ($N_{\text{ен}}$ – эффективная, номинальная мощность двигателя, кВт; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ; α – коэффициент избытка воздуха; i – количество цилиндров; S – ход поршня, мм; D – диаметр цилиндра, мм; ε – степень сжатия; G_t – часовой расход топлива на расчетном режиме, кг/ч; $i \cdot V_h$ – рабочий объем двигателя, л).

2. Условия эксплуатации (автомобиля, трактора, комбайна и т. д.):

а) климатические условия: $t_0 = 308 - 313$; K – температура воздуха перед радиатором; $p_0 = 0,1$ МПа – нормальное давление окружающей среды;

б) тип охлаждающей жидкости (вода, антифриз) и ее теплотехнические константы: $c_{\text{ж}}$ – теплоемкость, Дж/(кг·К); $\rho_{\text{ж}}$ – плотность, кг/м^3 .

3. Характеристики охлаждающей решетки радиатора (тип охлаждающей решетки; h и b – соответственно высота и ширина охлаждающей решетки радиатора, м; i_x – количество ходов охлаждающей жидкости в радиаторе).

4. Характеристики осевого вентилятора системы охлаждения. Тип лопастей вентилятора: клепаные или литые; ψ – коэффициент формы и угла установки лопастей; $\eta_{\text{в}}$ – механический КПД вентилятора; $D_{\text{в}}$ – диаметр вентилятора, м; $i_{\text{в}}$ – передаточное отношение привода вентилятора от коленчатого вала; H – напор, развиваемый вентилятором в зависимости от расхода воздуха при фиксированных частотах его вращения, Па; Δp_c – аэродинамические потери всей воздушной сети в зависимости от расхода воздуха, Па; $\omega_{\text{в}}$ – скорость воздуха, создаваемая вентилятором, м/с.

5. Характеристики жидкостного насоса. Профиль лопаток рабочего колеса; z – количество рабочих лопаток; η_o – объемный КПД; η_r – гидравлический КПД; η_m – механический КПД; i_n – передаточное отношение привода насоса от коленчатого вала; d – диаметр валика привода насоса, м; r_0 – радиус ступицы крыльчатки, м; C_1 – абсолютная скорость охлаждающей жидкости на входе в насос, м/с; α_2 – угол между векторами абсолютной скорости схода жидкости с рабочей лопатки C_2 и окружной скорости U_2 , град; δ – толщина рабочей лопатки, м; H – напор, развиваемый насосом на расчетном режиме, Па; $\Delta p_{ж}$ – потери напора в гидравлическом контуре системы охлаждения, Па.

Для оценки конструкции радиатора используются три группы показателей:

1. Общие данные по сердцевине радиатора ($F_{фр} = h \cdot b$ – площадь фронтальной поверхности радиатора, м²; l – глубина сердцевины радиатора, м; $F_{охл}$ – общая площадь поверхности охлаждения, м²);

2. Геометрические размеры элементов поверхности охлаждения (размеры и форма жидкостных каналов; их расположение; шаг по фронту и глубине радиатора; форма и шаг пластин оребрения; толщина стенок каналов и др.);

3. Оценочные параметры или коэффициенты, каждый из которых характеризует то или иное качество или компоновочную особенность конструкции радиатора:

а) компактность поверхности охлаждения оценивается коэффициентом объемной компактности, м²/м³

$$\varphi_p = F_{охл} / V_{охл},$$

где $V_{охл}$ – геометрический объем радиатора;

б) конструктивная структура поверхности охлаждения определяется коэффициентом оребрения, т. е. отношением поверхности охлаждения, омываемой охлаждающим воздухом, к поверхности охлаждения, омываемой охлаждающей жидкостью

$$\xi_{ор} = F_{охл} / F_{ж}.$$

Коэффициент компактности трубчато-пластинчатых радиаторов в зависимости от конструкции сердцевин равен 440–850 м²/м³, а коэффициент оребрения равен 2,5–5,4.

Трубчато-ленточные радиаторы обладают более высокими значениями как коэффициента компактности, равного 1100–1400 м²/м³, так и коэффициента оребрения, равного 5–11,5.

Коэффициент компактности алюминиевых радиаторов из трубчато-оребранных элементов и многоканальных оребренных пластин составляет 450–550 м²/м³, коэффициент оребрения – 4–6,2.

