

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Брянский государственный аграрный университет»

ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра технических систем в агробизнесе,
природообустройстве и дорожном строительстве

Потапов С.В.
Дьяченко А.В.

Расчет автотракторных двигателей

Методические указания для самостоятельной работы
для обучающихся по направлению подготовки
23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы

Брянская область 2019

УДК 621.43 (076)
ББК 31.365
П 64

Потапов, С. В. Расчет автотракторных двигателей: методические указания для самостоятельной работы для обучающихся по направлению подготовки 23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы / С. В. Потапов, А. В. Дьяченко. - Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2019. – 35 с.

Методические указания предназначены для самостоятельной работы по дисциплине «Тракторы и автомобили» для обучающихся по направлению подготовки 23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы. Целью методических указаний является самостоятельное изучение разделов дисциплины и выполнения расчетно-графической работы по теме «Расчет автотракторных двигателей».

Рецензент: к.э.н., доцент каф. ТОЖ и ПП Исаев Х.М.

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического института Брянского государственного аграрного университета, протокол №8 от 28 июня 2019 года.

© Брянский ГАУ, 2019
© Потапов С.В., 2019
© Дьяченко А.В., 2019

ВВЕДЕНИЕ

Целью расчетно-графической работы является систематизация, закрепление и углубление знаний студентов по теории автотракторных двигателей. Расчетная работа состоит из следующих частей:

1. Тепловой расчет двигателя;
2. Определение индикаторных и эффективных параметров двигателя и его основных размеров;
3. Кинематический расчет двигателя;
4. Динамический расчет двигателя;
5. Расчет и построение индикаторной диаграммы двигателя;
6. Расчет параметров маховика.

Расчетная работа должна состоять из расчетно-пояснительной записки объемом 20...25 страниц и соответствующих графиков, выполненных на миллиметровой или машинописной бумаге (при оформлении с помощью ПЭВМ) формата А4. Записка должна содержать указанные выше разделы, а также задание, оглавление, введение, заключение и библиографический список. Записка должна быть написана чернилами на стандартных листах машинописной бумаги. Должны быть приведены формулы, по которым ведутся расчеты, обоснованы выбираемые данные, проведен анализ и сравнение полученных значений основных показателей со значениями их у современных двигателей тракторов или автомобилей.

При многократных вычислениях по одним и тем же выражениям, следует приводить пример одного такого расчета, а все полученные величины свести в таблицу. Записка подписывается студентом и указывается дата выполнения.

Графики и схемы следует выполнять с соблюдением требований ЕСКД и основных правил машиностроительного черчения.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

В задачи теплового расчета двигателя, прежде всего, входит определение параметров состояния рабочего тела в характерных точках рабочего цикла двигателя и определение энергетических и экономических показателей цикла и двигателя. Основными исходными данными для расчета являются: номинальная эффективная мощность и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала двигателя; степень сжатия; тип камеры сгорания; коэффициент избытка воздуха; вид топлива; расчетные параметры окружающей среды (давление и температура) и ряд других.

Тепловой расчет двигателя выполняется по исходным данным в соответствии с индивидуальным заданием и прототипом двигателя.

Среди прочих исходных данных необходимо задаваться коэффициентом избытка воздуха α , подогревом заряда на впуске ΔT степенью повышения давления λ_p .

Для номинального режима эти значения принимаются в пределах:

$\alpha = 0,85 \dots 0,95$ - для карбюраторных ДВС;

$\alpha = 1,2 \dots 1,35$ - для дизельных двигателей с разделенной камерой сгорания;

$\alpha = 1,3 \dots 1,65$ - для дизельных двигателей с неразделенной камерой сгорания и без наддува;

$\alpha = 1,2 \dots 2,0$ - для дизельных двигателей с наддувом.

$\Delta T = 0 \dots 20$ К - для карбюраторных ДВС;

$\Delta T = 10 \dots 30$ К - для дизелей без наддува;

$\Delta T = 0 \dots 10$ К - для дизелей с наддувом;

$\lambda_p = 1,6 \dots 2,5$ - для дизелей с неразделенной камерой сгорания;

$\lambda_p = 1,4 \dots 1,8$ - для дизелей с разделенной камерой сгорания.

На величину степени повышения давления λ_p влияет режим впрыска топлива, форма камеры сгорания и способ смесеобразования.

При выборе λ_p необходимо учитывать, что увеличение λ_p приводит к уменьшению степени предварительного расширения ρ . Для большинства дизелей $\rho = 1,2 \dots 1,7$ (большие значения характерны для дизелей с разделенными камерами сгорания).

1.1 Процесс впуска

Процесс впуска является сложным газодинамическим процессом, на протекание которого оказывает влияние большое количество фак-

торов. При расчете обычно определяются давление и температура рабочего тела в конце процесса впуска, а также коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения цилиндров. Давление в конце впуска определяется из выражения:

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad (1)$$

где P_a - давление в цилиндре в конце впуска, МПа
 P_k - давление после компрессора (на впуске), МПа
 ΔP_a - потеря давления на впуске, Мпа.

Если двигатель без наддува в (31) вместо P_k применяют P_0 (расчетное атмосферное давление).

Величина потерь давления на впуске зависит от параметров впускаемого тракта и быстроходности двигателя и обычно лежит в пределах:

$\Delta P_a = (0,06...0,20)P_0$ - для карбюраторных двигателей;

$\Delta P_a = (0,04...0,18)P_0$ - для дизельных двигателей без наддува;

$\Delta P_a = (0,04...0,10)P_k$ - для дизельных двигателей с наддувом;

Расчет ΔP_a можно произвести по эмпирическим формулам:
 -для карбюраторных ДВС

$$\Delta P_a = (0,04 + 1,5 \cdot 10^{-3} n_{ен}) P_0, \quad (2)$$

-для дизельных ДВС без наддува

$$\Delta P_a = (0,01 + 3 \cdot 10^{-3} n_{ен}) P_0, \quad (3)$$

-для дизельных ДВС с наддувом

$$\Delta P_a = (0,02 + 1,5 \cdot 10^{-3} n_{ен}) P_k. \quad (4)$$

Здесь $n_{ен}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} .

