

Одобрено методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства
24.09.2013 (протокол № 1).

Составили: А.Н. КАРТАШЕВИЧ, А.А. РУДАШКО, А.Ф. СКАДОРВА.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Тепловой расчет двигателя	4
1.1. Процесс впуска	4
1.2. Процесс сжатия	5
1.3. Процесс сгорания	6
1.4. Процесс расширения	7
1.5. Показатели и основные размеры двигателя	8
1.6. Построение индикаторной диаграммы	10
2. Динамический расчет двигателя	13
2.1. Построение развернутой индикаторной диаграммы	13
2.2. Построение диаграмм тангенциальных и нормальных сил	16
2.3. Диаграмма суммарных тангенциальных сил	17
2.4. Расчет маховика двигателя	18
2.5. Построение полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала	20
3. Техническая характеристика двигателя	23
Литература	24
Приложения	25

УДК 631.37 (076)

Тракторы и автомобили. Тепловой и динамический расчеты двигателей: Методические указания / Белорусская государственная сельскохозяйственная академия; Сост. А.Н. Карташевич, А.А. Рудашко, А.Ф. Скадорва. Горки, 2013. 28 с.

Изложена последовательность выполнения теплового и динамического расчетов автотракторных двигателей, приведены справочные данные, необходимые для выполнения курсового проекта (работы) по дисциплинам «Тракторы и автомобили» и «Тракторы, автомобили и специальные тягачи».

Для студентов специальностей 1-74 06 01 – техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 – техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

Таблиц 4. Рис. 9. Библиогр. 6. Приложений 6

Рецензент А.С. ДОБЫШЕВ, доктор техн. наук, доцент.

© Составление. А. Н. Карташевич,
А. А. Рудашко, А. Ф. Скадорва, 2013
© Учреждение образования
«Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2013

ВВЕДЕНИЕ

Будущий инженер-механик должен не только хорошо знать устройство тракторов, автомобилей и других сложных машин, но и глубоко понимать процессы, происходящие в них. Одним из сложнейших агрегатов любой самоходной машины является двигатель, на который приходится более 30% всех отказов во время эксплуатации.

Тепловой и динамический расчеты автотракторных двигателей, являющиеся основой курсового проекта (работы) по дисциплинам «Тракторы и автомобили» и «Тракторы, автомобили и специальные тягачи», проводятся с целью самостоятельного углубленного изучения раздела «Основы теории и расчета тракторных и автомобильных двигателей», понятия обоснованного выбора основных параметров двигателя.

Каждый студент получает индивидуальное задание на курсовое проектирование, в котором задается прототип двигателя, его мощность, номинальная частота вращения коленчатого вала, число цилиндров, степень сжатия, отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, отношение хода поршня к диаметру цилиндра.

При выполнении курсового проекта (работы) следует руководствоваться методическими указаниями и пользоваться приведенными в них литературными источниками. Прежде чем приступить к расчетам, необходимо ознакомиться с прототипом двигателя и установить его конструктивные особенности: рядность и тактность, форму камеры сжатия (бензиновый двигатель) или способ смесеобразования (дизель), наличие турбокомпрессора или другого нагнетателя, тип системы охлаждения, основные эффективные показатели.

Курсовой проект (работа) оформляется в виде пояснительной записки установленного образца в соответствии с СТП БГСХА 2.0.01–99 «Проекты (работы) курсовые и дипломные. Общие требования и оформление». Индивидуальное задание подшивается в начале пояснительной записки. Диаграммы, графики выполняются на миллиметровой или другой бумаге, удобной для графических работ и подшиваются либо в конце записки, либо по мере появления в тексте ссылок на графики.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

В результате теплового расчета определяются индикаторные показатели цикла, основные размеры двигателя, его энергетические и экономические показатели на номинальном режиме работы. При выполнении теплового расчета двигателя следует ориентироваться на представленные в приложении 1 параметры и показатели работы двигателя.

1.1. Процесс впуска

Так как впускная система двигателя оказывает сопротивление прохождению заряда, то давление в конце впуска p_a для двигателей без наддува всегда ниже, а у двигателей с наддувом p_a выше атмосферного.

Температуру заряда в конце впуска определяют с учетом подогрева свежего заряда от нагретых деталей двигателя. Кроме этого перед началом процесса наполнения в объеме V_c камеры сгорания всегда содержится некоторое количество остаточных газов, оказывающих влияние на температуру заряда в конце впуска.

Для двигателей без наддува температура заряда в конце впуска (К)

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r},$$

где T_o – температура окружающей среды, К;

ΔT – повышение температуры заряда в процессе впуска, К;

γ_r – коэффициент остаточных газов;

T_r – температура остаточных газов, К.

Для двигателей с наддувом вместо T_o в формулу следует подставлять температуру сжатого воздуха на выходе из компрессора T_k , которую определяют по зависимости (К)

$$T_k = T_o \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}},$$

где p_o – давление окружающей среды, МПа;

p_k – давление, создаваемое компрессором, МПа.

n_k – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре. Для центробежных нагнетателей с охлаждением воздуха этот показатель составляет 1,4...1,8; без охлаждения – 1,8...2,0; для объемных нагнетателей – 1,55...1,75.

Значения T_o , ΔT и T_r следует принять по данным приложения 1.

Коэффициент остаточных газов для двигателя без наддува

$$\gamma_r = \frac{p_r (T_o + \Delta T)}{T_r (\varepsilon p_a - p_r)},$$

где p_r – давление остаточных газов (см. приложение 1);

ε – степень сжатия;

p_a – давление в конце впуска (МПа).

Коэффициент остаточных газов γ_r для двигателя с наддувом определяется аналогично, но вместо значения T_o в формулу подставляют значение температуры сжатого воздуха на выходе из компрессора T_k .

Давление в конце впуска (МПа)

$p_a = p_o - \Delta p_a$ – для двигателей без наддува,

$p_a = p_k - \Delta p_a$ – для двигателей с наддувом.

Для двигателей без наддува приближенно (МПа)

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \zeta) (v_3^2 \rho_o \cdot 10^{-6}) / 2,$$

где β – коэффициент затухания скорости движения потока заряда в рассматриваемом сечении;

ζ – коэффициент сопротивления впускной системы в наиболее узком ее месте;

v_3 – скорость движения свежего заряда в проходном сечении клапана, м/с;

ρ_o – плотность свежего заряда для двигателей без наддува (кг/м³):

$$\rho_o = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_b T_o},$$

где R_b – удельная газовая постоянная, для воздуха $R_b = 287$ Дж/кг·град.

Для четырехтактных двигателей $(\beta^2 + \zeta) = 2,5 \dots 4,0$, $v_3 = 50 \dots 130$ м/с. Для бензиновых двигателей выбираются большие значения $(\beta^2 + \zeta)$ и v_3 , для дизелей – меньшие.

Для двигателя с наддувом при расчете Δp_a вместо ρ_o следует брать плотность заряда на впуске после компрессора ρ_k (кг/м³):

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k}.$$

Полученные расчетные значения давления p_a и температуры T_a заряда в конце впуска должны соответствовать справочным данным (приложение 1).

1.2. Процесс сжатия

В процессе сжатия происходит повышение давления и температуры рабочей смеси или воздуха.

Давление в конце сжатия (МПа)

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1},$$

где n_1 – показатель политропы сжатия, который можно подсчитать по формуле проф. В. И. Петрова,

$$n_1 = 1,41 - 100 / n_n,$$

здесь n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Температура в конце сжатия (К)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n-1}.$$

Следует обратить внимание, что температура заряда в конце сжатия бензинового двигателя не должна превышать температуру самовоспламенения бензина, а у дизелей должна превышать на 200...400°С температуру самовоспламенения дизельного топлива.