В зависимости от емкости системы охлаждения жидкость может прокачиваться через радиатор от 10 до 20 раз в минуту, при средних скоростях $w_{\text{ж}} = 0,4–0,7$ м/с. Циркуляционный расход ее при этом составляет 90–150 л/кВт·ч.

Коэффициент теплопередачи k_{T} (Вт/(м²·К)) обычно находится в пределах: для легковых автомобилей – 140–180, для грузовых автомобилей и тракторов – 80–100.

Величины охлаждающих поверхностей радиаторов $F_{\text{охл}}$ ориентировочно составляют для двигателей грузовых автомобилей 0,2–0,4 м²/кВт, а для легковых – 0,14–0,2 м²/кВт. Глубина $l_{\text{р}}$ автомобильных радиаторов составляет 60–150 мм, а тракторных – 80–135 мм. Площади фронтальных поверхностей охлаждающих решеток для всех типов радиаторов $F_{\text{фр}} = 0,2–0,6$ м².

Скорость воздуха перед фронтом радиатора автомобилей, создаваемая вентилятором, $w_{\text{в}} = 6–18$ м/с, а при движении автомобиля увеличивается на 3–5 м/с в зависимости от его скорости. Расчетное значение скорости воздуха перед фронтом тракторного радиатора принимают без учета скорости движения.

При проектировании воздушного тракта возможности варьирования массовой скоростью воздуха перед фронтом радиатора ограничивают в автотракторных ДВС $\rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в}} = 12–16$ кг/м²·с.

Расход воздуха (м³/с), проходящего через радиатор, по среднестатистическим данным находится в пределах: для бензиновых двигателей – (0,030–0,055) $N_{\text{н}}$; для дизелей – (0,015–0,040) $N_{\text{н}}$.

В автотракторных двигателях наиболее распространены одноколесные, центробежные, жидкостные насосы с полукрыльчаткой, имеющей 4–8 спиральных или радиальных лопаток.

Давление, создаваемое насосом со спиральными лопатками, равно 0,05–0,20 МПа; мощность, затрачиваемая на привод, составляет 0,5–1 % от номинальной мощности двигателя; гидравлический КПД насоса находится в пределах 0,6–0,7. В случае применения радиальных лопаток возрастает напор, мощность на привод и снижается гидравлический КПД. Для различных конструкций насосов механический КПД – $\eta_m = 0,8–0,9$; объемный – $\eta_o = 0,8–0,9$.

В существующих конструкциях, ширина лопаток на входе для крыльчаток жидкостного насоса находится в пределах $b_1 = 10–35$ мм, а на выходе – $b_2 = 4–25$ мм.

Для двигателей отношение мощности, потребляемой на привод жидкостного насоса N_n , к номинальной мощности двигателя составляет 0,005–0,01.

Вместимость систем жидкостного охлаждения (л) ориентировочно определяется по следующим соотношениям: для легковых автомобилей – (0,13–0,35) N_n ; для грузовых автомобилей – (0,27–0,80) N_n ; для тракторов – (0,50–1,70) N_n .

В автотракторных ДВС распространение получили одноступенчатые осевые вентиляторы с количеством лопастей от 4 до 8 и диаметром $D_v = 300–670$ мм. Окружная скорость вентиляторов достигает 80–125 м/с.

Осевые вентиляторы выполняются клепанными или литыми. Вентиляторы со штампованными лопастями создают давление около 500–700 Па и имеют невысокий КПД, равный 0,2–0,4. Литые вентиляторы выполняются из синтетических материалов с профилированными лопастями, КПД таких вентиляторов может достигать 0,55–0,65.

Для существующих двигателей отношение N_v/N_n не должно превышать 0,05–0,08.

7.2. Расчет радиатора системы охлаждения

Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи теплоты от жидкости к окружающему воздуху.