Температура заряда перед пуском в двигатель принимается:
 - для ДВС без наддува

$$T_k = T_0 = 288K$$

- для двигателей с наддувом

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (5)$$

где n_k - показатель политропы сжатия в нагнетателе.

Значения показателя политропы сжатия $n_k = 1,8 \dots 2,0$ (для центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом).

Температура заряда на впуске с учетом подогрева

$$T'_k = T_k + \Delta T, \quad (6)$$

где ΔT – подогрев заряда на впуске, К.

Температура заряда в конце впуска определяется:

$$T_a = \frac{T'_k}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon P_a} (1 - T'_k / T_r)}, \quad (7)$$

где P_r и T_r - соответственно давление (МПа) и температура (К) остаточных газов в конце выпуска (или начало впуска);

ε - степень сжатия.

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_k (\varepsilon P_a - P_r)}{T'_k P_k (\varepsilon - 1)} \quad (8)$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{P_r T_k}{P_k T_r \eta_v (\varepsilon - 1)} \quad (9)$$

Рекомендации к выбору значения ΔT даны ранее. Значениями P_r и T_k входящими в формулы (7...9) предварительно задаются:

$P_r = (1,05...1,25)P_0$ - для двигателей без турбонаддува;

$P_r = (0,75...1,0)P_k$ - для двигателей с турбонаддувом;

$T_r = (900...1100) K$ - для карбюраторных ДВС;

$T_r = (700...950) K$ - для дизельных ДВС.

При этом большие значения P_r принимают для высокооборотных двигателей. Задаваясь величиной T_r , учитывают, что при увеличении степени сжатия она снижается, а при увеличении оборотов - возрастает. В случае необходимости, принятая величина T_r может быть скорректирована после расчета процесса выпуска.

1.2 Процесс сжатия

При расчете процесса сжатия определяют давление P_c и температуру T_c в конце процесса сжатия. При этом принимают, что сжатие представляет собой политропный процесс с показателем политропы n_1 . Расчет ведется по выражениям:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (10)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (11)$$

Величина среднего значения показателя политропы n_1 зависит от степени сжатия, быстроходности двигателя, теплообмена и других факторов. Для карбюраторных двигателей его значение для номинального режима лежит в пределах:

$$n_1 = 1,35...1,38;$$

для дизельных двигателей –

$$n_1 = 1,34...1,39.$$

Для определения n_1 , предлагается использовать эмпирические формулы:

-для карбюраторных двигателей:

$$n_1 = 1,368 - [1,5 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-6}(\varepsilon - 1)] \times \\ \times (T_a - 400) - 1,5 \cdot 10^{-3}(\varepsilon - 10) - 1/n_{ен} \quad (12)$$

-для дизельных двигателей

$$n_1 = 1,368 - [1,5 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-6}(\varepsilon - 1)] \times \\ \times (T_a - 400) - 1,5 \cdot 10^{-3}(\varepsilon - 10) + 0,002 \cdot (n_{ен} - 30) \quad (13)$$

1.3 Процесс сгорания

В процессе сгорания достигаются максимальные значения давления P_z и температуры T_z рабочего тела в цикле, определение которых и составляет основную задачу расчета процесса сгорания.

При расчете учитывается состав топлива и качество горючей смеси, а также способ смесеобразования, который влияет на выбор степени повышения давления λ_p .

Количество воздуха m_o (кг/кг) и M_o (кмоль/кг), необходимого для полного сгорания:

$$m_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8C}{3} + 8H - O \right) \quad (14)$$

$$M_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (15)$$

где 0,23 и 0,21 - доля кислорода в воздухе соответственно по массе и по объёму;

C, H, O – элементарная доля соответственно углерода, водорода и кислорода в топливе (по массе).

Количество свежего заряда M_1 (кмоль/кг):

-для карбюраторных ДВС

$$M_1 = \alpha M_o + \frac{1}{m_T} = \alpha M_o + \frac{1}{115}, \quad (16)$$

где α - коэффициент избытка воздуха;

m_T – молекулярная масса паров топлива (для автомобильных бензинов $m_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль).

-для дизельных ДВС

$$M_1 = \alpha M_0 \quad (17)$$

Количество продуктов сгорания M_2 (кмоль/кг):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha M_0, \text{ при } \alpha < 1 \quad (18)$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)M_0, \text{ при } \alpha \geq 1 \quad (19)$$

Химический коэффициент изменения горючей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (20)$$

Действительный коэффициент изменения горючей смеси:

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (21)$$

Низшая теплота сгорания топлива H_n , (кДж/кг):

Бензин $H_n = 42200 \dots 43800$ кДж/кг

Дизельное топливо $H_n = 41800 \dots 43000$ кДж/кг

Теплота сгорания рабочей смеси $H_{p.c}$, (кДж/кмоль):

$$H_{p.c} = \frac{[H_n - 119950(1 - \alpha)M_0]}{[M_1(1 + \gamma_r)]} \quad \text{- для карбюраторных ДВС} \quad (22)$$

$$H_{p.c} = \frac{H_n}{[M_1(1 + \gamma_r)]} \quad \text{- для дизелей} \quad (23)$$

и карбюраторных ДВС при $\alpha > 1$

Температуру в конце видимого процесса сгорания T_z определяют из уравнения сгорания, которое имеет вид:

-для карбюраторных двигателей

$$\xi_z H_{p.c} + C_{vc} T_c = \mu C_{vc} T_z \quad (24)$$

-для дизельных двигателей

$$\xi_z H_{p,c} + (C_{vc} + 8,314\lambda_p) T_c = \mu(C_{vz} + 8,314) T_z, \quad (25)$$

где ξ_z – коэффициент полезного теплоиспользования;

C_{vc} – молярная теплоёмкость рабочей смеси при постоянном объёме в конце сжатия, кДж/(кмоль·К);

C_{vz} – молярная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме в конце сгорания, кДж/(кмоль·К);