1.3. Процесс сгорания

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = (2,67 C + 8H - O) / 0,23,$$

где 0,23 – содержание кислорода в воздухе по массе, кг/кг;

C, H, O – количество углерода, водорода и кислорода, содержащихся в 1 кг топлива, для бензина C = 0,850; H = 0,150; O = 0, для дизельного топлива C = 0,856; H = 0,136; O = 0,008.

Эта же величина в кмольях/кг

$$L_o = l_o / 28,96,$$

где 28,96 – масса 1 кмоль воздуха.

Действительное количество воздуха, поступившее в двигатель для сгорания 1 кг топлива (кмоль/кг),

$$M_a = \alpha L_o,$$

где α – коэффициент избытка воздуха (см. приложение 1).

Количество остаточных газов (кмоль/кг),

$$M_r = \gamma_r M_a.$$

Количество газов, находящихся в цилиндре двигателя в конце сжатия (кмоль/кг),

$$M_c = M_a + M_r = \alpha L_o (1 + \gamma_r).$$

Количество продуктов сгорания 1 кг топлива (кмоль/кг) в цилиндре двигателя при $\alpha \leq 1$

$$M = \alpha L_o + H/4 + O/32 + 0,21 L_o (1 - \alpha),$$

где 0,21 – содержание кислорода в воздухе по объему, м³/м³.

При $\alpha \geq 1$

$$M = \alpha L_o + H/4 + O/32.$$

Количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания (кмоль),

$$M_z = M + M_r.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = M_z / M_c.$$

Средняя молярная теплоемкость заряда в конце сжатия M_c (кДж/кмоль·град) без учета влияния остаточных газов

$$C_{vc} = 20,76 + 1,74 \cdot 10^{-3} T_c.$$

Теплоемкость продуктов сгорания бензиновых двигателей (кДж/кмоль град) при $\alpha \leq 1$

$$C_{vz} = 18,43 + 2,6 \alpha + (15,5 + 13,8 \alpha) \cdot 10^{-4} T_z .$$

Теплоемкость продуктов сгорания дизельных двигателей (кДж/кмоль·град) при $\alpha \geq 1$ и постоянном давлении

$$C_{pz} = 28,43 + 0,92 / \alpha + (15,5 + 13,8 / \alpha) \cdot 10^{-4} T_z .$$

Температура в конце сгорания определяется из уравнения сгорания.

Для бензиновых двигателей

$$C_{vc} T_c + \xi (H_n - \Delta H_n) / M_a (1 + \gamma_r) = \mu C_{vz} T_z ,$$

где ΔH_n – потери теплоты из-за неполного сгорания при $\alpha < 1$, кДж:

$$\Delta H_n = 119600 L_o (1 - \alpha) .$$

Для дизельных двигателей

$$(C_{vc} + 8,314 \lambda_p) T_c + \xi H_n / M_a (1 + \gamma_r) = \mu C_{pz} T_z ,$$

где ξ – коэффициент выделения теплоты, выражающий долю низшей теплотворной способности топлива, используемую на повышение внутренней энергии газа и на совершение работы (см. приложение 1);

λ_p – степень повышения давления при сгорании. В дизелях выбирается в зависимости от способа смесеобразования и степени наддува (см. приложение 1).

В уравнении сгорания входят две неизвестные величины: температура в конце видимого сгорания T_z и теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме C_{vz} или при постоянном давлении C_{pz} .

После подстановки в формулу числовых значений всех известных параметров и последующих преобразований она принимает вид квадратного уравнения:

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0 ,$$

где А, В, С – числовые значения известных величин, откуда температура газов в конце сгорания (К)

$$T_z = (-B \pm \sqrt{B^2 + 4AC}) / 2A .$$

Физический смысл имеет только положительный корень, так как абсолютная температура газов может быть только положительной величиной.

Давление в конце сгорания (МПа) для бензиновых двигателей с подводом теплоты при $V=\text{const}$

$$p_z = \mu p_c T_z / T_c .$$

Для дизельных двигателей с подводом теплоты при $V=\text{const}$ и $p=\text{const}$ это давление зависит главным образом от закона подачи топлива и способа смесеобразования и обычно находится по зависимости

$$p_z = \lambda_p p_c .$$

1.4. Процесс расширения

Давление в конце расширения p_b для бензиновых двигателей (МПа)

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2} ,$$

где n_2 – показатель политропы расширения, который можно принять по данным приложения 1 или определить по формуле проф. В. И. Петрова:

$$n_2 = 1,22 + 130 / n_n.$$

Для дизельных двигателей давление в конце расширения (МПа)

$$p_b = p_z / \delta^{n_2},$$

где δ – степень последующего расширения, которую определяют по формуле

$$\delta = V_b / V_c = \varepsilon / \rho,$$

здесь ρ – степень предварительного расширения, определяемая по зависимости

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu T_z}{\lambda_p T_c}.$$

Температура в конце расширения для бензиновых двигателей (К)

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1},$$

для дизельных двигателей (К)

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}.$$

Правильность ранее сделанного выбора температуры газов в конце выпуска проверяют по формуле (К)

$$T'_r = T_b / \sqrt[3]{P_b / P_r}.$$

Допустимое значение погрешности $\Delta_T = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% = \pm 5\%$.

1.5. Показатели и основные размеры двигателя

Среднее теоретическое индикаторное давление (МПа) нескругленной индикаторной диаграммы:

– для бензиновых двигателей

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right],$$

– для дизельных двигателей

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_p (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right].$$

Действительное среднее индикаторное давление находится по формуле

$$p_i = v p'_i - \Delta p,$$

где v – коэффициент скругления индикаторной диаграммы (принимается по данным приложения 1);

$\Delta p = p_r - p_a$ – потери индикаторного давления на проведение вспомогательных ходов (всасывание и выталкивание).

Среднее давление механических потерь приближенно можно определить по следующим зависимостям (МПа):

– для бензиновых двигателей

$$p_M = 0,039 + 0,013 v_{II},$$

– для дизельных двигателей с неразделенной камерой сжатия

$$p_M = 0,105 + 0,012 v_{II},$$

– для вихрекамерных дизельных двигателей

$$p_M = 0,089 + 0,014 v_{II},$$

где v_{II} – скорость поршня, м/с.

Среднее эффективное давление (МПа)

$$p_e = p_i - p_M.$$

Механический КПД двигателя

$$\eta_M = p_e / p_i.$$

Индикаторный КПД цикла

$$\eta_i = \frac{\alpha l_o p_i 10^3}{H_H \eta_v \rho_o}.$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M.$$

Удельный индикаторный расход топлива (г/кВт·ч)

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_H \eta_i}.$$

Удельный эффективный расход топлива (г/кВт·ч)

$$g_e = g_i / \eta_M.$$

Полученные значения η_e и g_e необходимо сравнить со значениями двигателя-прототипа. В случае значительных расхождений значений следует отыскать ошибку в расчетах или принятых пределах исходных величин.

Часовой расход топлива (кг/ч)

$$G_T = g_e N_{eH} / 10^3.$$

где N_{eH} – номинальная эффективная мощность двигателя (по заданию), кВт.

Поскольку эффективная мощность двигателя определяется по формуле

$$N_{eH} = \frac{p_e V_h n_H i}{30 \tau},$$

то рабочий объем цилиндра (дм³)

$$V_h = \frac{30 \tau N_{eH}}{p_e n_H i},$$

где i – число цилиндров;

τ – тактность двигателя.