Исходные данные для расчета:

G_t – часовой расход топлива, кг/ч;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, для автомобильных бензинов – 44 000 кДж/кг, для дизельных топлив – 42 500 кДж/кг;

$q_{ж}$ – величина относительной теплоотдачи в охлаждающую жидкость, для двигателей с искровым зажиганием находится в пределах 0,24–0,32 и для дизелей – 0,16–0,25;

c_v – средняя удельная теплоемкость воздуха (1,005 кДж/кг·К);

ρ_v – плотность воздуха при температуре 313 К (1,13 кг/м³);

$c_{ж}$ – удельная теплоемкость жидкости, кДж/кг·К: для воды – 4,187, этиленгликоля – 3,84;

$\rho_{ж}$ – плотность охлаждающей жидкости, кг/м³: для воды – 961,085 кг/м³, при температуре жидкости на входе в радиатор $t_{ж.вх} = 363–368$ К, для тосола А-40 – 1078–1095 кг/м³;

$t_{ж.вх}$ – температура жидкости на входе в радиатор (353–368 К);

$\Delta t_{ж}$ – перепад температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе из радиатора, равный 6–12 К;

$t_{в.вх}$ – температура воздуха на входе в радиатор (308–313 К);

Δt_v – перепад температуры охлаждающего воздуха в радиаторе: для автомобилей – 20–30К, для тракторов – 26–30К;

$\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи от охлаждающей жидкости в стенки радиатора (2500–5000 Вт/м²·К);

δ – толщина стенки трубки: толщина стенки трубок, изготовленных из меди или алюминиевых сплавов, находится в пределах 0,13–0,3 мм, для латунных трубок толщина стенки – 0,08–0,10 мм;

λ – коэффициент теплопроводности материала радиаторных трубок, для меди – 330, латуни и алюминиевых сплавов – 80–125, нержавеющей стали – 10–20 Вт/(м·К);

$\xi_{ор}$ – коэффициент оребрения радиатора;

$\alpha_{охл}$ – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к охлаждающему (воздуху) (70–140 Вт/м²·К);

w_v – скорость воздуха перед фронтом радиатора (6–18 м/с) без учета скорости движения машины;

φ_p – коэффициент объемной компактности, м²/м³.

Расчет жидкостного радиатора ведется в следующей последовательности.

Определяется количество теплоты, выделенной в цилиндре двигателя с топливом, кДж/с

$$Q_t = G_t \cdot H_u / 3600.$$

Определяется количество теплоты, отдаваемой в охлаждающую жидкость

$$Q_{ж} = q_{ж} \cdot Q_t.$$

В расчетах принимается, что вся теплота от жидкости в радиаторе передается охлаждающему воздуху, проходящему через радиатор, т. е.

$$Q_{в} = Q_{ж}.$$

Расход воздуха, проходящего через радиатор, м³/с

$$V_{в} = \frac{Q_{в}}{c_{в} \cdot \rho_{в} \cdot \Delta t_{в}}.$$

Определяется циркуляционный расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения на основании уравнения, м³/с

$$V_{ж} = \frac{Q_{ж}}{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta t_{ж}}.$$

Средняя температура жидкости в радиаторе, К

$$t_{ж.ср} = t_{ж.вх} - \Delta t_{ж} / 2.$$

Средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, К

$$t_{в.ср} = t_{в.вх} + \Delta t_{в} / 2.$$

Температурный напор в радиаторе, К

$$\Delta t = t_{ж.ср} - t_{в.ср}.$$

Коэффициент теплопередачи от охлаждающей жидкости к охлаждающему телу, Вт/м²·К

$$k_T = \left[\left(\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{\delta}{\lambda} \right) \xi_{ор} + \frac{1}{\alpha_{охл}} \right]^{-1}.$$

Вычисляется поверхность охлаждения радиатора, м²

$$F_{охл} = Q_{ж} / (k_T \cdot \Delta t).$$

Площадь фронтальной поверхности радиатора, м²

$$F_{фр} = \frac{V_B}{w_B}.$$

Глубина сердцевины радиатора, м

$$l_p = \frac{F_{охл}}{F_{фр} \cdot \varphi_p}.$$

7.3. Расчет жидкостного насоса

Расчет состоит в определении основных геометрических параметров насоса, который должен обеспечить циркуляционный расход жидкости $V_{ж}$ (м³/с) через радиатор системы охлаждения.

Расчетная схема жидкостного насоса показана на рис. 7.1.

