

Федеральное агентство по образованию
Владивостокский государственный университет
экономики и сервиса

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ, КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Руководство к выполнению курсового проекта
по специальности*

190603.65 «Сервис транспортных и технологических машин
и оборудования (автомобильный транспорт)»
и по направлению подготовки

190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин
и комплексов» (квалификация (степень) «бакалавр»)

Владивосток
Издательство ВГУЭС
2010

Руководство к выполнению курсового проекта по дисциплине «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета автомобильных двигателей» составлено в соответствии с требованиями ГОС ВПО.

Предназначено студентам специальности 190603.65 «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)» и по направлению подготовки 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (квалификация (степень) «бакалавр»).

Составители: В.В Пермяков, канд. техн. наук, профессор, кафедра сервиса и технической эксплуатации автомобилей;
И.С. Антонов, ст. преп., кафедра сервиса и технической эксплуатации автомобилей.

Утверждено на заседании кафедры сервиса и технической эксплуатации автомобилей от 10.12.09 г., протокол № 10.

Рекомендовано к изданию учебно-методической комиссией института информатики, инноваций и бизнес-систем ВГУЭС.

© Издательство Владивостокский
государственный университет
экономики и сервиса, 2010

РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

Для выполнения курсового проекта каждому студенту выдается индивидуальное задание, варианты которого даны в приложении. По этому заданию выполняются тепловой и динамический расчёты двигателя, где определяются силы, действующие на детали двигателя по которым и рассчитываются на прочность эти детали. К заданию для новых импортных двигателей прилагаются чертежи поперечного и продольного разрезов. Для российских двигателей в периодической литературе или в учебниках. В задании приведен тип двигателя, а также даны указания по переработке конструкции узлов или систем двигателя, принятого за прототип. Как правило, выполняется проверочный расчет указанного двигателя. Студенту разрешается принять к расчету и другой автотранспортный двигатель, если имеются чертежи. В Приложении приведены также параметры современных дизельных и бензиновых двигателей.

1.1. Задачи курсового проектирования

▣ Выполнение теплового и динамического расчетов двигателя на номинальном режиме по методическим указаниям к практическим занятиям (Часть I).

▣ Выполнение чертежей поперечного и продольного разрезов двигателя. Вместо продольного разреза могут выполняться чертежи и схемы отдельных узлов и систем двигателя по заданию руководителя проекта.

▣ Определение размеров основных деталей кривошипно-шатунного механизма в соответствии с выполненными чертежами (вносятся в табл. 11).

▣ Расчет основных деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя на прочность.

▣ Расчет системы смазки и системы охлаждения.

▣ Анализ уравновешенности двигателя.

▣ Составление пояснительной записки.

Работа по выполнению курсового проекта состоит из нескольких этапов. Содержание этапов и их ориентировочный объем в процентах приведены в табл. 1.

Таблица 1

Содержание этапов курсового проекта

Этап	Содержание этапа	Процент от общего объема работ	Количество чертежных листов
1	Тепловой и динамический расчет двигателя	25	1
2	Поперечный и продольный разрезы двигателя	35	2
3	Расчет деталей двигателя на прочность	25	–
4	Составление пояснительной записки	15	–

2. УКАЗАНИЯ К ПРОВЕРОЧНОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1. Выполнение конструктивной разработки двигателя

Конструктивная разработка двигателя заключается в выполнении чертежей поперечного и продольного разрезов двигателя.

Согласно размерам деталей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, полученным на чертежах, выполняется их поверочный расчет и делается заключение о надежности работы детали. Размеры вычерчиваются карандашом на листах ватмана формата А1 в масштабе 1:1 с соблюдением требований Государственных стандартов по Единой системе конструкторской документации (ЕСКД).

Поперечный разрез двигателя выполняют по оси цилиндра, при нахождении поршня в верхней мертвой точке. Вспомогательные разрезы делают по осям клапанов, толкателю, свече (или форсунке), масляному насосу, приводу к нему и к распределителю-прерывателю.

При V-образном двигателе выполняют разрез по одному ряду цилиндров так, чтобы он поместился на листе формата А1.

Продольный разрез двигателя выполняют в плоскости оси цилиндров и оси коленчатого вала. Поршневую и шатунную группы в первом цилиндре вычерчивают с разрезом, во втором – без кулачкового вала. Вспомогательные разрезы делают по осям клапанов, кулачкового вала, толкателей, а также по оси водяного насоса и вентилятора. Если разрез многоцилиндрового двигателя на помещается на листе формата А1, изображаются первый и последний цилиндры.

Указываются передний и задний концы коленчатого вала, их уплотнения, базисный подшипник и крепление маховика.

2.2. Разработка узлов и систем двигателя

Если вместо продольного разреза разрабатывают узел двигателя, на втором листе проекта должны быть изображены чертежи узла с необходимым количеством проекций и разрезов.

Если вместо продольного разреза двигателя выполняют разработку его системы, на втором листе изображают принципиальную схему системы, а один из ее узлов выполняют в виде компоновочного чертежа в масштабе 1:1 в одной или двух проекциях с разрезами.

На втором листе проекта могут быть изображены расчетные характеристики узла или системы в целом (например, график пути, скорости и ускорения клапана; скоростная характеристика дизельного топливного насоса высокого давления, характеристика масляного насоса и т.д.).

3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

3.1. Общие рекомендации

В курсовом проекте выполняют поверочный расчет на прочность только основных деталей кривошипно-шатунного механизма.

Перед расчетом детали следует уточнить материал, из которого она изготовлена, и термообработку; выяснить, какие силы и в каких сечениях создают опасные напряжения.

Основные размеры деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндрической группы берутся из чертежа и сравниваются с приведенными в табл. 2.

Обозначения основных размеров поршневой и шатунной группы приведены на рис. 1 и 2.

Таблица 2

**Основные размеры деталей
кривошипно-шатунного механизма**

Наименование параметра	Бензиновые двигатели	Дизельные двигатели	Размеры прототипа
1	2	3	4
Толщина стенки цилиндра, мм δ_c	$4...10$	$8-15$	
Толщина днища поршня δ_n	$(0.05...0.1)D$	$(0.12...0.2)D$	
Внутренний радиус днища поршня $r_l = D_l / 2$	$\frac{D - 2(S_n + t + \Delta t)}{2}$		
Радиальная толщина кольца t : - компрессионного - масляеъемного	$(0.04...0.045)D$ $(0,038...0,043)D$	$(0.04...0.045)D$ $(0,038...0,043)D$	

Продолжение табл. 2

1	2	3	4
Радиальный зазор Δt кольца в канавке поршня, мм: - компрессионного - масляеёмного	$(0,7...0,95)$ $(0,9...1,1)$	$(0,7...0,95)$ $(0,9...1,1)$	
Число масляных отверстий в поршне	6...12	6...12	
Диаметр масляного канала, мм	1...2	1...2	
Высота $h_{ю}$ юбки поршня	$(0,6...0,8)D$	$(0,6...0,8)D$	
Наружный диаметр d_H поршневого пальца	$(0,22...0,28)D$	$(0,3...0,38)D$	
Внутренний диаметр пальца d_B	$(0,65...0,75) d_H$	$(0,5...0,7) d_H$	
Длина пальца $l_{п}$: плавающего закрепленного	$(0,78...0,88)D$ $(0,78...0,88)D$	$(0,8...0,9)D$ $(0,88...0,93)D$	
Расстояние b_0 между торцами бабышек	$(0,3...0,5)D$	$(0,3...0,5)D$	
Разность S_0 между зазорами кольца в свободном и рабочем состоянии	$(2,5...4,0)t$	$(3,2...4,0)t$	
Длина $l_{ш}$ втулки шатуна: плавающего закрепленного	$(0,28...0,32)D$ $(0,33...0,45)D$	$(0,28...0,32)D$ $(0,33...0,45)D$	
Наружный диаметр $d_{Г.Н.}$ верхней головки шатуна	$(1,25...1,65) d_{п}$	$(1,3...1,7) d_{п}$	