С другой стороны,

$$V_h = F_{II} S,$$

где $F_{II} = \pi D^2 / 4$ – площадь днища поршня, дм²;

D – диаметр цилиндра, дм;

S – ход поршня, дм.

D и S – основные размеры двигателя. Отношение $S/D = B$ задается в задании или назначается по двигателю-прототипу.

В результате получаем

$$V_h = \pi D^2 S / 4 = \pi D^3 B / 4,$$

откуда диаметр цилиндра (дм)

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi B}}.$$

Значения D и S записывают в миллиметрах, округляя до ближайшего числа, кратного 2 или 5.

Литраж двигателя (л или дм³)

$$V_{\text{л}} = V_h i.$$

Объем камеры сжатия (дм³)

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1).$$

Литровая мощность двигателя (кВт/л или кВт/дм³)

$$N_{\text{л}} = N_{\text{ен}} / V_{\text{л}}.$$

Полученное значение литровой мощности следует сравнить с данными, приведенными в приложении 1, и оценить степень форсированности проектируемого двигателя.

Радиус кривошипа R и длину шатуна L находят из следующих выражений:

$$R = S / 2; \quad L = R / \lambda.$$

1.6. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму поршневого двигателя строят аналитическим или графическим методом по результатам теплового расчета для номинального режима работы. Наиболее удобным является аналитический метод, поскольку он дает более точные результаты.

Индикаторную диаграмму строят в координатах p – V . Масштабы объема и давления выбирают таким образом, чтобы высота диаграммы была в 1,2...1,5 раза больше ее ширины. На оси абсцисс откладывают объем камеры сгорания V_c . Далее откладывают в принятом масштабе объемы $V_a = V_c + V_h$ и для дизелей $V_z = \rho V_c$ (рис. 1). На оси ординат откладывают величины p_o , p_a , p_c , p_z , p_b , p_r .

Точки c и z (z' для дизеля), b и a соединяют прямыми, параллельными оси ординат. Дополнительно для дизеля через точки z' и z проводят прямую, параллельную оси абсцисс. Точки a и c соединяют линией процесса политропы сжатия, а z и b – линией процесса политропы расширения.

Для построения линий процессов сжатия и расширения задаются несколькими (не менее шести) промежуточными значениями объема в

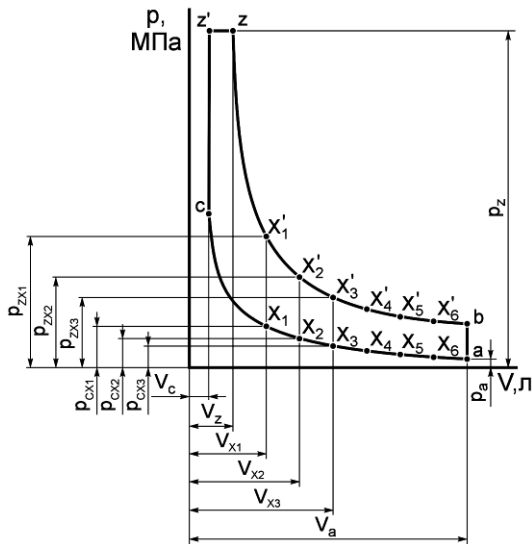


Рис. 1. Построение политроп сжатия и расширения индикаторной диаграммы дизеля (без линий впуска и выпуска).

интервале рабочего хода поршня, например V_{X1}, V_{X2}, V_{X3} и т.д.

Тогда величины давлений (МПа), соответствующие промежуточным значениям объемов, для процесса политропного сжатия определяются по формуле

$$p_{cx} = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}.$$

Для процесса политропного расширения бензинового двигателя

$$p_{zx} = p_z \left(\frac{V_c}{V_x} \right)^{n_2},$$

для дизеля

$$p_{zx} = p_z \left(\frac{V_z}{V_x} \right)^{n_2}.$$

Данные расчетов сводятся в табл. 1.

Таблица 1. Результаты расчета ординат промежуточных точек политроп сжатия и расширения

№ точки	Принятые значения объемов V_x , л	Ординаты политропы сжатия p_{cx} , МПа	Ординаты политропы расширения p_{zx} , МПа
1			
2			
...			

Через точки a , c и полученные промежуточные точки $X_1, X_2, X_3...$ проводят плавную кривую – политропу сжатия. Через точки z , b и промежуточные точки $X'_1, X'_2, X'_3...$ проводят другую плавную кривую – политропу расширения.

Скругление построенных индикаторных диаграмм выполняется следующим образом (рис. 2).

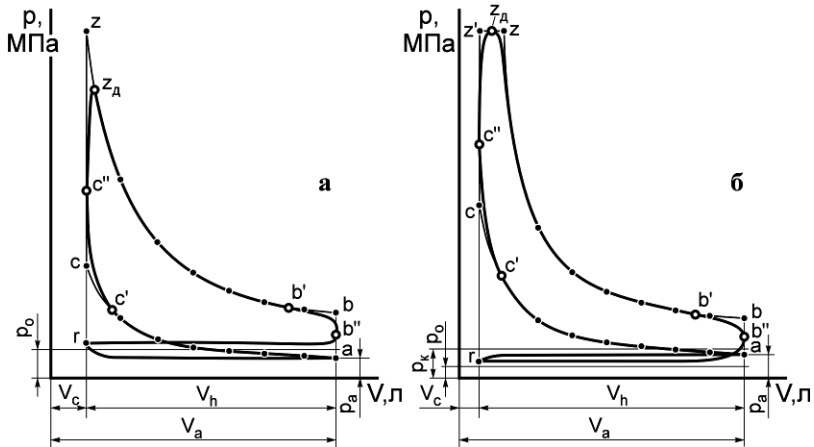


Рис. 2. Построение свернутой индикаторной диаграммы: а – бензинового двигателя; б – дизеля с наддувом.

Касание политропы сжатия линии ВМТ (точка c'') должно быть выше точки c примерно на $1/3$ отрезка cz для бензиновых двигателей (рис. 2, а) и cz' – для дизелей (рис. 2, б). Начало видимого повышения давления на линии сжатия (точка c') должно находиться до ВМТ за $0,08V_h$ (бензиновые двигатели) и за $0,04V_h$ (дизели).

Действительное давление в конце сгорания для бензинового двигателя составляет $0,85p_z$, а точка z_d , соответствующая этому давлению, должна быть смещена вправо от линии cz на $10...15^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Точка z_d дизеля располагается примерно посередине между точками z' и z .

Точка b' соответствует моменту открытия выпускного клапана. Точка b'' , характеризующая конец расширения в действительном рабочем цикле, обычно находится на половине расстояния между точками a и b .

Для более точного расположения точек c' и b' необходимо учитывать фазы газораспределения в двигателе-прототипе.

При построении индикаторной диаграммы дизеля с наддувом следует помнить, что линия впуска будет проходить выше линии давле-

ния p_0 (см. рис. 2, б). Для дизеля без наддува процессы впуска и выпуска изображаются аналогично тем же процессам бензиновых двигателей (см. рис. 2, а).

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Динамический расчет двигателя заключается в определении величин сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции на номинальном режиме работы двигателя.

2.1. Построение развернутой индикаторной диаграммы

Построенную на основании теплового расчета индикаторную диаграмму для дальнейших расчетов удобнее представить развернутой, т.е. перестроить из координат $p - V$ в координаты $p - \varphi$. Построение производится следующим образом (рис. 3).

Справа от свернутой диаграммы изображают оси развернутой диаграммы. При этом ось абсцисс развернутой диаграммы смещают вверх по вертикали относительно оси абсцисс свернутой диаграммы на величину атмосферного давления p_0 .