Исходные данные для расчета:

η_0 – объемный КПД, учитывающий возможность утечки жидкости из напорной полости во всасывающую (0,8–0,9);

r_0 – радиус ступицы крыльчатки, изменяется от 0,012 м у малолитражных двигателей, до 0,03 – у дизелей большого литража.

c_1 – скорость жидкости на входе в насос, 1–2,5 м/с;

α_2 , β_2 – угол между направлениями скоростей соответственно c_2 и u_2 , w_2 и u_2 (рис. 7.1): $\alpha_2 = 8\text{--}12^\circ$, $\beta_2 = 35\text{--}50^\circ$;

$p_{ж}$ – давление жидкости, создаваемое насосом, 38–55 кПа;

- η_r – гидравлический КПД насоса, (0,6–0,7);
 i_n – передаточное число привода насоса, (1–1,5);
 n – частота вращения коленчатого вала мин⁻¹;
 z – число лопастей на крыльчатке, 4–8;
 δ – толщина лопасти (0,003–0,005 м);
 η_m – механический КПД насоса (0,8–0,9).

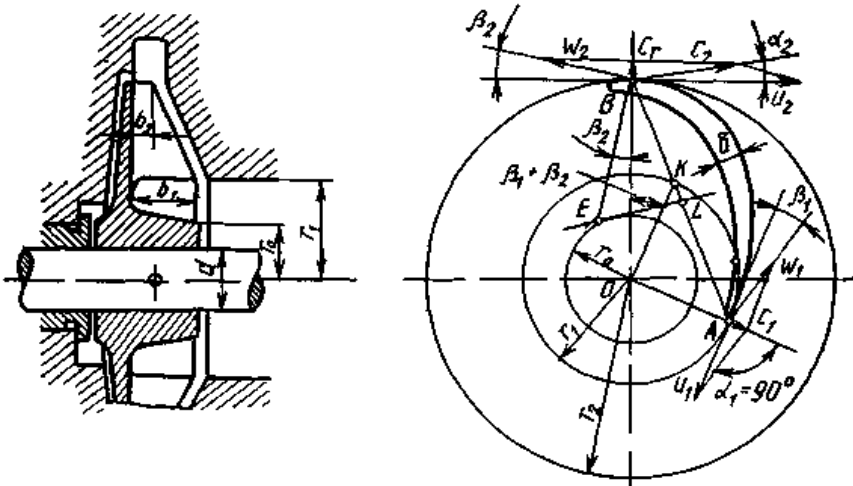


Рис. 7.1. Расчетная схема жидкостного насоса

Расчет жидкостного насоса выполняется в следующей последовательности:

Расчетная величина подачи насоса, м³/с

$$V_{жр} = \frac{V_{ж}}{\eta_0}$$

Радиус входного отверстия крыльчатки, м

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{жр}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2}$$

Окружная скорость выхода жидкости с рабочего колеса, м/с

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg}\beta_2} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{ж}}}{10^3 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \rho_{\text{ж}}}}.$$

Радиус схода жидкости с рабочей лопатки, м

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n \cdot i_n}.$$

Окружная скорость потока жидкости на входе, м/с

$$u_1 = u_2 \cdot \frac{r_1}{r_2}.$$

Угол β_1 определяется исходя из того, что угол α_1 между векторами скоростей c_1 и u_1 равен 90° :

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}.$$

Обычно $\beta_1 = 40\text{--}55^\circ$, но может быть и меньше.

На основании полученных данных производим профилирование лопасти. В существующих конструкциях $d_2 = 62\text{--}105$ мм, $d_1 = 34\text{--}68$ мм. Как правило, лопасти профилируются по дуге окружности. Для этого, проводя внешнюю окружность крыльчатки радиусом r_2 , а внутреннюю – радиусом r_1 , в произвольной точке B на внешней окружности строим угол β_2 . От радиуса OB строится угол $(\beta_1 + \beta_2)$. Через точки B и K (рис. 7.1) проводится линия BK , которая продолжается до пересечения с окружностью входа (точка A). Из середины отрезка AB (точка L) проводится перпендикуляр, к линии BE (точка E), а из точки E – дуга, являющаяся искомым очертанием лопасти.