После подстановки приближенных эмпирических выражений для теплоемкостей:

$$C_{vc} = 20,16 + 1,728 \cdot 10^{-3} T_c \quad (26)$$

$$C_{vz} = (18,4 + 2,6\alpha) + (1,549 + 1,382 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3} T_z, \text{ при } \alpha < 1; \quad (27)$$

$$C_{vz} = (20,10 + 0,92/\alpha) + (1,549 + 1,382/\alpha) \cdot 10^{-3} T_z, \text{ при } \alpha \geq 1; \quad (28)$$

уравнение сгорания приводится к виду:

$$AT_z^2 + BT_z + F = 0 \quad (29)$$

Отсюда:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AF}}{2A}, \quad (30)$$

где, коэффициенты (кДж/кмоль) определяются выражениями:

- для карбюраторных ДВС:

$$\begin{aligned} A &= (1,549 + 1,382\alpha) \cdot 10^{-3} \mu; \\ B &= (18,4 + 2,6\alpha)\mu; \\ F &= -(\xi_z H_{pc} + 20,16T_c + 1,728T_c^2 \cdot 10^{-3}). \end{aligned} \quad (31)$$

- для дизельных ДВС:

$$A = (1,549 + 1,382/\alpha) 10^{-3};$$

$$B = (28,414 + 0,92/\alpha)\mu; \quad (32)$$

$$F = -(\xi_z H_{pc} + 20,16T_c + 8,314T_c \lambda_p + 1.728T_c^2 \cdot 10^{-3})$$

Давление в конце сгорания P_z (МПа):

$$P_z = \mu P_c T_z / T_c \text{ - для карбюраторных ДВС,} \quad (33)$$

$$P_z = \lambda_p P_c \text{ - для дизелей,} \quad (34)$$

Степень предварительного расширения ρ

$$\rho = \mu T_z / \lambda_p T_c \quad (35)$$

Рекомендации по выбору значения λ_p приведены выше.

Для карбюраторных двигателей необходимо уточнить значение максимального давления действительного цикла в отличие от теоретического:

$$P_{zd} = (0,8...0,9)P_z \quad (36)$$

1.4 Процесс расширения

При расчете полагается, что расширение является политропным процессом с постоянным показателем политропы n_2 . Давление P_b (МПа) и температуры T_b (К) в конце расширения определяются:

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} \quad (37)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}, \quad (38)$$

где δ - степень последующего расширения;

n_2 - показателя политропы расширения.

Для карбюраторных двигателей $\delta = \varepsilon$, для дизелей $\delta = \varepsilon/\rho$

Значение среднего показателя политропы n_2 , также как и n_1 , зависит от многих факторов и лежит в пределах:

$n_2 = 1,2...1,27$ - для карбюраторных ДВС;

$n_2 = 1,24...1,30$ - для дизельных ДВС.

В работе они могут находиться по эмпирическим формулам:

$$n_2 = 1,252 - 2 \cdot 10^{-5} (T_z - 2400) + 5 \cdot 10^{-4} \varepsilon + |1 - \alpha| 0,045 \quad (39)$$

- для карбюраторных двигателей;

$$n_2 = 1,263 - 2,6 \cdot 10^{-5} (T_z - 2000) + 4 \cdot 10^{-4} \delta + 0,028(\alpha - 1) \quad (40)$$

- для дизельных двигателей.

1.4 Процесс выпуска

Значениями давления P_r и температуры T_r в конце процесса задаются на начальной стадии теплового расчета.

Проверку ранее принятой температуры остаточных газов производят по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}}, \quad (41)$$

где P_b и T_b – расчетные параметры рабочего тела в конце расширения;

P_r – принятое значение давления остаточных газов.

Если полученное по этой формуле значение T_r существенно отличается от принятого ранее ($\delta T_r > 10\%$), то следует скорректировать расчет процессов цикла при уточненном значении T_r , принятом предварительно в разделе 1.1.

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ И ЭФФЕКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ

2.1 Расчет индикаторных показателей

Индикаторными показателями оценивают энергетические возможности, качество и эффективность рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление рабочего цикла P_i^1 (МПа):

$$P_i^1 = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_p \rho}{(n_2 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda_p (\rho - 1) \right] \quad (42)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла P_i (МПа):

$$P_i = v P_i^1, \quad (43)$$

где v - коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Для карбюраторных двигателей $\rho = 1$, $\delta = \varepsilon$.

Индикаторный коэффициент полезного действия цикла η_i :

$$\eta_i = \frac{P_i m_o \alpha}{H_n \rho_k \eta_v} \cdot 10^3, \quad (44)$$

где ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³.

$$\rho_k = \frac{P_k}{R_{\text{возд}} T_k} \cdot 10^6 \quad (45)$$

где $R_{\text{возд}}$ – удельная газовая постоянная для воздуха, $R_{\text{возд}} = 287$ Дж/(кг·К).

Для двигателей без наддува $P_k = P_o$ и $T_k = T_o$.

Удельный индикаторный расход топлива g_i (г/кВт·ч):

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_n \eta_i} \quad (46)$$

Значение коэффициента полноты индикаторной диаграммы v принимается в пределах:

$v = 0,93 \dots 0,97$ - для карбюраторных двигателей;

$v = 0,92 \dots 0,95$ - для дизельных двигателей.

2.2 Расчет эффективных показателей и определение основных размеров двигателя

Определяют среднее условное давление механических потерь двигателя, включающие внутренние потери и привод компрессора или продувочного насоса. Внутренние потери включают все виды механи-

ческого трения, потери на газообмен, на привод вспомогательных механизмов (вентилятор, генератор, топливный, водяной и масляный насосы и др.) вентиляционные потери (движение деталей в среде воздушно-масляной эмульсии и в воздухе), газодинамические потери в дизелях с разделенными камерами сгорания.

Так как до 80% всех механических потерь составляют потери на трение, то с приближением принимается, что для двигателей без наддува среднее условное давление механических потерь $P_{мп}$, МПа:

$$P_{мп} = a + bW_{н.с.}, \quad (47)$$

а для дизельных ДВС с наддувом:

$$P_{мп} = 10(a + bW_{н.с.})P_k \quad (48)$$

где a и b - коэффициенты, зависящие от типа, конструкции, размеров, числа цилиндров и теплового состояния двигателей (приведены в таблице 1);

$W_{н.ср}$ - средняя скорость поршня, м/с.