1	2	3	4
Внутренний диаметр $d_{Г.В.}$ верхней головки шатуна	$(1,1 \dots 1,25) d_{II}$	$(1,1 \dots 1,25) d_{II}$	
Размеры сечения шатуна: $h_{Ш.мин}$ $h_{Ш}$ $B_{Ш}$ $a_{Ш}$, мм	$(0,5 \dots 0,55) d_{Г.Н.}$ $(1,2 \dots 1,4) h_{Ш.мин}$ $(0,5 \dots 0,6) l_{Ш}$ $(2,5 \dots 4,0)$	$(0,5 \dots 0,55) d_{Г.Н.}$ $(1,2 \dots 1,4) h_{Ш.мин}$ $(0,55 \dots 0,75) l_{Ш}$ $(4,0 \dots 7,5)$	
Ширина крышки l_k	$(0,45 \dots 0,95) d_{ШШ}$	$(0,45 \dots 0,95) d_{ШШ}$	
Толщина крышки h_k	$\approx 0,5 l_k$		
Диаметр $d_{ШШ}$ шатунной шейки	$(0,56 \dots 0,75) D$		
Ширина $l_{ШШ}$ шатунной шейки	l_k	l_k	
Толщина вкладыша h_B	$(0,03 \dots 0,05) d_{ШШ}$		
Ширина вкладыша l_B	$l_k - (3 \dots 4 \text{ мм})$		
Расстояние l_δ между шатунными болтами	$(1,3 \dots 1,75) d_{ШШ}$		
Диаметр коренной шейки: наружный $d_{КШ}$ внутренний $d_{ВН.КШ}$	$(0,6 \dots 0,8) D$ $(0,2 \dots 0,3) d_{КШ}$	$(0,7 \dots 0,9) D$	

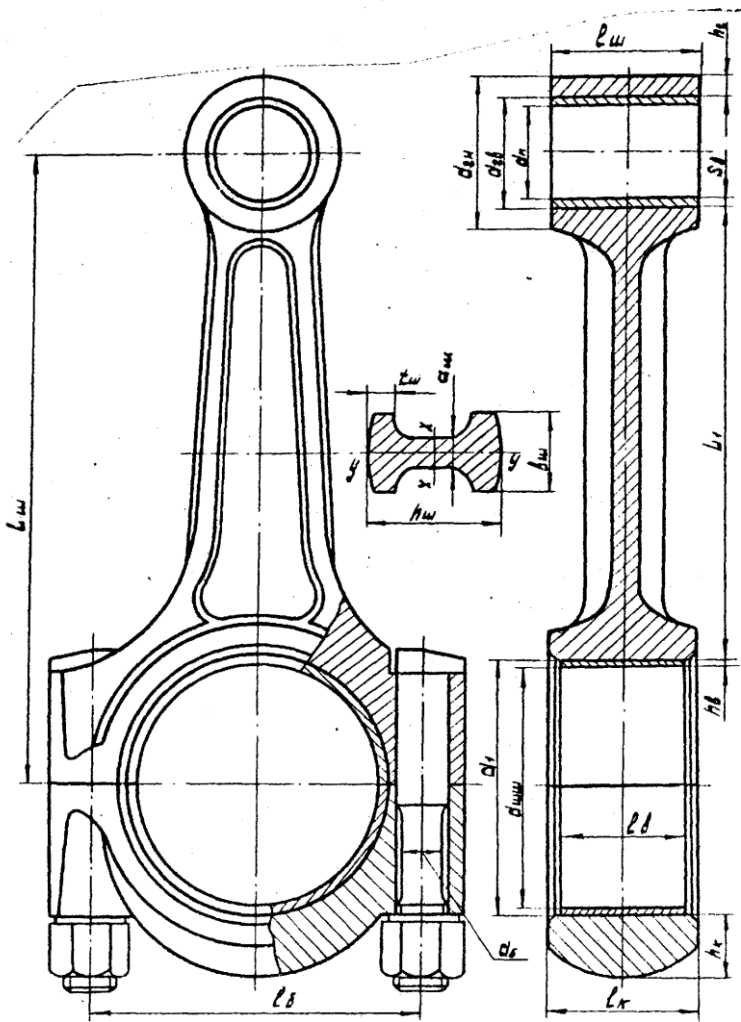


Рис. 2. К расчету элементов шатунной группы

3.2. Расчет цилиндра

Рассчитывают напряжения на стенке цилиндра и растяжения в опасном сечении шпильки крепления головки блока.

Напряжения в стенке цилиндра определяют с учетом особенностей конструкции цилиндра. Цилиндры блочной конструкции рассчитывают на растяжение по образующей цилиндра, МПа:

$$\sigma_p = \frac{p_z \cdot D}{2\delta_u},$$

где p_z – максимальное расчетное давление газов в цилиндре, МПа;

D – диаметр цилиндра;

δ_u – толщина стенки цилиндра, м.

Допускается принимать $[\sigma_p]$ МПа:

– для чугунных гильз – 40–60;

– для стальных гильз – 80–120;

– для чугунных цилиндров без гильз – 20–40.

Для двигателей с воздушным охлаждением, у которых цилиндры установлены отдельно, определяют суммарное напряжение по кольцевому сечению и на изгиб под действием боковой силы N_{max} :

а) напряжение растяжения по кольцевому сечению гильзы, МПа:

$$\sigma'_p = \frac{p_z \cdot D}{4\delta_u};$$

б) изгибающий момент от силы N_{max} , приложенный в середине поршневого пальца, МН·м:

$$M_{из} = N_{\text{max}} \cdot h,$$

где h – расстояние от оси пальца в момент положения поршня, когда сила N является максимальной, до опорной плоскости цилиндра (по чертежу), м;

N_{max} – максимальное значение боковой силы, которое определяют из теплового расчёта, МН;

в) напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_{из} = M_{из} / W,$$

где W – момент сопротивления поперечного сечения цилиндра, м³;

$$W = 0,1 \cdot (D_1^4 - D^4) / D_1,$$

где D_1, D – соответственно наружный и внутренний диаметры цилиндра, м;

г) суммарное напряжение от растяжения и изгиба, МПа:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma'_p + \sigma_{из},$$

где $\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_{\Sigma}] = 60$ – для чугуновых цилиндров;

$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_{\Sigma}] = 110$ – для стальных цилиндров.

Шпильки крепления головки блока рассчитывают на разрыв в опасном сечении под действием суммарной силы, возникающей при затяжке гаек и от максимального давления в цилиндре.

Сила предварительной затяжки шпилек, МН, назначается из условий надежного уплотнения газового стыка и подсчитывается по формуле:

$$P_3 = (1,25 \dots 1,5) p_z F_r,$$

где F_r – площадь, ограниченная краем прокладки вокруг камеры сгорания, м²;

– при нижнем расположении клапанов – $F_r = (1,7 \dots 2,2) F_n$;

– при верхнем – $F_r = (1,1 \dots 1,3) F_n$.

Суммарная расчетная сила, действующая на шпильки, МН:

$$P_p = P_3 + p_z \cdot F_r,$$

Суммарная сила, приходящаяся на одну шпильку:

$$P'_p = \frac{P_p}{Z},$$

где Z – число шпилек, приходящееся на один цилиндр, при верхнем расположении клапанов $Z = 4 \dots 6$; при нижнем – $Z = 6 \dots 8$.