Отрезок V_h , представляющий рабочий объем цилиндра и в то же время в соответствующем масштабе ход поршня, делят пополам и радиусом, равным половине V_h , описывают полуокружность из точки C . Вправо от точки B откладывают отрезок CB (л):

$$CB = V_h \lambda / 4.$$

Отрезок CB называют поправкой Брикса. Из точки B – полюса Брикса – произвольным радиусом описывают вспомогательную полуокружность и делят ее на 6 частей (через 30°). Целесообразно вставить одно дополнительное деление через 15° для 375° угла поворота кривошипа. Из полюса Брикса через деления вспомогательной полуокружности проводят лучи до пересечения с основной полуокружностью, откуда восстанавливают вертикали до пересечения с линиями сжатия и расширения свернутой индикаторной диаграммы.

Точки пересечений сносят (проецируют) на перпендикуляры, восстановленные к оси абсцисс развернутой диаграммы из точек, соответствующих углам поворота кривошипа коленчатого вала.

Кривая, проведенная через полученные точки, является развернутой индикаторной диаграммой за рабочий цикл. Давление газов на поршень определяется как избыточное давление газов в цилиндре двигателя $p_r - p_0$, соответствующее углам поворота кривошипа коленчатого вала. На участке всасывания и в начале процесса сжатия для двигателей без наддува избыточные давления имеют отрицательные значения.

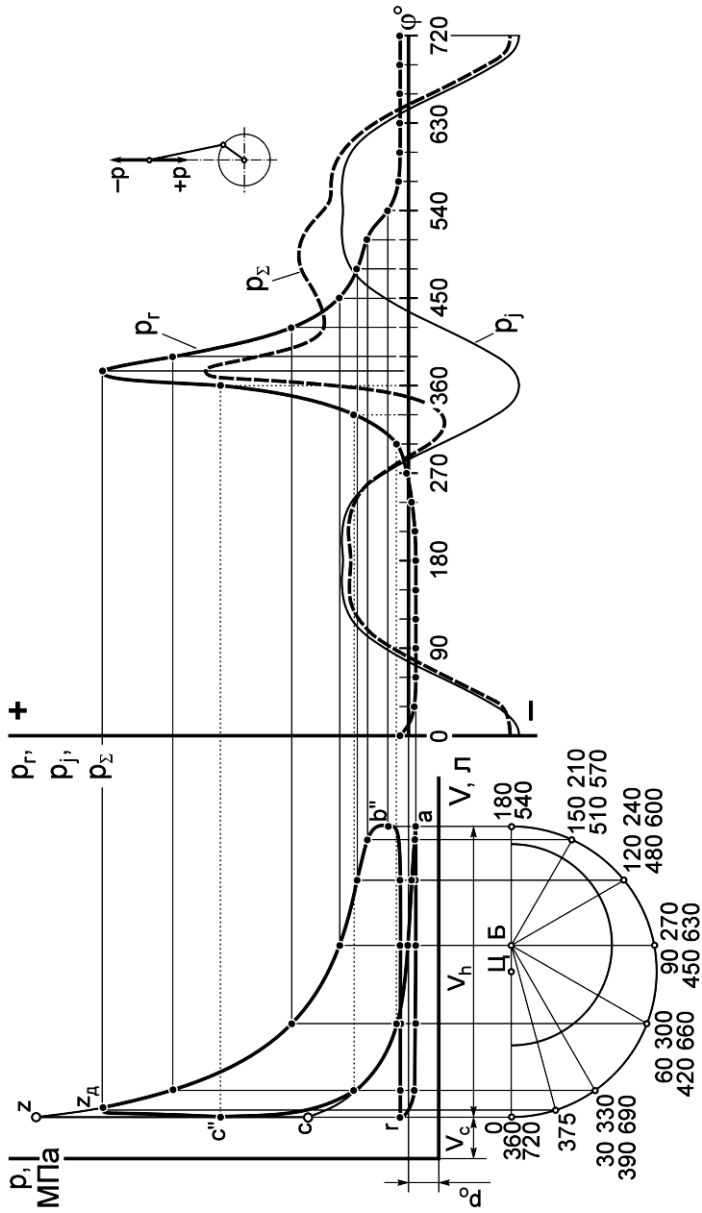


Рис. 3. Построение развернутой индикаторной диаграммы.

Возвратно-поступательно движущиеся массы кривошипно-шатунного механизма $m_{вп}$ создают силы инерции:

$$P_j = P_{j1} + P_{j2},$$

где $P_{j1} = -m_{вп} R \omega^2 \cos\varphi$ – сила инерции первого порядка;

$P_{j2} = -m_{вп} R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$ – сила инерции второго порядка.

Таким образом,

$$P_j = -m_{вп} R \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где $\omega = \pi n_n / 30$ – угловая скорость вращения коленчатого вала, c^{-1} .

Значения $(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ в зависимости от φ и λ приведены в приложении 2.

Массу возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма при расчетах определяют следующим образом:

$$m_{вп} = m_n + 0,275 m_{ш},$$

где m_n – масса поршневого комплекта;

$m_{ш}$ – масса шатуна.

Значения m_n и $m_{ш}$, отнесенные к площади днища поршня ($кг/м^2$), принимают по данным приложения 3, а радиус кривошипа R измеряют в метрах. Тогда силы инерции, подобно силам давления газов, имеют размерность, выраженную в паскалях, т.е. отнесены к площади днища поршня (удельные силы).

Результаты расчета удельных сил инерции, переведенных из паскалей в мегапаскали, заносят в табл. 2, а затем в том же масштабе, что и p_r , наносят на развернутую индикаторную диаграмму.

Таблица 2. Удельные силы инерции в зависимости от угла поворота кривошипа

Угол поворота φ , град	$\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi$	p_j , МПа	Угол поворота φ , град
0			360
30			330
60			300
90			270
120			240
150			210
180			180

Суммарная удельная сила, действующая на поршень, определяется как алгебраическая сумма сил, соответствующих углам поворота коленчатого вала:

$$P_{\Sigma} = (P_r - p_0) + P_j.$$

Поскольку ось абсцисс развернутой диаграммы смещена по вертикали на величину p_0 , то вычислять значение $p_r - p_0$ не требуется.

Силы инерции от вращательно движущихся масс (МПа)

$$p_s = -m_{шк} R \omega^2 10^{-6},$$

где $m_{шк} = 0,725 m_{ш}$.

2.2. Построение диаграмм тангенциальных и нормальных сил

Удельные тангенциальные T и нормальные (радиальные) Z силы (рис. 4), действующие на кривошип коленвала, находят по следующим зависимостям:

$$T = p_{\Sigma} \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta;$$

$$Z = p_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta,$$

где β – угол отклонения шатгуна от вертикали.