Таблица 1 - Значение коэффициентов a и b для определения давления механических потерь двигателя

Типы двигателя	a , МПа	b , МПа
Дизели с нераздельной камерой сгорания	0,089	0,012
Дизели с раздельной камерой сгорания	0,103	0,0153
Карбюраторные двигатели:		
$S/D > 1$	0,05	0,0155
$S/D < 1$	0,04	0,0135

Для современных двигателей $W_{н.с} = 5,5...15$ м/с. Двигатели с $W_{н.с} < 6,5$ м/с - тихоходные, с $W_{н.с} > 6,5$ м/с - быстроходные. В основном современные двигатели - быстроходные. При расчете задаются значением $W_{н.с}$ и после определения размеров цилиндра, чтобы уменьшить ошибку, уточняют $W_{н.с}$ и, соответственно, $P_{мп}$.

Определяют среднее эффективное давление (МПа):

$$P_e = P_i - P_{мп} \quad (49)$$

Среднее эффективное давление - условное постоянное давление газов за ход поршня совершающее работу, равную эффективной работе цикла.

Зная эффективную мощность, среднее эффективное давление и номинальную частоту вращения коленвала, определяют литраж двигателя (λ):

$$V_{\lambda} = V_h i = \frac{0.5\tau N_{ен}}{P_e n_e} \quad (50)$$

где V_h - рабочий объем цилиндра, л;

i - число цилиндров;

n_e - частота вращения коленвала, c^{-1} ;

τ - коэффициент тактности ($\tau = 4$ - для 4-х тактных, $\tau = 2$ - для 2-х тактных двигателей);

$N_{ен}$ - номинальная мощность двигателя, кВт.

Рабочий объем одного цилиндра (λ):

$$V_h = V_{\lambda} / i \quad (51)$$

Для определения диаметра цилиндра D и хода поршня S задаются величиной S/D . В работе следует это отношение принять таким, как у прототипа. У автотракторных двигателей $S/D = 0,9...1,3$.

Диаметр цилиндра (мм) рассчитывается по формуле:

$$D = 100\sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}} \quad (52)$$

Затем находится ход поршня (мм): $S = (S/D) \cdot D$.

Полученные значения D и S следует округлить до величины кратной 2 или 5 мм.

По принятому значению S рассчитывают значение средней скорости поршня:

$$W_{н.с.} = 2 \cdot 10^{-3} S n_{ен} \quad (53)$$

и сравнивают его с ранее принятым при расчете $P_{мп}$.

При отклонении $W_{н.с.}$ более чем на 20% пересчитать V_h, V_d , а также D и S . По окончательно принятым размерам D и S уточнить V_h по выражению:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (54)$$

После этого уточнить значение N_e по выражению (80).

Механический КПД двигателя:

$$\eta_{мп} = \frac{P_e}{P_i} \quad (55)$$

Этот показатель характеризует степень использования работы, совершаемой газами внутри цилиндра для получения полезной работы на валу двигателя.

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мп} \quad (56)$$

Эффективный удельный расход топлива (г/кВт·ч) :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_{мп}} \quad (57)$$

Эффективный крутящий момент (Н·м) для номинального режима:

$$M_e = \frac{0,5 \cdot 10^3 N_e}{\pi n_e} \quad (58)$$

Здесь N_e приводятся в кВт, n_e - в c^{-1} .

В качестве одного из показателей, характеризующих степень форсирования двигателя, используется литровая мощность $N_{уд. л}$, кВт/л.

$$N_{уд.л} = \frac{N_e}{V_h i} \quad (59)$$

Для современных двигателей: дизелей - $N_{уд. л} = 10...25$ кВт/л; $m_{уд} = 5...13$ кг/кВт; карбюраторных двигателей - $N_{уд. л} = 20...25$ кВт/л; $m_{уд} = 2...5$ кг/кВт. Полученные результаты следует свести в таблицу 2.

Таблица 2 - Основные параметры двигателя и рабочего цикла

Наименование	Обозначение	Значение
Эффективная номинальная мощность, кВт	$N_{ен}$	
Частота вращения номинальная, с ⁻¹	$n_{ен}$	
Давление остаточных газов, МПа	P_r	
Давление газов в конце впуска, МПа	P_a	
.....		
(далее все основные параметры двигателя и рабочего цикла)		

3 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ДВИГАТЕЛЯ

Индикаторная диаграмма двигателя - это графическое представление процессов, составляющих его рабочий цикл в координатах **P-V**.

Давление рабочего тела **P** (МПа) откладывают по оси ординат, а объем занимаемый им в цилиндре двигателя **V** (л) - по оси абсцисс. Масштабы по осям выбирают удобными с точки зрения построения и дальнейшего считывания с графика изображенных величин. Соотношение масштабов по осям рекомендуется принимать так, чтобы высота диаграммы в **1,4...1,7** раза превышала ее основание.

Отложив на планшете в выбранных масштабах координаты характерных точек цикла и отметив их положение на диаграмме, необходимо соединить эти точки линиями, изображающими соответствующий процесс.

Следует учесть, что объем камеры сгорания V_c зависит от рабочего объема цилиндра V_h :

$$V_c = V_h / (\epsilon - 1) \quad (60)$$

где ϵ - степень сжатия (из задания).

Объем V_z соответствующий максимальному давлению цикла в этом случае равен:

$$V_z = V_c(\rho - 1) \quad (61)$$

Политропы сжатия и расширения можно строить графическими или аналитическим методом. Студентам рекомендуется использовать аналитический метод, при котором координаты промежуточных точек рассчитываются по формулам:

- для политропы сжатия давление в промежуточных точках P_x :

$$P_x = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (62)$$

здесь V_x – значение объёма газов в цилиндре над поршнем при определённом угле φ поворота коленчатого вала двигателя (m^3).

$$V_x = \left(\frac{V_h}{\varepsilon - 1} \right) + \frac{\pi D^2}{4} R \left((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right),$$

угол φ изменяется от 180 до 360°.

- для политропы расширения:

$$P_x = P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}. \quad (63)$$

Угол φ изменяется от 380 до 540° (начиная от V_z , который достигается при $\varphi \approx 375...380^\circ$).