Радиальная скорость схода охлаждающей жидкости, м/с

$$c_r = \frac{P_{\text{ж}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{u_2 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \rho_{\text{ж}}}.$$

Абсолютная скорость схода жидкости, м/с

$$c_2 = c_r / \sin \alpha_2.$$

Ширина лопастей на входе b_1 и выходе b_2 , м

$$b_1 = \frac{V_{\text{жр}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta}{\sin \beta_1} \right) \cdot c_1},$$

$$b_2 = \frac{V_{\text{жр}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta}{\sin \beta_2} \right) \cdot c_r}.$$

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод насоса

$$N_{\text{Н}} = \frac{V_{\text{жр}} \cdot P_{\text{ж}}}{\eta_{\text{М}}}.$$

7.4. Расчет вентилятора

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

Исходные данные:

ψ – коэффициент, зависящий от формы лопастей: для криволинейных – 2,2–2,9, для плоских – 2,8–3,5;

$p_{\text{в}}$ – давление воздуха, создаваемое вентилятором (600–1000 Па);

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха при температуре 313 К (1,13 кг/м³);

w_B – скорость воздуха перед фронтом радиатора (6–18 м/с) без учета скорости движения машины;

η_B – КПД вентилятора, для осевых вентиляторов литых – 0,55–0,65, клепаных – 0,20–0,40.

Расчет вентилятора ведется в следующей последовательности.

Окружная скорость лопасти вентилятора на ее наружном диаметре, м/с

$$u = \psi \cdot \sqrt{\frac{P_B}{\rho_B}}.$$

По соображениям акустического характера окружная скорость лопасти на ее наружном диаметре не должна превышать 110 м/с.

Диаметр вентилятора, м

$$D_B = 1,3 \cdot \sqrt{V_B / w_B}.$$

Полученное значение D_B округляется до ближайшего в размерном ряду по ГОСТ 10616-73 (–0,25; 0,265; 0,280; 0,300; 0,315; 0,335; 0,355; 0,375; 0,400; 0,425; 0,450; 0,475; 0,500; 0,530; 0,560; 0,600; 0,630; 0,670).

Частота вращения вала вентилятора, мин⁻¹

$$n_B = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_B}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, кВт

$$N_B = \frac{10^{-3} \cdot P_B \cdot V_B}{\eta_B}.$$

Практическая работа 8 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

8.1. Предпосылки к расчету

В подавляющем большинстве автотракторных двигателей воздушного охлаждения применяют системы с принудительным нагнетанием воздуха в межреберные каналы головок цилиндров и самих цилиндров. Расход воздуха регулируется дефлекторами.

Для обеспечения высоких скоростей циркуляции воздуха применяют осевые вентиляторы с большим количеством профилированных лопаток. Полный напор, развиваемый такими вентиляторами, достигает 1000–2400 Па.

Параметры окружающей среды и расчетные режимы двигателя принимаются такими же, как и при расчете системы жидкостного охлаждения.

Расчетные максимальные температуры цилиндра, изготовленного из специального чугуна, принимаются для автомобильных двигателей – 493 К; для тракторных двигателей – 473 К. Расчетные максимальные температуры головки цилиндра, изготовленного из специального чугуна, принимаются для автомобильных двигателей – 613–633 К; для тракторных двигателей – 593–613 К. Расчетные максимальные температуры головки цилиндра, изготовленного из алюминиевого сплава, принимаются для автомобильных двигателей – 513–533 К; для тракторных двигателей – 493–513 К.

Средняя температура у оснований ребер цилиндра из чугуна – 403–443 К, для ребер из алюминиевых сплавов – 403–423; у основания ребер головки: из чугуна – 443–493 К; из алюминиевого сплава – 433–473 К. Температура внутренних поверхностей цилиндра должна быть не ниже 403–413 К.

Относительная теплоотдача в систему охлаждения составляет $q_{\text{в}} = 0,28–0,33$ – для бензиновых двигателей и $q_{\text{в}} = 0,25–0,30$ – для дизелей.

Средняя скорость воздуха $w_{\text{в}}$ в межреберном пространстве цилиндра и его головки принимается равной 20–50 м/с при диаметре цилиндра $D = 75–125$ мм и 50–60 м/с – при $D = 125–150$ мм.

Удельная площадь поверхностей воздушного охлаждения цилиндра и его головки для дизелей 0,4–0,8 м²/л; для бензиновых двигателей – 0,65–1,60 м²/л.