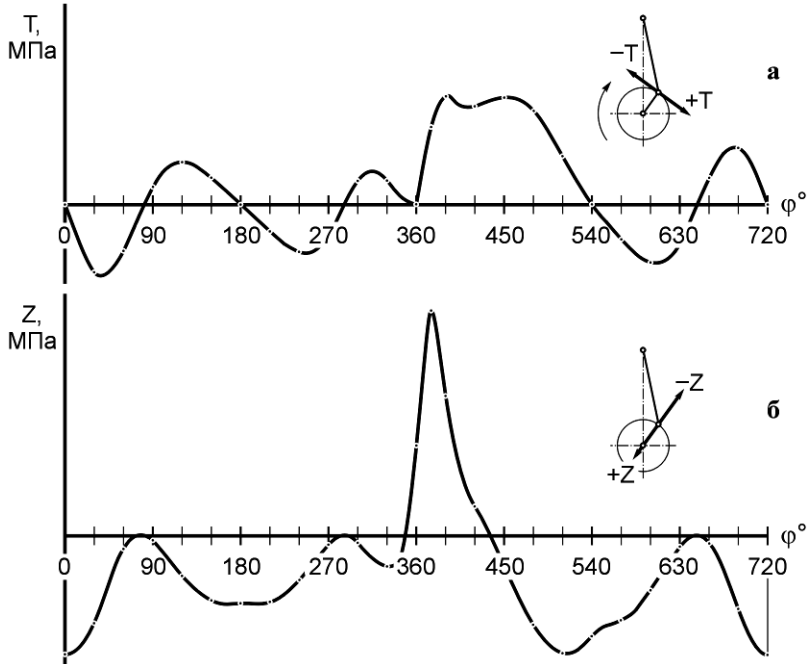


Рис. 4. Диаграммы тангенциальных (а) и нормальных (б) сил.

Значения тригонометрических величин, входящих в данные формулы, приведены в приложениях 4 и 5 в зависимости от углов φ и λ .

Сила T считается положительной, если ее направление совпадает с направлением вращения коленчатого вала (см. рис. 4, а). Сила Z считается положительной, если она направлена к центру вращения кривошипа (см. рис. 4, б).

Суммарная удельная сила, действующая вдоль кривошипа, находится как алгебраическая сумма сил Z и p_s :

$$Z_1 = Z + p_s.$$

Для удобства построения диаграмм результаты расчетов сводят в табл. 3. Диаграммы тангенциальных и нормальных сил строят в тех же масштабах, что и индикаторную.

Таблица 3. Значения удельных нормальных и тангенциальных сил

Угол поворота φ , град	Суммарная сила P_{Σ} , МПа	Значения $\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	Тангенциальная сил T , МПа	Значения $\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	Нормальная сила Z , МПа	Суммарная сила $Z_1 = Z + P_{\Sigma}$, МПа
0						
30						
...						
375						
...						
690						
720						

2.3. Диаграмма суммарных тангенциальных сил

Диаграмма суммарных тангенциальных сил ΣT многоцилиндрового двигателя может быть получена суммированием кривых тангенциальных сил отдельных цилиндров. При суммировании кривая силы T одного цилиндра за один цикл для двигателя с равномерным чередованием вспышек делится на i частей, где i – число цилиндров (для V-образного двигателя – в одном ряду). Полученные отрезки кривой сдвигаются на участок диаграммы, длина которого соответствует $720^\circ/i$ – для четырехтактного и $360^\circ/i$ – для двухтактного двигателей. Ординаты сдвинутых отрезков складывают и строят кривую суммарных тангенциальных сил. Пример построения диаграммы для рядного четырехцилиндрового четырехтактного двигателя представлен на рис. 5.

Для V-образных двигателей суммарную тангенциальную силу находят сложением диаграмм тангенциальных сил на кривошипах правого и левого рядов цилиндров. На рис. 6 представлен пример построения для восьмицилиндрового V-образного ($i = 4$) двигателя.

Вначале строят диаграмму тангенциальных сил на кривошипе первого цилиндра правого ряда (рис. 6, а). Затем с учетом порядка работы двигателя и угла развала блока цилиндров (правого и левого рядов) ниже строят диаграмму тангенциальных сил первого цилиндра левого ряда, сдвинутую по фазе на угол развала блока цилиндров (90° на рис. 6, б).

Ординаты обеих диаграмм алгебраически складывают и строят третий график суммарных тангенциальных сил, действующих на кривошип V-образного однорядного двигателя (рис. 6, в). Затем получают диаграмму ΣT аналогично диаграмме рядного двигателя (рис. 6, г).

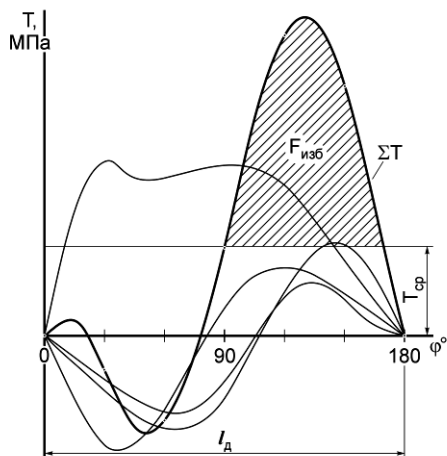


Рис. 5. Диаграмма суммарных тангенциальных сил четырехцилиндрового рядного двигателя.

По суммарной площади диаграммы определяют среднюю величину тангенциальной силы T_{cp} (МПа):

$$T_{cp} = \mu_p (F_{пол} - F_{отр}) / l_d,$$

где $F_{пол}$ – площадь диаграммы суммарных сил над осью абсцисс, мм²;

$F_{отр}$ – площадь под осью абсцисс, мм².

l_d – длина диаграммы, мм;

μ_p – масштаб построения диаграммы удельных тангенциальных сил, МПа/мм.

Проверку расчетной эффективной мощности двигателя осуществляют по формуле (кВт)

$$N_e = T_{cp} F_{п} R n_n \eta_m / 9550,$$

где $F_{п}$ – площадь днища поршня, мм²;

Полученное значение мощности не должно отклоняться от исходной $N_{ен}$ более чем на 5%. В противном случае производится проверка правильности расчета и построения всех диаграмм.

2.4. Расчет маховика двигателя

Масса и геометрические размеры маховика определяют из условия обеспечения требуемой степени неравномерности вращения коленчатого вала δ_n (см. приложение 1). Вначале определяют необходимый момент инерции маховика. Для этого по диаграмме суммарных тангенциальных сил вычисляют избыточную работу крутящего момента (Н·М):

$$A_{изб} = F_{изб} \mu_p \mu_L F_{п} ,$$

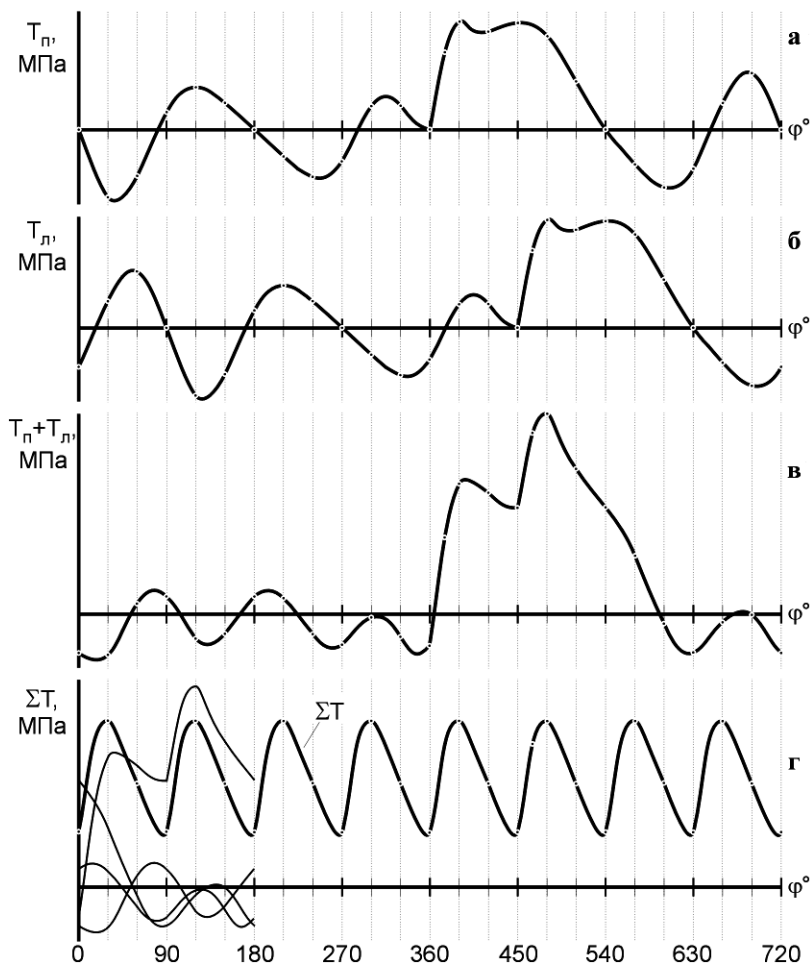


Рис. 6. Диаграмма тангенциальных сил V-образного двигателя: а – на кривошипе правого цилиндра; б – на кривошипе левого цилиндра; в – суммарных от правого и левого цилиндров; г – суммарных восьмицилиндрового.