Большая доля значений давления P_x в процессе впуска равно P_a , а в процессе выпуска равно P_r (см. рис. 1).

Результаты расчета удобно представить в виде таблицы 3.

Таблица 3 - Результаты расчета индикаторной диаграммы

Впуск	Угол п.к.в. φ, \dots°	0	180
	V_x , л				
	P_x , МПа				
Сжатие	Угол п.к.в. φ, \dots°	180	360
	V_x , л				
	P_x , МПа				

Продолжение таблицы 3

Расширение	Угол п.к.в. φ, \dots°	380	540
	$V_x, \text{ л}$				
	$P_x, \text{ МПа}$				
Выпуск	Угол п.к.в. φ, \dots°	540	720
	$V_x, \text{ л}$				
	$P_x, \text{ МПа}$				

Отложив и соединив тонкими линиями все расчетные точки, получим расчетную индикаторную диаграмму. Для получения действительной индикаторной диаграммы необходимо "скруглить" расчетную диаграмму на участках, изображающих процессы сгорания и выпуска, так как показано на рисунке 1, с учетом углов впрыска и воспламенения топлива, открытия и закрытия клапанов.

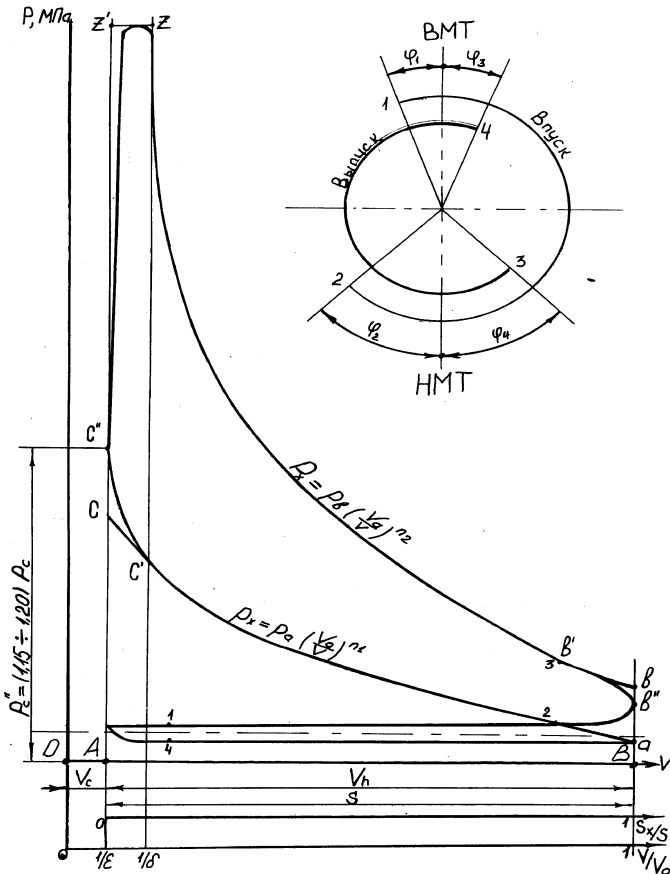


Рис. 1. Индикаторная диаграмма двигателя

4 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Расчет состоит в определении перемещения, скорости и ускорения поршня проектируемого двигателя за рабочий цикл. Расчет производится из допущения, что угловая скорость коленчатого вала постоянна ($\omega = \text{const}$). Указанные зависимости являются тригонометрическими функциями от угла поворота φ коленчатого вала за рабочий цикл. Формулы для определения перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала имеют вид:

- перемещение поршня

$$S_x = R((1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)) \quad (64)$$

- скорость поршня

$$v_x = R\omega(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi) \quad (65)$$

- ускорение поршня

$$j_x = R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi) \quad (66)$$

где $R = S/2$ – радиус кривошипа (половина хода поршня);

$\lambda = R/L_{ш}$ – кинематический параметр КШМ (принимается по прототипу двигателя), здесь $L_{ш}$ – длина шатуна.

В расчетной работе необходимо провести расчеты перемещения, скорости и ускорения поршня для углов поворота коленчатого вала от 0 до 360 или до 720° через каждые 10° и результаты их вносятся в таблицу 4.

Таблица 4 - Результаты кинематического расчета КШМ (пример)

α , град	α , рад	S_x , м	v_x , м/с	j_x , м/с ²
0	0	0,0000	0,00	5766,3
10	0,1745333	0,0009	3,18	5630,1
20	0,3490667	0,0035	6,21	5231,4
...
710	12,391867	0,0009	-3,18	5630,1
720	12,5664	0,0000	0,00	5766,3