Напряжение растяжения в шпильке, МПа:

$$\sigma_p = \frac{P'_p}{F_0},$$

где F_0 – площадь минимального поперечного сечения стержня шпильки, взятая по внутреннему сечению резьбы, м²;

$\sigma_p \leq [\sigma_p] = 100 \dots 150$ – для углеродистых сталей;

$\sigma_p \leq [\sigma_p] = 250 \dots 300$ – для легированных сталей;

3.3. Расчет поршня

При работе поршня в его материале возникают сложные напряжения. Днище поршня прогибается значительной газовой нагрузкой. Го-

ловка отрывается от бобышек силами инерции. Юбка передает давление боковой нормальной силы N на стенки цилиндра. Торцевые поверхности канавок под поршневые кольца и внутренние поверхности бобышек воспринимают высокое давление со стороны колец и поршневого пальца. Кроме того, неравномерный нагрев массы поршня вызывает значительные термические напряжения. Вследствие сложной нагруженности поршня точный его расчет на прочность, связанный с необходимостью учета большого числа различных факторов, весьма затруднителен.

Для расчета поршня берут максимальные значения давления p_z в цилиндре двигателя и бокового давления N_{max} .

Приближенная проверка прочности днища поршня как круглой пластины, защемленной по краям и нагруженной равномерно распределяемой нагрузкой от давления газов, может быть определена по формуле

$$\sigma_{из} = p_z \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2,$$

где $r_i = [D]2 - (S + t + \Delta r)$ – внутренний радиус днища поршня, м;

δ – минимальная толщина днища поршня, м.

$$\sigma_{из} \leq [\sigma_{из}].$$

Для современных автотранспортных двигателей для обеспечения достаточной жесткости напряжения изгиба в днище для поршней без ребер жесткости:

$[\sigma_{из}] = 20 \dots 25 \text{ МПа}$ – для литых поршней из алюминиевых сплавов;

$[\sigma_{из}] = 40 \dots 50 \text{ МПа}$ – для чугуновых поршней.

При наличии ребер жесткости:

$[\sigma_{из}] = 80 \dots 200 \text{ МПа}$ – для чугуновых поршней;

$[\sigma_{из}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$ – для алюминиевых поршней.

Напряжение сжатия в кольцевом сечении, ослабленном отверстиями для отвода масла, МПа:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_z}{f_{x-x}},$$

где $P_z = p_z \cdot F_n$ – максимальная сила давления газов на днище поршня, МН,

f_{x-x} – площадь расчетного сечения по канавке поршня с учетом отверстий для отвода масла, м²;

$\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$ – для поршней из алюминиевых сплавов;

$\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$ – для чугуновых поршней.

Износ поршня оценивается по удельному давлению от максимальной боковой силы. При этом считается, что опорной поверхностью является только юбка поршня, а головка со стенками цилиндра не соприкасается.

Максимальное давление на трущейся поверхности юбки, МПа:

$$q_{ю} = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D},$$

где $h_{ю}$ – высота юбки поршня, м (по чертежу).

Для обеспечения достаточной долговечности поршня максимальное давление не должно превышать:

$$q_{ю} \leq [q] = 0.33 \dots 0.96 \text{ МПа}.$$

3.4. Расчет поршневого пальца

Палец рассчитывают на усилие, возникающее при работе двигателя на режиме максимального крутящего момента, когда давление газов в цилиндре максимально.

Силы инерции поршня, направленные в в.м.т. от оси коленчатого вала и разгружающие поршневой палец, при расчетах на режиме максимального крутящего момента не учитывают. При поверочных расчетах (как в КП) на номинальном скоростном режиме, когда силы инерции достигают значительной величины, их необходимо принимать во внимание.

Условное давление, приходящееся на единицу площади проекции опорной поверхности в бобышках поршня:

$$q_о = \frac{P_z + 0,7 \cdot P_{jn}}{d_n(l_n - b_о)};$$

во втулке поршневой головки шатуна:

$$q_{ш} = \frac{P_z + P_{jn}}{d_n \cdot l_{ш}},$$

где P_{jn} – сила инерции поршневой группы, при $n = n_m$;

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_m^2 R \cdot (1 + \lambda);$$

0,76 – 0,86 – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца.

Для автомобильных двигателей

$$q_о = 20 \dots 40 \text{ МПа}, \text{ а } q_{ш} = 25 \dots 60 \text{ МПа}.$$

Верхние пределы относятся к быстроходным дизелям.

Напряжение изгиба пальца, МПа:

$$\sigma_{изг} = \frac{(P_z + 0,7 \cdot P_{jn}) \cdot (l_n + 2b_0 - 1,5l_{ш})}{d_n^3 \cdot 1,2(1 - \alpha_0^4)},$$

где $\alpha_0 = d_e / d_n$ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному (жесткость пальца).

Допускаемое напряжение изгиба:

$$\sigma_{изг} \leq [\sigma_{изг}] = 200 \dots 250 \text{ МПа.}$$

Напряжение в пальце на срез, МПа:

$$\tau = \frac{0,85 (P_z + 0,7 \cdot P_{jn}) \cdot (1 + \alpha_0 + \alpha_0^2)}{d_n^2 \cdot (1 - \alpha_0^4)}.$$

Допускаемое напряжение:

$$\tau \leq [\tau] = 80 \dots 120 \text{ МПа.}$$

3.5. Расчет поршневого кольца

Основными конструктивными размерами колец являются радиальная толщина t , вырез в виде S и высота h . Вырез кольца в свободном состоянии складывается из величины изменения зазора в стыке кольца при его установке в цилиндр S_0 и теплового зазора ΔS .

$$S = S_0 + \Delta S.$$

Величина S_0 определяется из соотношения $\frac{S_0}{t}$, которое обычно принимается равным 2,5...4,0.

Среднее давление кольца на стенки цилиндра определяется по графику (рис. 3). Давление кольца в любой точке его периметра определяется по уравнению

$$p = p_{cp} (1 + 0,42 \cdot \cos 2\varphi - 0,18 \cdot \cos 3\varphi),$$

где отсчет угла начинается от стороны, противоположной замку.

Максимальное напряжение изгиба в кольце с грушевидной эпюрой, установленном в цилиндр (σ_1), возникает в поперечном сечении кольца, расположенного против замка, и рассчитывается по формуле

$$\sigma_1 = 0,382 \cdot E \frac{S_0}{D \cdot (D/t - 1)}.$$

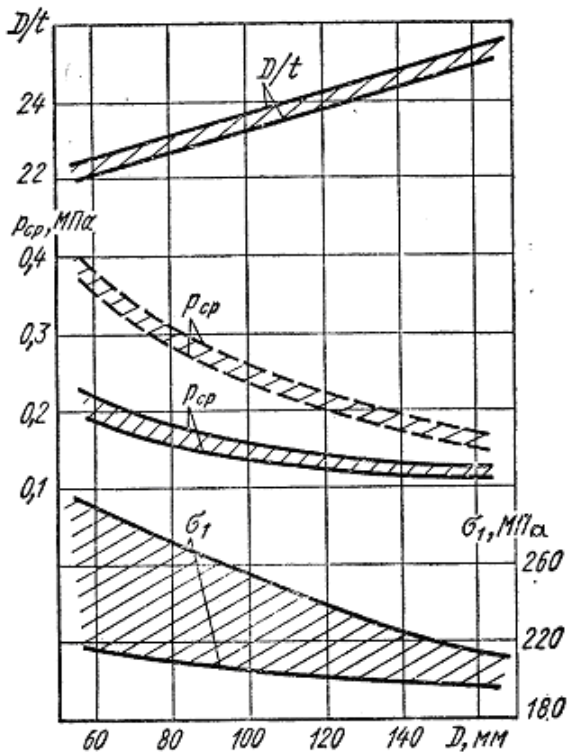


Рис. 3. Давление p_{cp} , отношение D/t и напряжение σ_1 в зависимости от диаметра цилиндра: сплошные кривые P_{cp} – компрессионные кольца; штриховые – маслосъемные

Напряжение изгиба в кольце при надевании его на поршень, МПа:

$$\sigma_2 = \frac{4E(1 - 0,114 \frac{S_0}{t})}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \frac{D}{t}}$$

где $m = 2$ – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца;

E – модуль упругости материала кольца.