где $F_{изб}$ – площадь диаграммы над линией средней тангенциальной силы, $мм^2$;
 μ_L – масштаб пути, пройденного кривошипом за угол поворота φ_d , $м/мм$;

$$\mu_L = \frac{\varphi_d}{l_d} \frac{\pi}{180} R,$$

здесь φ_d – угол поворота кривошипа (в градусах), соответствующий длине диаграммы l_d .

Подсчитав величину $A_{\text{нзб}}$ и задавшись степенью неравномерности δ_n (см. приложение 1), определяют момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$):

$$I_o = \frac{A_{\text{нзб}}}{\delta_n \omega_{\text{ср}}^2},$$

где $\omega_{\text{ср}} = \pi n_n / 30$ – средняя угловая скорость вращения коленчатого вала, с^{-1} .

Необходимый момент инерции маховика ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$)

$I_M = (0,85 \dots 0,95) I_o$ – для автомобильных двигателей,

$I_M = (0,75 \dots 0,85) I_o$ – для тракторных двигателей.

Средний диаметр маховика принимают по формуле (м)

$$D_M = (2 \dots 3) S.$$

Меньшие значения принимают для автомобильных, большие – для тракторных двигателей.

Масса маховика (кг)

$$m_M = 4 \cdot I_M / D_M^2.$$

2.5. Построение полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

Полярную диаграмму строят с целями выявления наиболее нагруженных зон, построения диаграммы вероятного износа поверхности шейки, назначения места ввода смазки в шатунный подшипник, определения среднего удельного давления на поверхность шейки.

Известны несколько методов построения полярной диаграммы. Рассмотрим один из них. Метод основан на геометрическом сложении сил T и $Z_1 = Z + p_s$, действующих на шейку (рис. 7, а).

Для упрощения построения будем оперировать значениями удельных сил, т. е. сил, отнесенных к площади днища поршня (МПа):

$$R_{\text{ш}} = \sqrt{(Z + p_s)^2 + T^2} = \sqrt{Z_1^2 + T^2}.$$

Наносят взаимно перпендикулярные оси T и Z (рис. 7, б). Положительные значения тангенциальных сил ($+T$) – вправо от точки O , положительные значения нормальных сил ($+Z$) – по оси ординат вниз.

Значения T и Z_1 берут из табл. 3. Из точки O откладывают значения T и Z_1 с учетом знаков и находят координаты концов векторов $R_{\text{ш}}$. На рис. 7, б показан пример построения $R_{\text{ш}}$ для угла поворота кривошипа

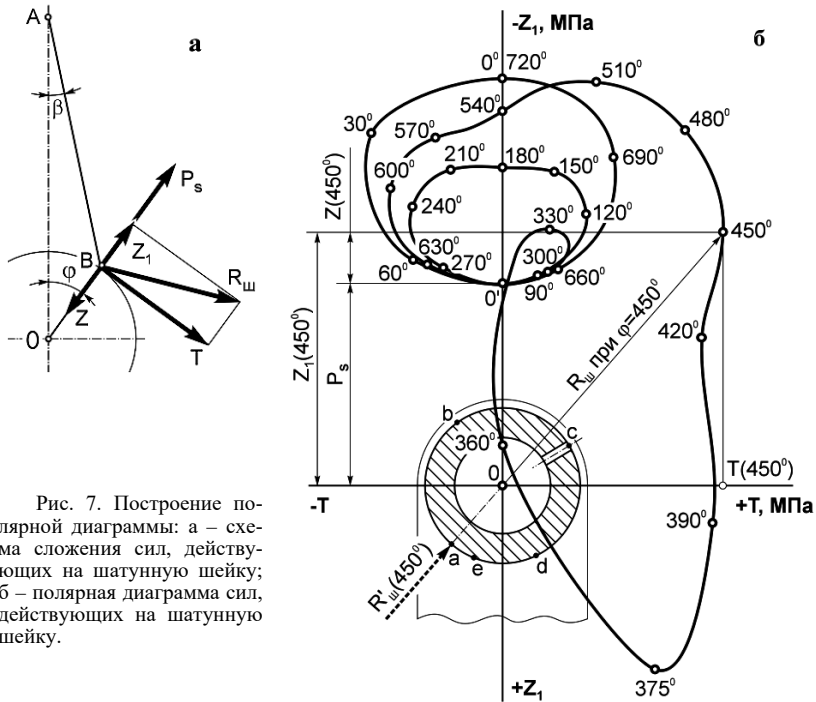


Рис. 7. Построение полярной диаграммы: а – схема сложения сил, действующих на шатунную шейку; б – полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку.

$\varphi = 450^\circ$. Точка *a* является точкой приложения этой силы, обозначенной на рисунке как $R'_{ш}$.

Соединяя отложенные точки плавной кривой, получают полярную диаграмму сил $R_{ш}$, действующих на шатунную шейку.

Проведя касательные через точку *O* к верхней части петли диаграммы, можно установить зону наиболее нагруженной части шейки, которой является зона *d-e*. В то же время в зоне *b-c-d* нагрузка на шатунную шейку отсутствует.

Место ввода смазки в подшипник целесообразно назначать в зоне минимальных значений результирующей силы $R_{ш}$, что соответствует точке *c* на рис. 7, б.

Для определения среднего значения удельной силы, действующей на шатунную шейку, строят развернутую полярную диаграмму сил в координатах $R_{ш}-\varphi$. Построение проводят без учета знака в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рис. 8). Величины $R_{ш}$ для углов через 30° снимаются циркулем с полярной диаграммы и переносятся на развернутую без изменения масштаба. Соединяя полученные точки,

строят развернутую диаграмму. Затем находят среднее значение давления R_{cp} , МПа:

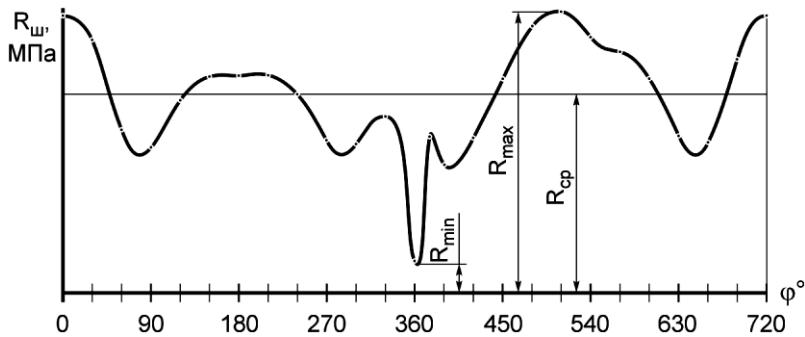


Рис. 8. Развернутая диаграмма суммарных сил, действующих на шатунную шейку.

$$R_{cp} = (R_{ш1} + R_{ш2} + \dots + R_{шn}) / n.$$

Среднее значение силы, действующей на шейку за цикл, находим из зависимости (МН)

$$Q_{ш.ср} = R_{cp} F_{ш}.$$

Среднее и максимальное удельные давления на поверхность шатунной шейки, являющиеся характеристикой нагруженности коленчатого вала, находят по следующим зависимостям (МПа):

$$q_{ср} = \frac{Q_{ш.ср}}{l d}, \quad q_{max} = \frac{Q_{ш.max}}{l d},$$

где l – длина подшипника (м);
 d – диаметр шейки вала (м).