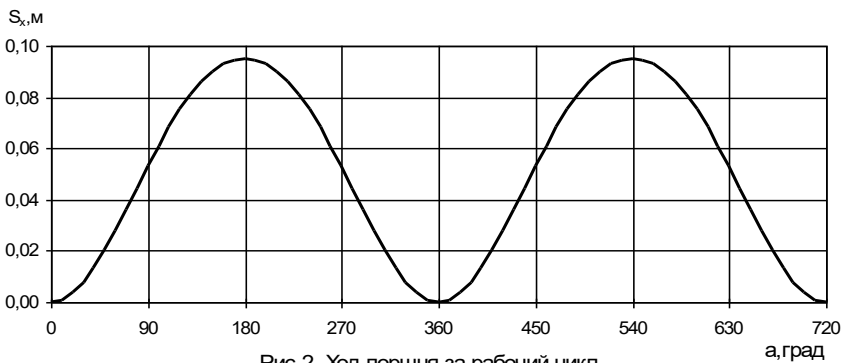


Рис.2. Ход поршня за рабочий цикл

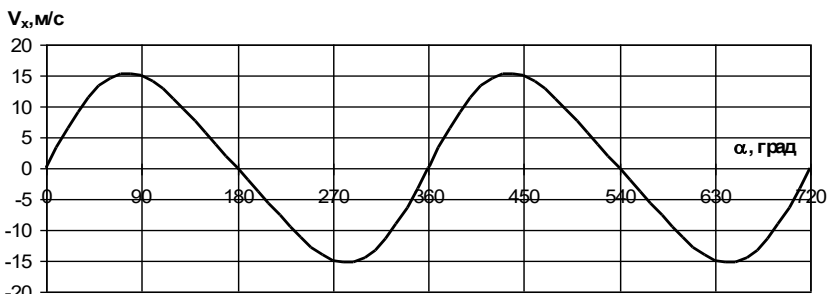


Рис.3. Скорость поршня за рабочий цикл

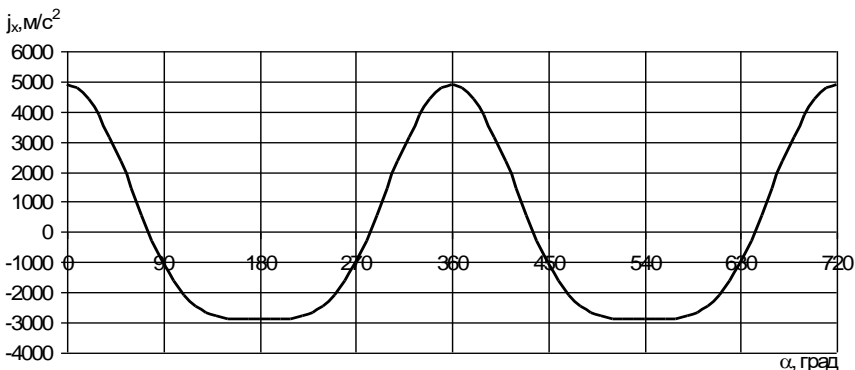


Рис.4. Ускорение поршня за рабочий цикл

По данным расчета строятся кривые $S_x=f(\varphi)$, $v_x=f(\varphi)$, $j_x=f(\varphi)$ на листах миллиметровой бумаги формата А4 каждый или при использовании специальных приложений компьютерных программ – на белой бумаге при соблюдении требований стандартов. Характер кривых приведен на рис. 2.3,4.

5 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Расчет состоит в определении основных сил, действующих в КШМ. Исходными данными для расчета являются: результаты теплового расчета двигателя, конструктивный прототип двигателя, значение номинальной эффективной мощности, взятой такой же, как у прототипа трактора или автомобиля и значение номинальной частоты вращения коленчатого вала.

По результатам расчета необходимо выполнить следующие листы графической части: 1 лист - диаграмма газовых, инерционных и суммарных сил ($\mathbf{P}_r, \mathbf{P}_j, \mathbf{P}_\Sigma$); 2 лист - диаграммы нормальной поршня и осевой шатуна сил ($\mathbf{N}, \mathbf{P}_ш$), 3 лист – радиальной и тангенциальной сил шатунной шейки (\mathbf{K}', \mathbf{T}); 4 лист - диаграммы суммарного крутящего момента. Каждый лист должен быть выполнен на формате А4 миллиметровой или белой бумаги в зависимости от способа построения – в ручную или с использованием приложений ПЭВМ.

Определение усилий, действующих в КШМ, необходимо для расчета деталей двигателя на прочность и определения нагрузок на подшипники. При расчете КШМ силы трения и тяжести не учитывают и принимают, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью, а картер неподвижен. Таким образом, основные силы при расчете деталей КШМ - силы давления газов и инерции движущихся масс. Схема сил, действующих в КШМ, приведена на рисунке 5.

Так как на поршень во внутренней полости картера действует атмосферное давление, то избыточное давление газов на поршень определяют

$$P_r = P_x - P_o \quad (67)$$

где P_x - текущее абсолютное давление газов в цилиндре (определяется по индикаторной диаграмме), МПа;

P_o - атмосферное давление ($P_o = 0,1$ МПа).

Вдоль оси цилиндра на поршень действует сила давления газов и силы инерции возвратно-поступательное движущихся масс. Суммарное усилие по оси цилиндра, действующее на поршневой палец (кН):

$$P_\Sigma = P_r + P_j, \quad (68)$$

где P_r - силы давления газов, кН;

Силы давления газов определяются (кН):

$$P_r = (P_x - 0,1) \frac{\pi D^2}{4} \cdot 10^3, \quad (69)$$

где P_x - текущее значение давления по индикаторной диаграмме, МПа;

D - диаметр цилиндра, м.

Для облегчения определения P_z и дальнейшего динамического расчета КШМ свернутую индикаторную диаграмму в координатах p, V преобразуют в развернутую диаграмму в координатах P_r, φ .

Построение развернутой индикаторной диаграммы рекомендуется производить после кинематического расчета КШМ.

Рекомендуется расчет вести через 10^0 , включив также угол 380^0 (Этот угол без большой погрешности можно принять соответствующим максимальному давлению в цикле P_z).

Возможно, преобразования диаграммы производить графическим методом Брикса, описание которого приведено в специальной литературе.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (кН):

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) 10^{-3}, \quad (70)$$

где m_j - приведенная масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ, кг;

R - радиус кривошипа, м;

ω - угловая скорость колен вала, рад/с;

φ - угол поворота колен вала, град.

Началом цикла работы двигателя считается ВМТ поршня в начале процесса впуска ($\varphi=0$). Приведенная масса возвратно-поступательно движущихся частей состоит из массы комплекта поршня и части массы шатуна

$$m_j = m_n + (0,2...0,3)m_{ш}, \quad (71)$$

где m_n - масса комплекта поршня, кг;

$(0,2...0,3) m_{ш}$ - масса условно возвратно - поступательно движущейся части шатуна, кг;

$m_{ш}$ - масса шатуна, кг.

Масса m_j считается сосредоточенной в центре поршневого пальца. В работе m_{II} и m_{III} определяются:

$$m_{II} = m'_{II} \frac{\pi D^2}{4}, \quad (72)$$

$$m_{III} = m'_{III} \frac{\pi D^2}{4}, \quad (73)$$

где m'_{II} и m'_{III} - удельные массы, соответственно поршня и шатуна прототипа расчетного двигателя [12], кг/м².