$E = 10^5$ МПа для серого чугуна;

$E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа для легированного чугуна;

$E = (2 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа для стали.

При малых диаметрах цилиндра ($D=60$ мм) и соответственно малых отношениях D/t предельные значения напряжений в чугунных кольцах равны 290 МПа, а при больших диаметрах цилиндра ($D=150$ мм) уменьшаются до 210 МПа.

Напряжения σ_2 обычно на 10–30% больше σ_1 . Напряжения σ_2 и σ_1 достигают 50–70% предела прочности чугуна при изгибе, что свидетельствует о высоком напряженном состоянии колец.

Величину монтажного зазора в прямом замке холодного кольца ΔS после заведения его в цилиндр определяют из условия неодинакового нагревания кольца и гильзы в работающем двигателе и с учетом их коэффициентов линейного расширения:

$$\Delta S = \Delta S' + (\alpha_k \Delta t_k - \alpha_r \Delta t_r),$$

где $\Delta S'$ – минимально допустимый конечный зазор при разогретом двигателе;

α_k и α_r – коэффициент линейного расширения материалов кольца и гильзы;

– обычно принимают $\alpha_k \approx \alpha_r = (11 \dots 12) \cdot 10^{-6}$ 1/град;

Δt_k и Δt_r – температура нагрева кольца и гильзы.

$\Delta t_k = 200$ °C, $\Delta t_r = 140$ °C, $\Delta S'$ принимают 0,06...0,1 мм.

3.6. Расчет шатуна

Поршневая головка шатуна во время процессов впуска и выпуска подвергается разрыву силами P_{jn} , достигающими максимального значения при положении поршня в в.м.т. и сжатию от силы P_z за вычетом P_{jn} .

Расчетная разрывающая сила инерции при положении поршня в в.м.т. $P_{jn} = -m_n \cdot \omega^2 R \cdot (1 + \lambda)$,

а сила сжатия $P_{сж} = P_{z\max} + P_{jn} = p_z \cdot F_n - m_n \cdot \omega^2 R(1 + \lambda)$.

Напряжение на разрыв в верхней головке шатуна при положении поршня в в.м.т.

$$\sigma_{раз} = \frac{P_{jn}}{(d_{Г.Н.} - d_{Г.В.}) l_{Ш}},$$

где $d_{Г.Н.}$, $d_{Г.В.}$ – наружный и внутренний диаметры верхней головки шатуна.

Для двигателей, снабженных регуляторами, ω подсчитывается при максимальном числе оборотов холостого хода. В случае отсутствия ре-

гулятора целесообразно проверить прочность верхней головки при разностном числе оборотов $n_{x, макс}$.

Допускается $\sigma_{раз} \leq [\sigma_{раз}] = 15...35 \text{ МПа}$.

Стержень шатуна рассчитывают по минимальному сечению, расположенному под поршневой головкой в зоне максимальной концентрации напряжений. Расчет производят по тем же силам, что и в поршневой головке:

$$\sigma_p = -m'' \cdot \frac{P_{jn}}{f_{min}}; \quad \sigma_{сж} = m' \cdot \frac{P_{сж}}{f_{min}},$$

где $m' = 1,3$; $m'' = 1,2$ – коэффициенты неравномерности распределения напряжений.

Амплитуда и средние напряжения цикла:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{сж} - \sigma_p}{2}; \quad \sigma_{cp} = \frac{\sigma_{сж} + \sigma_p}{2}.$$

При определении величины σ_a , σ_{cp} напряжения σ_p следует подставлять со знаком минус!

Запас прочности стержня шатуна:

$$n_{с.ш.} = \frac{\sigma_{-1Z}}{\frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{cp}},$$

где σ_{-1Z} – предел усталости материала, при симметричном цикле, на растяжение, МПа: для углеродистой стали $\sigma_{-1Z} = 180...250$;

– для легированной стали $\sigma_{-1Z} = 340...380$; $\varepsilon = 0,8...0,9$ – коэффициент, учитывающий влияние чистоты обработки;

$\alpha = 0,2$ – коэффициент, зависящий от характеристики материала.

Расчет прочности шатунных болтов производится по силе, растягивающей болт:

$$P_{\sigma} = P_{н.з} + \frac{\alpha P_{jn}}{i_{\sigma}},$$

где $P_{н.з} = \frac{(2...3)P_{jII}}{i_{\sigma}}$ – сила предварительной затяжки болтов, МН;

$\alpha = 0,2...0,25$ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения;

i_{σ} – количество болтов в одном шатуне.

Напряжение в болте:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{\sigma}}{f_{min}}; \quad \sigma_{min} = \frac{P_{n.з.}}{f_{min}},$$

где $f_{min} = \frac{\pi d_{\delta}^2}{4}$.

Среднее напряжение за цикл:

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}.$$

Амплитуда напряжений:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}.$$

Запас прочности:

$$n = \frac{\sigma_{-1Z}}{k_{\sigma} \frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \sigma_{cp}},$$

где $k_{\sigma} = 3,0...4,5$ – коэффициент концентрации напряжений в резьбе.

Значения σ_{-1Z} , α , ε даны ранее. Для болта запас прочности должен быть не ниже 2.

3.7. Расчет коленчатого вала

Коленчатые валы рассчитываются на износ, на прочность и на крутильные колебания. Расчет на износ сводится к косвенной оценке его долговечности при сравнении удельных давлений, действующих на коренные и шатунные шейки, с допускаемыми их значениями.

Значения максимального и среднего давлений на шатунную шейку, от которых зависит срок службы подшипников, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения давления

Тип двигателя	[МПа]	
	q_{cp}	q_{max}
Бензиновые	4...12	7...20
Дизельные	6...15	20...42

Среднее давление на шейку, МПа:

$$q_{cp} = \frac{R_{ш.ш.ср}}{d_{ш.ш.} \cdot l_{ш.ш.}}.$$

Максимальное давление на шатунную шейку, МПа:

$$q_{max} = \frac{R_{ш.ш.макс}}{d_{ш.ш.} \cdot l_{ш.ш.}}.$$

где $R_{ш.ш.ср}$, $R_{ш.ш.макс}$ – определено ранее по полярной диаграмме нагрузки на шатунную шейку.

3.8. Расчет коренной шейки на кручение

Коренные шейки коленчатого вала передают крутящий момент и подвержены изгибу от воздействия опоры. Однако напряжение изгиба в коротких шейках значительно меньше напряжения от кручения, поэтому при оценке прочности коренных шеек достаточным является их расчет на кручение.

Для расчета запаса прочности задней коренной шейки на кручение берут максимальное $M_{k\max}$ и минимальное $M_{k\min}$ значения суммарного крутящего момента, полученные при расчете сил в двигателе.

Максимальное касательное напряжение, МПа:

$$\tau_{max} = \frac{M_{к.макс}}{W_{кр.ки.}} = \frac{M_{к.макс}}{0.2 \left(\frac{d_{ки.}^4 - d_{вн.ки.}^4}{d_{ки.}} \right)},$$

где $d_{ки.}$ и $d_{вн.ки.}$ – наружный и внутренний диаметры коренной шейки, м.