8.2. Расчет поверхности охлаждения цилиндра и головки цилиндра

Исходные данные для расчета:

G_t – часовой расход топлива, кг/ч;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, для автомобильных бензинов – 44 000 кДж/кг, для дизельных топлив – 42 500 кДж/кг;

q_b – величина относительной теплоотдачи в охлаждающему воздуху;

c_b – средняя удельная теплоемкость воздуха (1,005 кДж/кг·К);

ρ_b – плотность воздуха при температуре 313 К (1,13 кг/м³);

$t_{b,вх}$ – температура воздуха на входе (308–313 К);

$t_{b,вых}$ – температура воздуха на выходе (353–373 К);

Δt_b – перепад температуры выходящего и входящего воздуха в оребрении (45–60 К);

$t_{ц}$ – средняя температура у основания ребер цилиндра: для чугунных ребер – 403–453 К; для ребер из алюминиевого сплава – 403–423 К;

t_g – средняя температура у основания ребер головки цилиндра: для чугунных ребер – 433–503 К; для ребер из алюминиевых сплавов – 423–473 К;

w_b – средняя скорость воздуха в межреберном пространстве, м/с;

V_h – рабочий объем цилиндра, л.

Расчет системы воздушного охлаждения ведется в следующей последовательности.

Определяется количество теплоты, выделенной в цилиндре двигателя с топливом, кДж/с

$$Q_t = G_t \cdot H_u / 3600.$$

Определяется количество теплоты, отдаваемой охлаждающему воздуху

$$Q_B = q_B \cdot Q_T.$$

Расчетное количество теплоты, передаваемой в окружающую среду через ребрение с учетом теплоты от масляного радиатора и поверхностей картера, увеличивается на 10–15 %.

$$Q_{вр} = (1,10-1,15) \cdot Q_B.$$

Количество теплоты, отводимой ребрением цилиндра:

– для дизелей

$$Q_{ц} = (0,55-0,40) \cdot Q_{вр};$$

– для бензиновых двигателей

$$Q_{ц} = (0,40-0,25) \cdot Q_{вр}.$$

Количество теплоты, отводимой ребрением головки цилиндра:

– для дизелей

$$Q_{г} = (0,45-0,60) \cdot Q_{вр};$$

– для бензиновых двигателей

$$Q_{г} = (0,60-0,75) \cdot Q_{вр};$$

Расчет расхода охлаждающего воздуха, м³/с

$$V_B = \frac{Q_B}{c_B \cdot \rho_B \cdot \Delta t_B}.$$

Определяющая температура воздуха у ребер цилиндра, К

$$t_{опр.ц} = (t_{ц} + t_{в.вх}) / 2.$$

Коэффициент теплоотдачи поверхности цилиндра, Вт/м²·К

$$\alpha_{\text{ц}} = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot t_{\text{опр.ц}}) \cdot (w_{\text{в}} / 0,278)^{0,73}.$$

Площадь поверхности охлаждения ребер цилиндра, м²

$$F_{\text{ц}} = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{ц}}}{\alpha_{\text{ц}} \cdot (t_{\text{ц}} - t_{\text{в.вх}})}.$$

Определяющая температура воздуха у ребер цилиндра, К

$$t_{\text{опр.г}} = (t_{\text{г}} + t_{\text{в.вх}}) / 2.$$

Коэффициент теплоотдачи поверхности головки цилиндра, Вт/м²·К

$$\alpha_{\text{г}} = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot t_{\text{опр.г}}) \cdot (w_{\text{в}} / 0,278)^{0,73}.$$

Площадь поверхности охлаждения ребер головки цилиндра, м²

$$F_{\text{г}} = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{г}}}{\alpha_{\text{г}} \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{в.вх}})}.$$

Сумма площадей поверхностей охлаждения ребер цилиндра и головки цилиндра, м²

$$F_{\Sigma} = F_{\text{ц}} + F_{\text{г}}.$$

Удельная площадь поверхностей воздушного охлаждения цилиндра и его головки, м²/л

$$F_{\text{уд}} = F_{\Sigma} / V_{\text{г}}.$$

Практическая работа 9 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПУСКА ДВИГАТЕЛЯ

9.1. Предпосылки к расчету

Минимальная скорость проворачивания вала двигателя, при которой осуществляется надежный пуск, называется *пусковой частотой*. Пусковая частота зависит от вида двигателя и условий пуска.

В двигателях с искровым зажиганием пусковая частота определяется условиями, при которых обеспечивается интенсивное искрообразование в системе зажигания и надлежащее качество горючей смеси. Такие условия наступают при частоте вращения 40–60 мин⁻¹.

В дизелях возникновение первых вспышек возможно лишь в том случае, если температура воздуха в цилиндре к концу такта сжатия превысит температуру самовоспламенения топлива. При этом топливо должно быть подано в мелкораспыленном состоянии и равномерно распределено по объему камеры сгорания. Пусковая частота у дизеля находится в пределах 150–200 мин⁻¹.