Значения l и d берутся по данным двигателя-прототипа. Сравните полученные результаты с данными приложения 1 и проанализируйте нагруженность шейки вала.

При построении диаграммы предполагаемого износа шейки принимают, что износ шейки пропорционален нагружающим ее силам, а действие силы, нагружающей в данный момент шейку, распространяется по ее поверхности в обе стороны от точки приложения силы на 60° .

Из центра O (рис. 9, а) произвольным радиусом $r_0 = OA_0$ строят окружность, которую делят на равное число частей (например, на 24). От точки A_0 на продолжении радиуса r_0 в определенном масштабе откладывают величины $A_0A_1 = R_{ш0}$, $A_1A_2 = R_{ш1}$, $A_2A_3 = R_{ш2}$, ..., взятые из полярной диаграммы. Из центра O проводят окружности радиусами $r_1 = OA_1$, $r_2 = OA_2$, $r_3 = OA_3$, Точки приложения сил $R_{ш0}$, $R_{ш1}$, $R_{ш2}$, ...

откладывают на соответствующих окружностях, затем штрихуют полосы между дугами на 60° вправо и влево от точки приложения каждой силы.

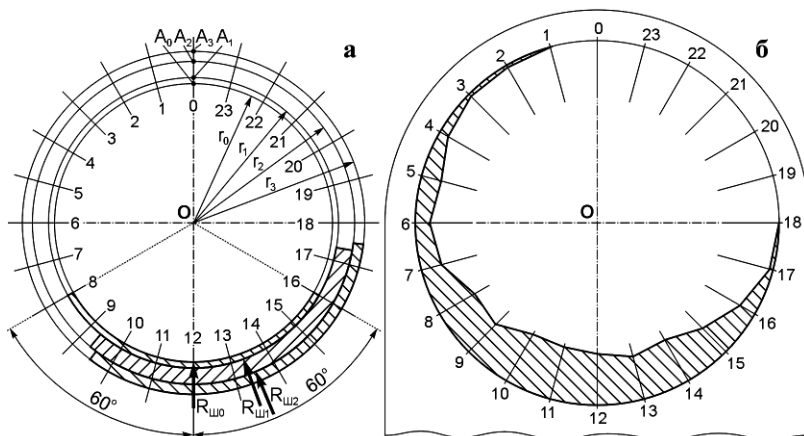


Рис. 9. Диаграмма расчетного износа шатунной шейки: а – построение диаграммы; б – результат построения.

Далее проводят новую окружность (рис. 9, б) и от нее в определенном масштабе по каждому радиусу в направлении к центру откладывают отрезки, эквивалентные суммарной толщине заштрихованных полосок. Соединяя концы отрезков ломаной линией и заштриховывая соответствующую зону, получают диаграмму расчетного износа шатунной шейки коленчатого вала.

3. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения необходимых расчетов автотракторных двигателей при оформлении курсового проекта (работы) следует составить техническую характеристику проектируемого двигателя и сравнить ее с характеристикой прототипа. Результаты сравнения необходимо представить в табл. 4.

Таблица 4. Технические характеристики проектируемого двигателя и двигателя-прототипа

№ п.п.	Показатели	Двигатель	
		проектируемый	прототип
1	2	3	4
1	Марка		
2	Номинальная мощность, кВт		

Продолжение табл. 4

1	2	3	4
3	Номинальная частота вращения, мин ⁻¹		
4	Степень сжатия		
5	Число цилиндров		
6	Диаметр цилиндра, мм		
7	Ход поршня, мм		
8	Литраж двигателя, л		
9	Литровая мощность, кВт/л		
10	Порядок работы цилиндров		
11	Способ смесеобразования		
12	Часовой расход топлива, кг/ч		
13	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч		
14	Марка топлива		

ЛИТЕРАТУРА

1. Белов П.М., Бурячко В.Р., Константинов М.К., Коровин В.А. Двигатели армейских машин. Часть II. М.: Воениздат, 1972. 562 с.
2. Желязко Б.Е. Основы теории и динамика автомобильных и тракторных двигателей. Мн.: Вышэйш. шк., 1980. 302 с.
3. Колчин А.И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002. 496 с.
4. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. М.: Колос, 1992. 414 с.
5. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей/ Б.Е. Желязко, В.М. Адамов, И.К. Русецкий, Г.Я. Якубенко. М.: Машиностроение, 1981. 535 с.
6. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 248 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

**Значения параметров рабочего процесса и показатели работы
автотракторных двигателей**

Параметры и показатели	Условное обозначение	Единица измерения	Бензиновые двигатели	Дизели	
				без наддува	с наддувом
1	2	3	4	5	6
Давление:					
окружающей среды	p_o	МПа		0,1	
в конце впуска	p_a		(0,78...0,88) p_o	(0,85...0,88) p_o	(0,9...0,96) p_k
в конце сжатия	p_c		0,8...2,0	3,0...4,5	5,0...8,0
максимальное в процессе сгорания	p_z		3,0...5,5	5,0...7,0	7,0...12,0
в конце расширения	p_b		0,3...0,5	0,2...0,5	0,2...0,5
в конце выпуска	p_f		(1,1...1,25) p_o	(1,05...1,2) p_o	(1,1...1,25) p_o
создаваемое компрессором	p_k		–	–	(1,5...2,5) p_o
среднее индикаторное	p_i		0,7...1,6	0,6...1,1	0,8...2,2
среднее эффективное	p_e		0,5...1,3	0,55...0,85	0,70...1,75
механических потерь	p_m			0,2	
Температура:					
окружающей среды	T_o	К		293	
в конце впуска	T_a		340...400	310...350	325...425
в конце сжатия	T_c		600...800	700...900	850...1050
максимальная в процессе сгорания	T_z		2300...2800	1800...2200	1900...2300
в конце расширения	T_b		1200...1700	1100...1200	1200...1400
в конце выпуска	T_f		900...1100	600...800	700...900
Повышение температуры заряда в процессе выпуска	ΔT	К	5...25	20...40	0...10
Коэффициент:					
избытка воздуха	α		0,85...0,95	1,15...1,30	1,20...1,65
наполнения	η_v		0,75...0,87	0,80...0,90	0,82...0,95
остаточных газов	γ_f		0,06...0,12	0,02...0,06	0...0,04
скругления индикаторной диаграммы	ν		0,94...0,97	0,92...0,96	
молекулярного изменения	μ		1,02...1,12	1,01...1,06	
выделения тепла при сгорании	ξ		0,85...0,95	0,7...0,9	
Показатель политропы:					
сжатия	n_1		1,30...1,38	1,34...1,40	1,36...1,42
расширения	n_2		1,25...1,33	1,18...1,28	
Низшая теплотворная способность топлива	H_u	кДж/кг	43500...44500	41500...42500	