Минимальное касательное напряжение:

$$\tau_{min} = \frac{M_{к.мин}}{W_{кр.ки.}}.$$

Среднее напряжение цикла, МПа:

$$\tau_{cp} = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}.$$

Амплитуда напряжения, МПа:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}.$$

Запас прочности коренной шейки:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_{\tau}}{\varepsilon'_{\tau} \cdot \varepsilon''_{\tau}} + \alpha_{\tau} \tau_{cp}},$$

где τ_{-1} – предел усталости материала на кручение при симметричном цикле напряжений, МПа:

$\tau_{-1} = 180 \dots 220$ – для углеродистых сталей;

$\tau_{-1} = 280 \dots 320$ – для легированных сталей;

$k_{\tau} = 1,8 \dots 2,0$ – коэффициент концентрации напряжений;

ε'_{τ} – коэффициент, учитывающий масштабный фактор;

ε''_{τ} – коэффициент, учитывающий технологический фактор;

$\alpha_{\tau} = 0,1$ – коэффициент, зависящий от усталостной прочности материала.

Таблица 4

Масштабный фактор для конструкционных сталей

Диаметр вала, мм	Масштабный фактор ε'_{τ}
50	0,7
100	0,55
150	0,50

Таблица 5

Значения технологического фактора

Вид обработки	Технологический фактор ε''_{τ}
Полирование	1,00
Шлифование	0,9...0,97
Чистовое обтачивание	0,88...0,94
Грубая обработка	0,76...0,88
Без обработки	0,64...0,76

Запас прочности коренных шеек n_t карбюраторных двигателей должен быть 3...4, дизелей 4...5.

3.9. Расчет маховика из условий обеспечения равномерности хода двигателя

При расчете маховика принимается, что масса сосредоточена в ободе, а поперечное сечение обода имеет прямоугольную форму (рис. 4).

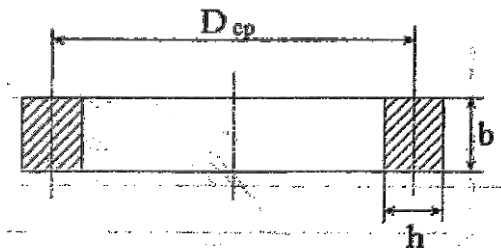


Рис. 4. К расчету маховика

Цель расчета:

а) определить массу маховика, при которой неравномерность хода двигателя не превышает: $\delta = (0,01...0,02)$;

б) определить размеры обода маховика: $D_{ср}$, h и b .

в) проверить окружную скорость V_m на внешнем диаметре обода маховика.

Необходимый момент инерции двигателя с маховиком рассчитывают по формуле, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

$$J_D = \frac{L_{изб}}{\delta \omega_n^2} = \frac{m_M \cdot m_\phi \cdot f_1}{\delta \omega_n^2},$$

где ω_n – угловая скорость коленчатого вала двигателя на номинальном режиме, с^{-1} ;

m_M – масштаб момента по рис. 21, 26 (из динамического расчета), $\text{Н}\cdot\text{М}$ в одном миллиметре;

$m_\phi = 4\pi / (i \cdot a c)$ – масштаб угла поворота коленчатого вала (из диаграммы суммарного крутящего момента), $1/\text{мм}$;

f_1 – площадь, выражающая наибольшую избыточную работу крутящего момента, мм^2 (рис. 5).

Момент инерции маховика автомобильного двигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$:

$$J_M = (0,8 \div 0,9) \cdot J_D.$$

Момент инерции маховика должен быть таким, чтобы обеспечивалась работа двигателя при минимальной устойчивой частоте вращения холостого хода, что и определяет допустимое и наибольшее значение неравномерности хода δ . При малых δ J_m будет большим, что ухудшает приемистость двигателя и разгон автомобиля. При малой J_m затрудняется трогание автомобиля с места.

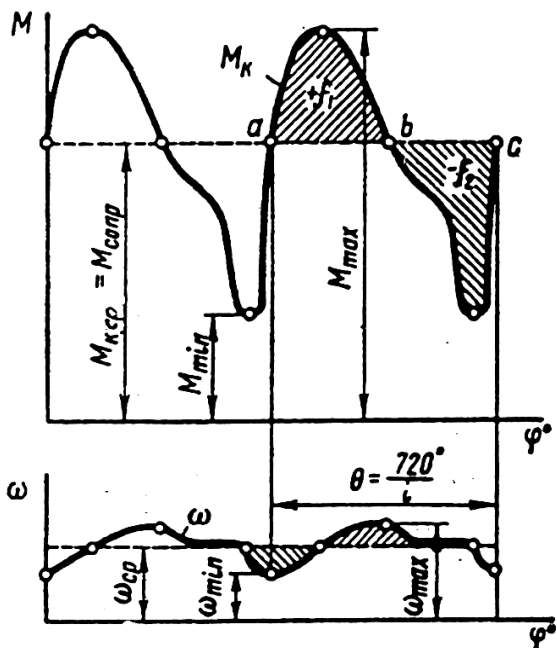


Рис. 5. Суммарный крутящий момент двигателя

Средний диаметр обода маховика принимают из чертежа и по нему рассчитывают массу маховика. Известно, что:

$$J_m = \frac{1}{4} m_m \cdot D_{cp}^2,$$

откуда

$$m_m = \frac{4J_m}{D_{cp}^2},$$

где $D_{cp} \approx (3...4) \cdot S$ – средний диаметр маховика, м;

S – ход поршня, м.

Толщина обода h из чертежа, а ширина:

$$b = \frac{m_m}{\pi D_{cp} \times h \times \rho_m},$$

где $\rho_m = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала маховика.

Окружная скорость на внешнем диаметре обода маховика, м/с:

$$V_m = \left(\frac{D_{cp} + h}{2} \right) \cdot \omega_n,$$

$V_m \leq [V_m] = (40 \dots 50)$ – для чугунных маховиков;

$V_m \leq [V_m] = (60 \dots 70)$ – для стальных маховиков.

Для проверки расчетов можно приближенно определить момент инерции маховика по формуле

$$J_m = \psi \cdot \frac{M_{eном}}{\omega_{ном}^2},$$

где $\psi = 200 \dots 350$.

4. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ СМАЗКИ

4.1. Количество масла, циркулирующего в двигателе

На рисунке 6 показана система смазки с мокрым картером, а на рис. 7 схема этой системы.

Количество отводимой маслом теплоты, кДж/с,

$$Q_m = q_m \cdot Q_0,$$

где $q_m = 0,015 \dots 0,02$ – ДсИЗ;

$q_m = 0,02 \dots 0,025$ – дизели;

$q_m = 0,04 \dots 0,06$ – для дизелей с охлаждаемыми поршнями.

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot g_e \cdot Ne}{3600},$$

где Q_0 – количество теплоты, выделяемой при сгорании топлива, кДж/с;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

g_e – удельный эффективный расход топлива;

Ne – эффективная мощность двигателя.

Количество циркулирующего масла, м³/с:

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_m}{\rho_m C_m \Delta t_m},$$

где ρ_m – плотность масла, $\rho_m \approx 900$ кг/м³;

Δt_m – разность температуры масла на входе и выходе из двигателя,

$\Delta t_m = (10 \dots 15)^\circ\text{C}$ в ДсИЗ и $\Delta t_m = (20 \dots 25)$ в дизелях;

$C_m = 2,094$ кДж/(кг·К) – средняя теплоемкость масла.

4.2. Расчет масляного насоса

При расчете масляного насоса циркуляционный расход масла увеличивают в 2...3 раза $V'_p = (2 \dots 3)V_{\text{ц}}$.

С учетом утечек через зазоры в насосе расчетный расход, м³/с:

$$V_p = \frac{V'_p}{\eta_n},$$

где $\eta_n = (0,6 \dots 0,8)$ – объемный КПД насоса.