Момент сопротивления проворачиванию вала двигателя при его пуске зависит от температуры окружающей среды, степени сжатия, частоты вращения, вязкости масла, числа и расположения цилиндров.

В общем виде момент сопротивления можно представить как

$$M_c = M_T + M_G + I \frac{d\omega}{dt},$$

где M_T – момент трения;

M_G – момент от сил давления газов.

I – момент инерции разгоняемых деталей двигателя, приведенный к его коленчатому валу;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя;

t – время.

Момент трения M_T для одного и того же двигателя заметно возрастает с понижением температуры из-за увеличения вязкости масла. На рис. 9.1 приведены вязкостно-температурные зависимости для некоторых марок масел.

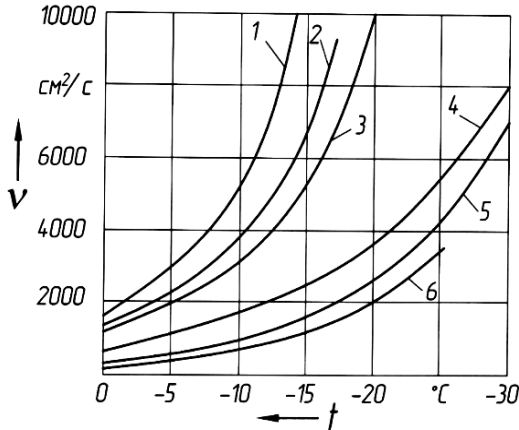


Рис. 9.1. Вязкостно-температурные характеристики моторных масел:
 1 – М-10Г₂; 2 – М-8ДМ; 3 – SAE 20; 4 – SAE 10W-40;
 5 – SAE 10W-30; 6 – 5W-30

Момент от сил давления газов возрастает с увеличением рабочего объема и степени сжатия. Этот момент в полной степени проявляется лишь при страгивании вала. При установившемся проворачивании вала преодоление работы сжатия в одном из цилиндров компенсируется за счет работы, совершаемой сжатым газом при его расширении в предыдущем цилиндре.

Величина M_{Γ} может быть определена по формуле

$$M_{\Gamma} = 100 \frac{(\varepsilon^{n_1} - n_1(\varepsilon - 1) - 1) \cdot V_h}{(n_1 - 1)(\varepsilon - 1)},$$

где V_h – рабочий объем одного цилиндра, л;

n_1 – показатель политропы сжатия при вращении с пусковой частотой ($n_1 = 1,1-1,15$).

Формула справедлива для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя. При числе цилиндров более четырех необходимо вводить поправочный коэффициент, учитывающий перекрытие тактов.

График зависимости момента сопротивления от скорости проворачивания для некоторых дизелей представлен на рис. 9.2.

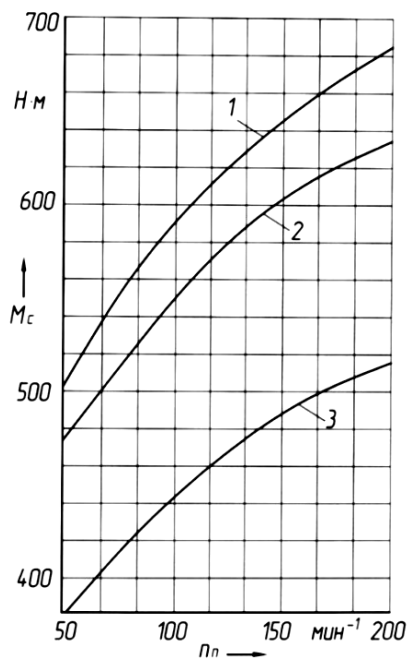


Рис. 9.2. Зависимость момента сопротивления проворачиванию вала дизеля от частоты вращения:
 1 – для дизеля 8Ч13/11,5; 2 – 6Ч13/14; 3 – 6Ч13/11,5

Мощность пускового устройства находится в зависимости от момента M_c и пусковой частоты.

Мощность электрических стартеров для двигателей легковых автомобилей составляет 1–2,5 кВт, грузовых автомобилей – 1,6–6,0 кВт, специальной техники – до 9 кВт.