Угловая скорость колен вала (рад/с):

$$\omega = 2\pi n_{ен} \quad (74)$$

В работе текущие значения сил P_j , P_r , P_Σ в зависимости от угла поворота заносят в таблицу 5, причем P_Σ определяют алгебраическим сложением P_r и P_j . Суммарная сила P_Σ , действующая по оси цилиндра и приложенная к оси поршневого пальца, раскладывается на две составляющие по закону параллелограмма:

нормальную

$$N = P_\Sigma \operatorname{tg}\beta, \quad (75)$$

и силу, действующую по оси шатуна

$$P_{III} = \frac{P_\Sigma}{\cos\beta}, \quad (76)$$

Таблица 5 - Результаты динамического расчета КШМ (пример)

α , град	α , рад	P_r , МПа	β , рад	$P_{\text{газ}}$, кН	P_j , кН	P_Σ , кН	N , кН	P_{III} , кН	K' , кН	T , кН	M_1 , Н·м	M_Σ , Н·м
0	0	0,12	0	0,157	-8,763	-8,606	0	-8,606	-8,606	0,000	0	225,5
10	0,174	0,115	0,039	0,120	-8,556	-8,436	-0,337	-8,443	-8,250	-1,797	-85,4	441,2
20	0,349	0,104	0,078	0,033	-7,950	-7,917	-0,625	-7,942	-7,226	-3,295	-156,5	618,7
...
720	12,56	0,120	0,000	0,157	-8,763	-8,606	0,000	-8,606	-8,606	0,000	0,0	0,00

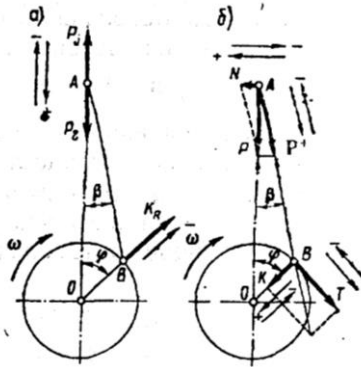


Рис.5. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме:
а - инерционных и газовых, б – суммарных

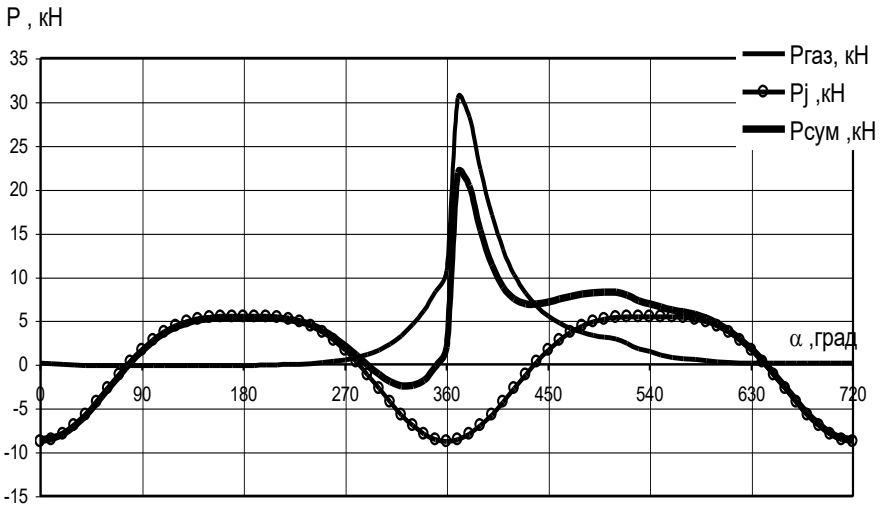


Рис. 6. Диаграммы сил в КШМ: газовых ($P_{газ}$), инерции (P_j) и суммарных (P_{Σ})

Угол наклона оси шатуна к вертикали β считается со знаком «+», если шатун отклоняется в сторону движения кривошипа, и со знаком «-» при отклонении в противоположную сторону.

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin\varphi) \quad (77)$$

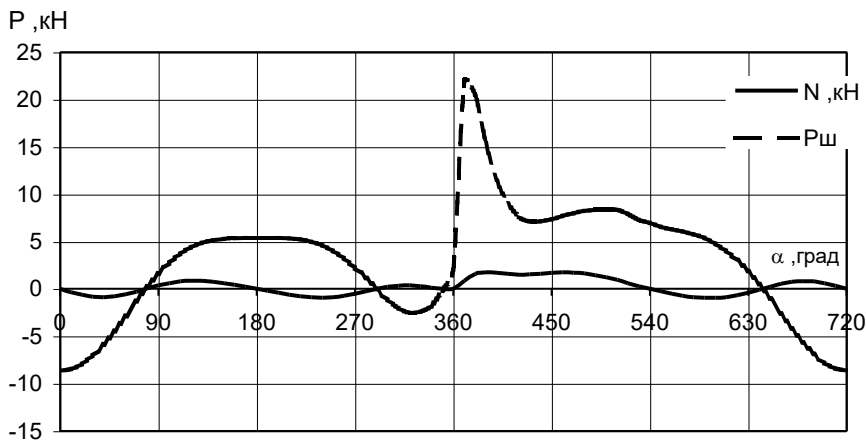


Рис. 7. Диаграммы сил в КШМ: нормальных (N) и действующих по оси шатуна (P_ш)

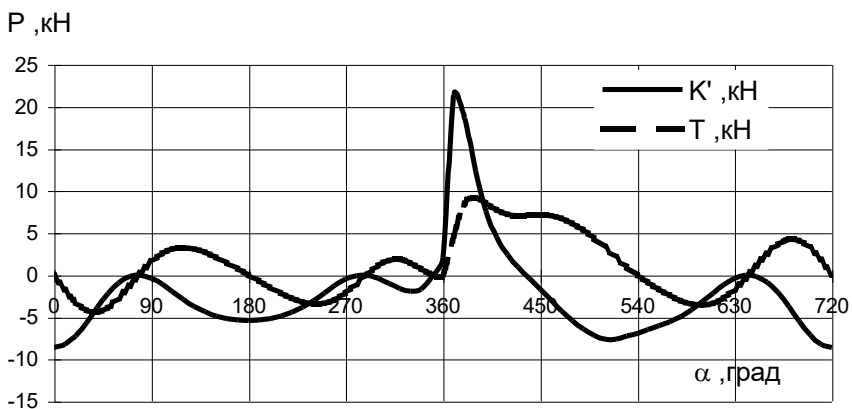


Рис. 8. Диаграммы сил в КШМ: тангенциальных (T) и радиальных (K')

От действия силы $P_{ш}$ через шатун на шатунную шейку коленчатого вала возникают силы:

- радиальная

$$K' = P_{ш} \cos(\varphi + \beta) = \frac{P_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (78)$$

- тангенциальная

$$T = P_{ш} \sin(\varphi + \beta) = \frac{P_{\Sigma} \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (79)$$

В центре шатунной шейки приложена центробежная сила P_S :

$$P_S = m_S R \omega^2, \quad (80)$$

где $m_S = (0,7...0,8)m_{ш} + m_{кр}$ - масса вращающихся частей КШМ.