Тогда V_p (м³/с) будет равно:

$(5,0...6,0) \cdot Ne \cdot 10^{-6}$ – ДсИЗ;

$(6,0...9,0) \cdot Ne \cdot 10^{-6}$ – дизели;

$(10...11) \cdot Ne \cdot 10^{-6}$ – дизели с охлаждающими поршнями.

Размеры шестерен определяют из выражения

$$V_p = \frac{\pi D}{60} h b n_n,$$

где D – диаметр начальной окружности ведущей шестерни, м, $D=zm$;

z – число зубьев, ($z = 6...12$);

m – модуль зацепления, ($m = 0.003... 0.006$),

h, b – соответственно высота и длина зуба, м;

n_n – частота вращения шестерни, мин⁻¹.

Необходимо задаться числом зубьев z , модулем m и частотой вращения n_n . Высота зуба, м: $h = 2m$, длина $b = \frac{30 \cdot V_p}{\pi z m^2 n_n}$.

Таблица 6

**Основные параметры шестерен внешнего зацепления
масляных насосов**

Параметры	Карбюрат. двигатели	Дизели	Параметры	Карбюрат двигатели	Дизели
D , мм	26...36	34...52	h , мм	7,7...10,2	7,6...9,6
m	3,5...4,75	4,00...4,25	b , мм	20...50	36...50
z	7...8	7...12	Зазоры, мм	0,05...0,04	

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса, кВт:

$$N_{M.H.} = \frac{V_p \cdot p_m \cdot 10^3}{\eta_m},$$

где p_m – рабочее давление масла в системе, $p_m = (0,3...0,5)$ МПа;

$\eta_m = 0,85...0,9$ – механический КПД насоса.

Обычно $N_{M.H.} = (0,14...0,45)$ кВт.

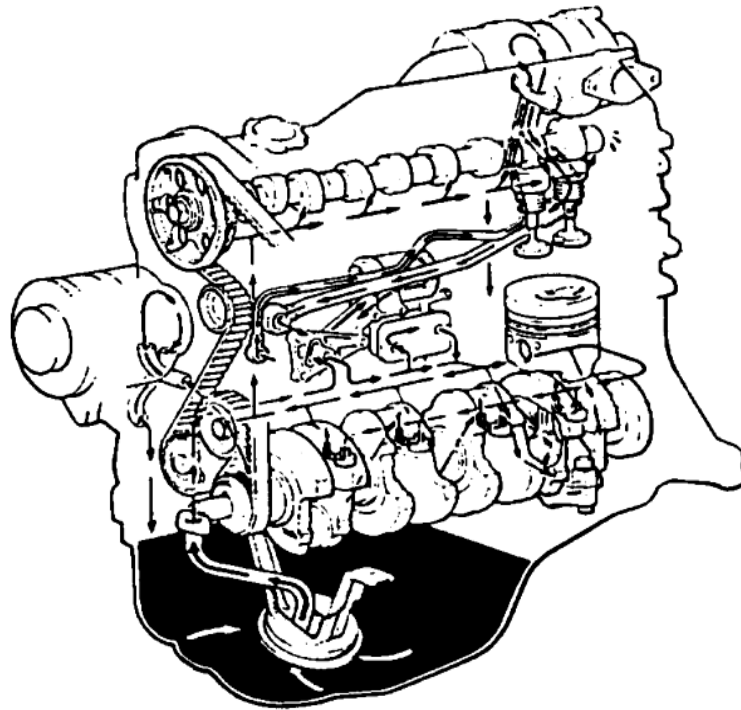


Рис. 6. Система смазки двигателя 2С-Т

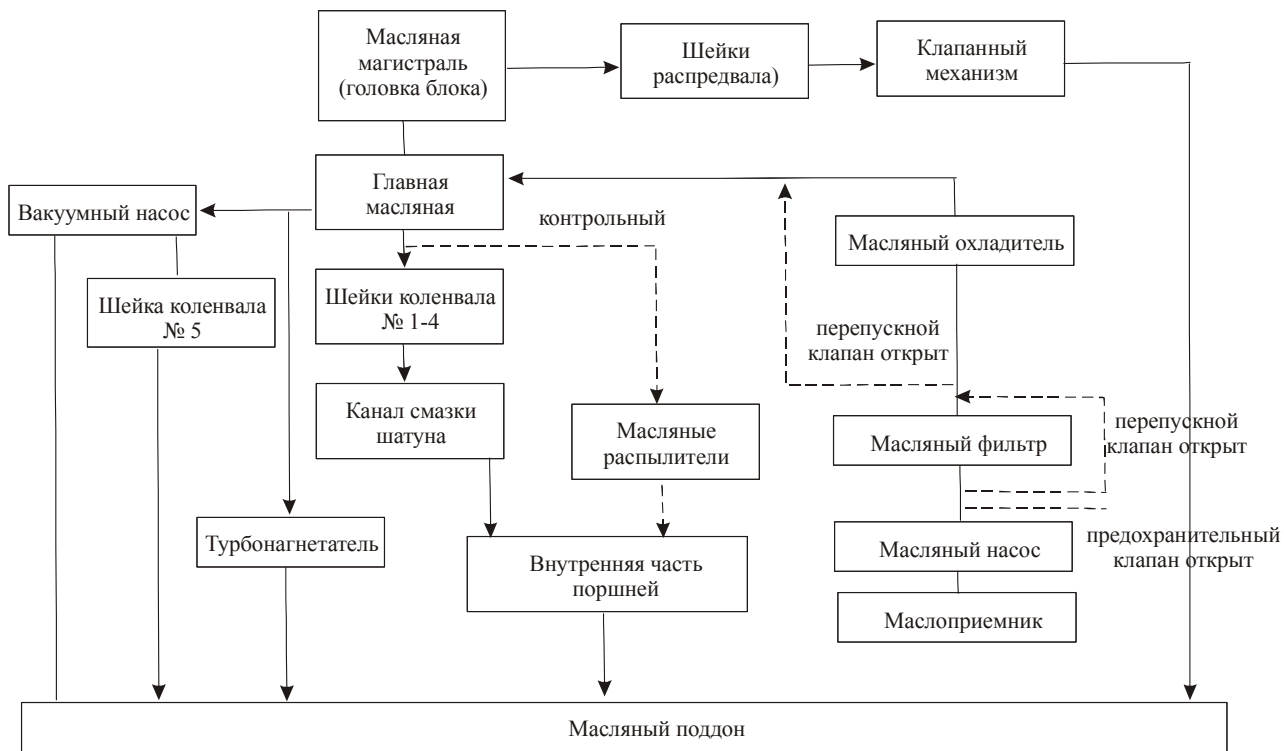


Рис. 7. Схема системы смазки

5. РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

При проектировании основные параметры системы охлаждения выбирают так, чтобы обеспечить требуемый теплоотвод при движении автомобиля на высшей передаче с малой скоростью (12...15 км/ч) и высокой температуре окружающего воздуха 40⁰С. Для других условий теплоотсеивающая поверхность и подача вентилятора оказываются излишне большими. Поэтому предусматривают специальные устройства, автоматически поддерживающие на необходимом уровне температуру охлаждающей жидкости.

5.1. Количество охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе

Схема жидкостной системы охлаждения показана на рис. 7. Количество отводимой в охлаждающую жидкость теплоты определяется по зависимости, кДж/с:

– для бензиновых двигателей: $Q_{жс} = (0.20..0.30)Q_0$;

– для дизелей: $Q_{жс} = (0.18..0.25)Q_0$.