9.2. Расчет системы пуска

Исходные данные для расчета:

V_d – литраж двигателя, л (для автомобильных двигателей);

D – диаметр цилиндра, м (для тракторных двигателей);

ν – кинематическая вязкость масла, сСт;

k – коэффициент, учитывающий возможное снижение мощности пускового устройства в эксплуатации ($k = 1,1$);

η – КПД зубчатой передачи в приводе пускового устройства, зависит от числа зубчатых пар; для передачи с одной парой шестерен $\eta = 0,85$.

Расчет системы пуска двигателя выполняется в следующей последовательности:

1. Выбираем марку масла и задаемся расчетной вязкостью масла ν . В соответствии с требованиями ГОСТ 20000–82 предельной температурой холодного пуска автотракторных дизелей со штатной пусковой системой считаем 263 К при обычных зимних маслах и 253 К при применении загущенных масел.

2. Выбираем значение пусковой частоты вращения коленчатого вала двигателя n_n .

3. Определяем расчетный средний момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала двигателя. В зависимости от величины рабочего объема двигателя V_d и типа двигателя выбираем соответствующее выражение для расчета M_{pc} , Н·м:

– для бензиновых двигателей

$$M_{pc} = 5,35 \cdot 10^{-5} \cdot A \cdot \nu^{0,53} n_n^{0,35};$$

– для дизелей автомобильного назначения с $V_d < 10$ л

$$M_{pc} = 23 \cdot 10^{-5} \cdot A \cdot \nu^{0,33} n_n^{0,25};$$

– для двигателей с $V_d > 10$ л

$$M_{pc} = 1,475 \cdot 10^{-5} \cdot A \cdot \nu^{0,666} n_n^{0,49};$$

В этих формулах A – коэффициент, учитывающий влияние размеров поверхностей трения на момент сопротивления M_{pc} :

– для бензиновых двигателей

$$A = 300 + 2050V_d;$$

– для дизелей

$$A = 2550V_d.$$

Для рядных дизелей, предназначенных для установки на трактора, M_{pc} определяют следующим образом.

Подсчитываем момент сопротивления (Н·м) при вязкости $\nu = 1000$ сСт по формуле

$$M_{1000} = 40 + 7 \cdot 10^3 \cdot A(1 + 25D^2).$$

По величине M_{1000} определяем расчетное значение момента M_{pc} , Н·м

$$M_{pc} = M_{1000} \left(\frac{\nu}{1000} \right)^Y.$$

Показатель степени Y зависит от частоты вращения. Величины Y для пусковых частот приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Значения коэффициента Y

$n_n, \text{мин}^{-1}$	50	80	100	120	150	200
Y	0,270	0,296	0,310	0,321	0,333	0,350

Мощность пусковой системы

$$N_{\pi} = \frac{M_{pc} \cdot \pi \cdot n_{\pi} \cdot k}{3 \cdot 10^4 \cdot \eta}, \text{ кВт.}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания : учебник : в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – Кн. 2. Динамика и конструирование. – 319 с.: ил.
2. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд. стер. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.: ил.
3. Якубович, А. И. Система охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2011. – 436 с.
4. Якубович, А. И. Система охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Исследования, параметры, и показатели / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2014. – 300 с.
5. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с., ил.
6. Системы управления бензиновыми двигателями. пер. с нем. Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем». 2005. – 432 с., ил.
7. Росс Твег Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт / Росс Твег. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 144 с.: ил.

СОДЕРЖАНИЕ

Практическая работа 1. Расчет карбюратора.....	3
Практическая работа 2. Расчет системы распределенного впрыска бензина	8
Практическая работа 3. Расчет системы питания газом	10
Практическая работа 4. Расчет системы подачи топлива непосредственного действия	13
Практическая работа 5. Расчет аккумуляторной системы топливоподачи дизеля.....	16
Практическая работа 6. Расчет системы смазывания	21
Практическая работа 7. Расчет системы жидкостного охлаждения.....	28
Практическая работа 8. Расчет системы воздушного охлаждения.....	39
Практическая работа 9. Расчет системы пуска двигателя	43
Список использованной литературы	48

Учебное издание

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Практикум
для студентов специальности
1-37 01 01 « Двигатели внутреннего сгорания»

Составители:

БАРМИН Виталий Александрович

ПРЕДКО Андрей Владимирович

Редактор *Е. О. Германович*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 01.03.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,91. Уч.-изд. л. 2,27. Тираж 200. Заказ 582.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.