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6
Степень: повышения давления предварительного рас- ширения последующего расши- рения сжатия неравномерности вра- щения коленчатого вала	λ_p		3,2...4,2	1,7...2,5	1,4...1,8
	ρ		–	1,4...1,8	
	δ		–	9...11	
	ϵ		6,5...11	14...20	
	δ_n		0,01...0,02	0,003...0,01	
Отношение радиуса кривошипа к длине ша- туна	λ		0,22...0,28		
Отношение хода поршня к диаметру поршня	S/D		0,7...1,0	0,9...1,2	
Литровая мощность	N_l	кВт/л	20...45	7...13	15...22
Удельный расход топли- ва:	g_i g_e	г/кВт·ч	235...290 290...350	165...220	
				200...280	
Коэффициент полезного действия:	η_m η_i η_e		0,70...0,90 0,28...0,38 0,22...0,33	0,70...0,82	0,80...0,90
				0,40...0,52	
				0,35...0,48	
Давление на шатунную шейку:	Q_{cp} Q_{max}	МПа	1,0...2,0	2,0...7,0	
			10...15 – рядные, 18...20 – V-образные	20...35	

Приложение 2

Значения величин $(\cos\phi + \lambda\cos2\phi)$ при разных значениях ϕ и λ

ϕ°	Знак	$\lambda=R/L$								Знак	ϕ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,240	1,250	1,260	1,270	1,280	1,290	1,300	1,310	+	360
30	+	0,986	0,991	0,996	1,001	1,006	1,011	1,016	1,021	+	330
60	+	0,380	0,375	0,370	0,365	0,360	0,355	0,350	0,345	+	300
90	–	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300	0,310	–	270
120	–	0,620	0,625	0,630	0,635	0,640	0,645	0,650	0,655	–	240
150	–	0,746	0,741	0,736	0,731	0,726	0,721	0,716	0,711	–	210
180	–	0,760	0,750	0,740	0,730	0,720	0,710	0,700	0,690	–	180

Приложение 3

Ориентировочная масса деталей кривошипно-шатунной группы для двигателей с поршнями, выполненными из легкого сплава

Двигатели	Масса на 1 м ² площади поршня, кг	
	поршня	шатуна
Автомобильные карбюраторные	80...150	100...200
Автомобильные дизели	150...300	300...400
Тракторные дизели	250...350	350...550

Приложение 4

Значения величин $\sin(\varphi + \beta)/\cos\beta$ при разных значениях φ и β^*

φ°	Знак	$\lambda=R/L$								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
15	+	0,319	0,321	0,324	0,326	0,329	0,332	0,334	0,337	-	345
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	-	330
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	1,001	1,005	-	300
90	+	1	1	1	1	1	1	1	1	-	270
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	-	240
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,364	-	210
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

* Угол β определяется из соотношения $\sin\beta = \lambda \sin\varphi$.

Приложение 5

Значения величин $\cos(\varphi + \beta)/\cos\beta$ при разных значениях φ и β

φ°	Знак	$\lambda=R/L$								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
15	+	0,950	0,949	0,948	0,948	0,947	0,946	0,946	0,945	+	345
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
90	-	0,247	0,258	0,269	0,280	0,292	0,303	0,314	0,326	-	270
120	-	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	-	240
150	-	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	-	210
180	-	1	1	1	1	1	1	1	1	-	180

Приложение 6

Краткие технические характеристики автотракторных двигателей

Марка	$N_{\text{сн}}$, кВт	$n_{\text{н}}$, мин ⁻¹	$g_{\text{сн}}$, г/кВт·ч	Цилиндры	ϵ	S, мм	D, мм	$V_{\text{д}}$, л
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2106	58,8	5400	333	4P	8,5	80	79	1,57
2108	47,0	5600	333	4P	9,0	71	76	1,29
412Э	55,2	5800	333	4P	8,8	70	82	1,48
A-01M	99,0	1700	238	6P	16,0	140	130	11,15
A-41	69,0	1750	238	4P	16,0	140	130	7,43

Продолжение приложения 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Д-120	23,5	2000	239	2P	16,5	120	105	2,08
Д-130	33,1	2000	241	3P	16,5	120	105	3,12
Д-130Т	47,8	2200	235	3P	16,5	120	105	3,12
Д-144	46,0	2000	238	4P	16,5	120	105	4,16
Д-145Т	55,1	2000	235	4P	16,5	120	105	4,16
Д-160	128,7	1250	221	4P	14,0	205	145	13,54
Д-180	132,4	1250	218	4P	14,0	205	150	14,48
Д-243	60,0	2200	220	4P	16,0	125	110	4,75
Д-244	42,0	1700	220	4P	16,0	125	110	4,75
Д-245	77,0	2200	220	4P	16,0	125	110	4,75
Д-245.2	88,0	2200	220	4P	16,0	125	110	4,75
Д-245.5	65,0	1800	217	4P	16,0	125	110	4,75
Д-245.9	100,0	2400	215	4P	16,0	125	110	4,75
Д-245.11	79,0	2400	215	4P	16,0	125	110	4,75
Д-245.12	80,0	2400	218	4P	16,0	125	110	4,75
Д-246	43,0	1500	225	4P	16,0	125	110	4,75
Д-248	44,0	2000	220	4P	16,0	125	110	4,75
Д-260.1	114,0	2100	220	6P	15,0	125	110	7,13
Д-260.2	96,0	2100	228	6P	15,0	125	110	7,13
Д-260.4	156,0	2100	215	6P	15,0	125	110	7,13
Д-260.5	169,0	2100	215	6P	15,0	125	110	7,13
Д-260.7	184,0	2100	218	6P	15,0	125	110	7,13
Д-260.8	75,0	1800	220	6P	15,0	125	110	7,13
Д-260.16	206,0	2100	218	6P	15,0	125	110	7,13
Д-265	154,0	2100	215	6P	15,0	125	110	7,13
Д-65Н	45,6	1750	238	4P	17,3	130	110	4,94
Д-8423.10	246,0	2150	220	8V	17,2	140	140	17,24
ЗИЛ-130	110,3	3200	350	8V	6,5	95	100	5,97
ЗИЛ-375	132,4	3200	349	8V	6,6	95	108	6,96
ЗМЗ-402.10	73,5	4500	340	4P	8,2	92	92	2,45
ЗМЗ-53	84,6	3200	335	8V	6,7	80	92	4,25
ЗМЗ-514.10	81,0	4500	210	4P	19,0	87	94	2,42
КамАЗ-740	154,4	2600	236	8V	17,0	120	120	10,86
МеМЗ-245	37,5	5500	333	4P	9,5	67	72	1,09
СМД-18Н	73,6	1800	238	4P	16,0	140	120	6,33
СМД-31	195,0	2000	244	6P	15,0	140	120	9,50
СМД-62	128,8	2100	234	6V	15,0	115	130	9,16
УМЗ-451М	55,2	4000	345	4P	6,7	92	92	2,45
ЯМЗ-236	132,4	2100	247	6V	16,5	140	130	11,15
ЯМЗ-238Е	194,2	2300	251	8V	16,5	140	130	14,87
ЯМЗ-238НД3	172,8	1700	220	8V	16,5	140	130	14,87
ЯМЗ-238НД4	183,8	1900	220	8V	16,5	140	130	14,87
ЯМЗ-238НД5	220,6	1900	220	8V	16,5	140	130	14,87
ЯМЗ-240	221,0	2150	228	12V	16,5	140	130	22,30
ЯМЗ-240	221,0	2150	228	12V	16,5	140	130	22,30
ЯМЗ-8481.04	308,8	2000	224	8V	17,2	140	140	17,24