Количество циркулирующей в системе жидкости, м³/с:

$$V_{жс} = \frac{Q_{жс}}{\rho_{жс} c_{жс} \Delta t_{жс}},$$

где $\rho_{жс}$ – плотность охлаждающей жидкости, $\rho_{жс} = 1000 \text{ кг/м}^3$;

$c_{жс}$ – теплоемкость охлаждающей жидкости, $c_{жс} = 4,187 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{к)}$ – для воды и $c_{жс} = 3,5 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{к)}$ – для антифриза;

$\Delta t_{жс}$ – разность температур охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и на входе в него, $\Delta t_{жс} = (5...15) ^\circ\text{C}$, меньшие значения относятся к форсированным двигателям.

Обычно число циклов прохождения жидкости через систему доходит до 7–12 раз в минуту, а производительность водяного насоса дизельного двигателя мощностью 30 кВт составляет примерно 1 литр в секунду.

5.2. Подача водяного насоса и мощность, затрачиваемая на его привод

Расчетная подача водяного насоса, м³/с:

$$V_{жс.р.} = \frac{V_{жс}}{\eta_n};$$

где $\eta_n = 0,8...0,9$ – коэффициент подачи насоса.

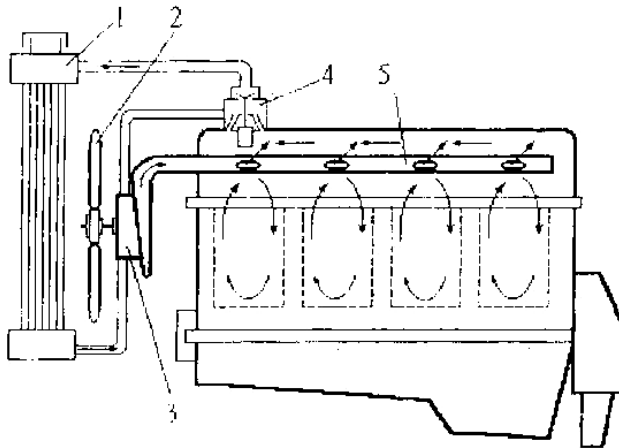


Рис. 8. Жидкостная система охлаждения:

1 – радиатор, 2 – вентилятор, 3 – насос, 4 – термостат, 5 – распределительная труба

Мощность, затрачиваемая на привод водяного насоса, кВт:

$$N_{в.н.} = \frac{V_{жр} \cdot p_{жс} \cdot 10^3}{\eta_m},$$

где $p_{жс}$ – напор, создаваемый насосом, $p_{жс} = (0,035 \dots 0,15)$ МПа;

$\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ – механический КПД насоса.

Обычно $N_{в.н.} = (0,007 \dots 0,014) N_{е.ном}$ кВт.

5.3. Расчет вентилятора

Количество воздуха, проходящего через вентилятор, м³/с:

$$V_в = \frac{Q_{жс}}{\rho_в C_в \Delta t_в},$$

где $\rho_в$ – плотность воздуха при его средней температуре, кг/м³,

$$\rho_в = p_0 / (R_в T_0);$$

p_0 – давление окружающей среды, $p_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Н/м²;

$R_в = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха;

$T_0 = 273 + \Delta t_в$ – средняя температура воздуха в радиаторе;

$C_в = 1$ кДж/(кг·К) – теплоемкость воздуха;

$\Delta t_в = (6 \dots 12)^\circ\text{C}$ – перепад температуры воздуха на входе и на выходе из радиатора.

Диаметр лопастей вентилятора, м:

$$D_{\text{вент}} = 1,3 \sqrt{\frac{V_6}{U_6}},$$

где $U_6 = 13 \dots 30$ м/с – скорость воздуха в вентиляторе.

Обычно $D_{\text{вент}} = (0,3 \dots 0,7)$ м.

Частота вращения вала вентилятора, мин⁻¹:

$$n = \frac{60 u}{\pi D_{\text{вент}}},$$

где u – окружная скорость конца лопасти рабочего колеса вентилятора,

$$u = (80 \dots 125) \text{ м/с}.$$

Мощность, потребляемая на привод вентилятора, кВт:

$$N_6 = \frac{V_6 p_{TP}}{\eta_6 \cdot 10^3},$$

где p_{TP} – сопротивление воздушного тракта, $p_{TP} = (600 \dots 1000)$ Па;

η_6 – КПД вентилятора.

– для осевых клапанных вентиляторов: $\eta_6 = 0,32 \dots 0,4$;

– для литых:

$$\eta_6 = 0,6 \dots 0,7.$$

Обычно $N_6 = (0,07 \dots 0,14) N_{\text{е.ном}}$, кВт.

6. РАСЧЕТ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

6.1. Определение количества охлаждающего воздуха, подаваемого вентилятором

Схема воздушной системы охлаждения показана на рис. 9. Количество отводимой воздухом теплоты определяется по зависимостям, кДж/с:

$$- \text{ для бензиновых двигателей } Q_{охл} = (0,2...0,28)Q_0;$$

$$- \text{ для дизелей } Q_{охл} = (0,17...0,24)Q_0.$$

Определяется площадь поверхности оребрения цилиндра с головкой, см²:

$$- \text{ для бензиновых двигателей } F_{охл} = (400...500)N_{е.ном};$$

$$- \text{ для дизелей } F_{охл} = (350...450)N_{е.ном};$$

$$- \text{ для головки цилиндра } F_{охл.гол} = (0,55...0,66)F_{охл};$$

$$- \text{ для цилиндра } F_{охл.цил} = (0,35...0,45)F_{охл}.$$

Эти данные справедливы при $W_{в.ср} = (30...80) м/с$ – средней скорости воздуха в межреберном пространстве.

Температура у основания ребер цилиндров:

$$t_{о.ц.} = (130...150)^\circ\text{C} - \text{ для алюминиевых ребер};$$

$$t_{о.ц.} = (130...180)^\circ\text{C} - \text{ для чугунных ребер}.$$

Температура у основания ребер головок:

$$t_{о.г.} = (150...200)^\circ\text{C} - \text{ для алюминиевых ребер},$$

$$t_{о.г.} = (160...230)^\circ\text{C} - \text{ для чугунных ребер}.$$

Выбираются геометрические размеры ребер (рис. 30):

а) для цилиндра $t = (5...70)$ мм – шаг ребер, $S = (0,5...2,5)$ мм – толщина ребра; $l = (3,5...4,5)$ мм – расстояние между внутренними поверхностями ребер; $L = (15...25)$ мм – высота ребер; $L' = (1,5...2,0)L$ – высота ребер, мм;

б) для головки цилиндра t, S, l – примерно такие же, как и для цилиндра.

Количество охлаждающего воздуха, подаваемого вентилятором, м³/с:

$$V_в = \frac{Q_{охл}}{\rho_в C_в (t_{в.вых} - t_{в.вх})},$$

где $Q_{охл}$ – количество теплоты, отводимое воздухом, кДж/с;

$$\rho_в - \text{ плотность воздуха, } \rho_в = 1,15 \text{ кг/м}^3;$$

$$C_в - \text{ удельная теплоемкость воздуха, } C_в = 1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

$t_{e.вых}$ – температура на выходе из системы охлаждения, $t_{e.вых} = (75...85)^{\circ}C$;

$t_{e.вх}$ – температура воздуха, подаваемого вентилятором в систему, $t_{e.вх} = (25...35)^{\circ}C$.

6.2. Расчет вентилятора

Диаметр лопастей вентилятора, м:

$$D_{вент} = 1,3 \sqrt{\frac{V_e}{U_e}},$$

где V_e – количество воздуха, которое необходимо подать к цилиндрам, m^3/c ;

U_e – скорость воздуха в вентиляторе, $U_e = (15...30) м/с$.

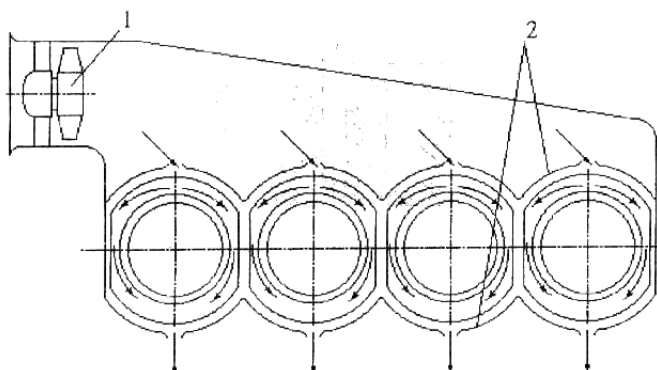


Рис. 9. Схема воздушной системы охлаждения:
1 – осевой вентилятор, 2 – дефлекторы

$$D_{вент} = (0,2...0,35) м.$$

Частота вращения вала вентилятора, $мин^{-1}$:

$$n = \frac{60u}{\pi D_{вент}},$$

где u – окружная скорость конца лопасти рабочего колеса вентилятора, $u = (80...125) м/с$.

Мощность, потребляемая на привод вентилятора, кВт:

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_{\text{в}} p_{\text{тр}}}{\eta_{\text{вент}} \cdot 10^3},$$

где $p_{\text{тр}}$ – сопротивление воздушного тракта (межреберного пространства), $p_{\text{тр}} = (700 \dots 1200) \text{ Па}$;

$\eta_{\text{вент}} = 0,3 \dots 0,4$ – для осевых клапанных вентиляторов, $\eta_{\text{вент}} = 0,6 \dots 0,7$.

Обычно $N_{\text{вент}} = (0,08 \dots 0,15) N_{\text{е ном}}$, кВт.

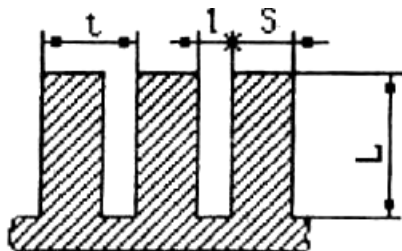


Рис. 10. Геометрические размеры ребер

7. АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ

В пояснительной записке изображают схему коленчатого вала двигателя с указанием направления центробежных сил. В аналитической форме анализируют уравновешенность центробежных сил, обосновывают необходимость применения противовесов, указывают место их установки.

Изображают схему кривошипно-ползунного механизма с указанием направления сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и моментов от них, в аналитической форме анализируют уравновешенность этих сил и моментов с указанием свободных сил и моментов с указанием свободных сил и моментов.

При наличии противовесов или специального механизма для уравновешивания свободных сил и моментов изображают его принципиальную схему с указанием направления уравновешивающих сил и моментов. Дают описание принципа действия уравновешивающего механизма.

В заключение обосновывают допустимость оставления неуравновешенных сил и моментов от них и дают общую оценку уравновешенности двигателя.

Оформление пояснительной записки

Оформление пояснительной записки выполняется по СТО 1.005-2007.

8. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

После завершения работы над курсовым проектом, оформления чертежей и пояснительной записки студент защищает курсовой проект перед комиссией, состоящей из 2–3 преподавателей.

Обязательное условие для допуска к защите – наличие подписей руководителя в пояснительной записке и на листах, а также предъявление зачетной книжки.

При защите курсового проекта студент должен:

а) кратко изложить основные параметры и конструктивные особенности спроектированного двигателя, узлов и систем, а также обосновать принятые решения и соответствие их полученному заданию;

б) дать ответы на вопросы, касающиеся рабочих процессов, конструкции и расчета двигателя, его узлов и систем, а также обосновать все решения, принятые при проектировании.

На основании защиты выставляют дифференцированный зачет.

После защиты чертежи и пояснительную записку в электронном и бумажном вариантах с отметкой сдают на кафедру.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные расчеты позволяют сравнить определенные нагрузки в деталях с нагрузками в других двигателях и оценить надежность двигателя, который проверяется.

В процессе расчета с данными рассчитываемого двигателя сравниваются среднее эффективное давление, расчетная мощность и крутящий момент, а также надежность деталей, что оценивает точность и правильность выполненных расчетов.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.: ил.

Двигатели внутреннего сгорания: в кн. 1 / под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 479с.: ил.

Автомобильные двигатели / под ред. М.С. Ховаха. – М.: «Машиностроение», 2006. – 591 с.: ил.

Ханин, И.С. и др. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. – М., 2005.

Дополнительная литература

Артамонов, М.Д. и др. Теория автомобилей и автомобильных двигателей. – М., 1968.

Автомобильные и тракторные двигатели. Теория системы питания, конструкция и расчет / под ред. И.М. Ленина. – М., 1969.

Белов П.М. и др. Двигатели армейских машин. Ч.1. Теория. – М., 1971.

Белов, П.М. и др. Двигатели армейских машин. – Ч. 2. Конструкция и расчет. – М., 1971.

Богданов, С.Н. Автомобильные двигатели / С.Н. Богданов. – М., 1987.

Григорьев, М.А. Износ и долговечность автомобильных двигателей / М.А. Григорьев, Н.Н. Пономарев. – М., 1976.

Двигатели внутреннего сгорания / под ред. А.С. Хачиян, К.А. Морозова и др. – М., 1985.

Попык, Г.К. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / Г.К. Попык. – М., 1970.

Райков, И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И.Я. Райков. – М., 1975.

Райков, И.Я. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей / И.Я. Райков, Г.Н. Рытвинский. – М., 1986.

Стуканов, В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учеб. пособие / В.А. Стуканов. – М: Форум: ИНФА–М, 2004. – 368 с.: ил.

СОДЕРЖАНИЕ

1. РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ.....	1
1.1. Задачи курсового проектирования	3
2. УКАЗАНИЯ К ПРОВЕРОЧНОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЕЙ	5
2.1. Выполнение конструктивной разработки двигателя.....	5
2.2. Разработка узлов и систем двигателя	5
3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА	6
3.1. Общие рекомендации	6
3.2. Расчет цилиндра.....	11
3.3. Расчет поршня.....	12
3.4. Расчет поршневого пальца.....	14
3.5. Расчет поршневого кольца.....	15
3.6. Расчет шатуна	17
3.7. Расчет коленчатого вала.....	19
3.8. Расчет коренной шейки на кручение	20
3.9. Расчет маховика из условий обеспечения равномерности хода двигателя.....	22
4. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ СМАЗКИ	25
4.1. Количество масла, циркулирующего в двигателе	25
4.2. Расчет масляного насоса	25
5. РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ	29
5.1. Количество охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе	29
5.2. Подача водяного насоса и мощность, затрачиваемая на его привод	29
5.3. Расчет вентилятора.....	30
6. РАСЧЕТ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ.....	32
6.1. Определение количества охлаждающего воздуха, подаваемого вентилятором.....	32
6.2. Расчет вентилятора	33
7. АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	35
8. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА	36
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	37
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	38

Учебно-методическое издание

Составители:

Пермяков Владимир Васильевич

Антонов Иван Сергеевич

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ, КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Руководство к выполнению курсового проекта
по специальности*

190603.65 «Сервис транспортных и технологических машин
и оборудования (автомобильный транспорт)»

и по направлению подготовки

190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин
и комплексов» (квалификация (степень) «бакалавр»)

В авторской редакции

Компьютерная верстка Н.А. Игнатъевой

Лицензия на издательскую деятельность ИД № 03816 от 22.01.2001

Подписано в печать 21.06.2010. Формат 60×84/16.

Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,4.

Уч.-изд. л. 2,3. Тираж 20 экз. Заказ

Издательство Владивостокский государственный университет
экономики и сервиса

690600, Владивосток, ул. Гоголя, 41

Отпечатано: множительный участок ВГУЭС

690600, Владивосток, ул. Державина, 57