Здесь $m_{ш}$ – масса шатуна, $m_{кр}$ – масса кривошипа.

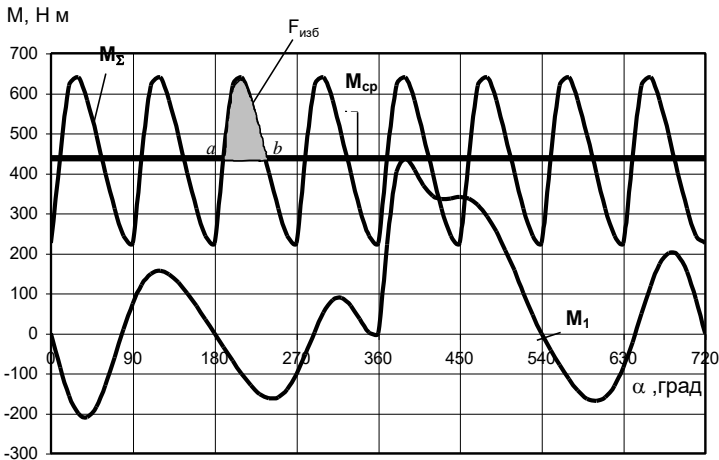


Рис. 9. Изменение крутящего момента за рабочий цикл

Для V – образных двигателей учитывают, что на одной шатунной шейке крепятся два шатуна: $m_{SV} = 2 \cdot (0,7...0,8)m_{ш} + m_{кр}$.

Масса кривошипа $m_{кр}$ включает в себя массу шатунной шейки $m_{шш}$ и неуравновешенную массу двух прилегающих щек, имеющих центр тяжести на радиусе ρ :

$$m_{кр} = m_{шш} + 2m_{щ} \frac{\rho}{R}.$$

У современных короткоходных двигателей величина массы щеки $m_{щ}$ мала по сравнению с массой шатунной шейки $m_{шш}$ и ею можно пренебречь. При расчетах $m_{шш}$ и в необходимых случаях $m_{щ}$ определяют, исходя из размеров кривошипа и плотности материала коленчатого вала.

Силы K' и P_S направлены по одной прямой, в связи с чем их равнодействующая:

$$K = K' + P_S \quad (81)$$

Радиальная сила считается положительной, если действует к оси вращения коленвала и отрицательной, если – от оси вращения. Тангенциальная сила положительна, когда действует по направлению вращения коленвала и отрицательна, если - против направления вращения.

Значения сил обычно берется через 10° поворота кривошипа. Все данные расчетов сводятся в таблицу 6. В таблице следует независимо от шага угла φ , привести результаты расчета сил, соответствующих точке наибольшего давления по индикаторной диаграмме точке z (точке в 380°). В этой же таблице следует привести значения крутящего момента одного цилиндра.

По данным таблицы 6 следует построить графики сил и моментов, действующих в КШМ: $P_r, P_j, P_\Sigma, P_{ш}, N, K', T, M_1, M_\Sigma$ (рисунки 6,7,8 и 9).

6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАХОВИКА

В двигателе даже на установившемся режиме угловая скорость колеблется в течение цикла. Причиной тому является изменение крутящего момента двигателя $M_{кр}$ от которого зависит равномерность хода двигателя. Коэффициент неравномерности хода:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad (82)$$

где ω_{max} и ω_{min} -соответственно максимальная и минимальная угловая скорость коленвала за цикл, рад/с;

$$\omega_{cp} - \text{средняя угловая скорость, } \omega_{cp} = (\omega_{max} + \omega_{min})/2/$$

Минимальное и максимальное значения угловой скорости соответствуют точкам пересечения кривой суммарного крутящего момента

всех цилиндров двигателя, с линией среднего момента (точки а и в, при наибольшей площади $F_{изб}$ - рисунок 9).

График суммарного крутящего момента получают следующим образом.

Крутящий момент (Нм) одного цилиндра равен:

$$M_{кр} = T \cdot R \quad (83)$$

где T - текущее значение тангенциальной силы (из динамического расчета), Н;

R - радиус кривошипа, м.

Следовательно, график тангенциальной силы представляет собой и график крутящего момента одного цилиндра в масштабе $\mu_m = \mu_T \cdot R \cdot 10^3$.

У многоцилиндрового рядного двигателя следует сложить значения крутящих моментов всех цилиндров с учетом сдвига фаз, определяемых порядком работы. Так у двухцилиндрового 4-х тактного двигателя с порядком работы 1-2-0-0 (с кривошипом под углом в 180°) сдвиг фаз крутящего момента второго цилиндра относительно первого составит 180° . У четырехцилиндровых четырехтактных двигателей отдельные диаграммы должны быть последовательно (по порядку работы) сдвинуты по фазе одна относительно другой на 180° , шестицилиндровых - на 120° , у восьмицилиндровых - на 90° , у двенадцатицилиндровых - на 60° .

В работе рекомендуется сложение моментов провести табличным методом (таблица 6).

Таблица 6 - Результаты расчета суммарного крутящего момента

φ, град	Крутящий момент, Нм						
	1	2	3	4	i	$M_{кр}$
0						
20						
40						
.....
$\theta = 720/i$						

В таблицу 6 по результатам динамического расчета, внести и значения $M_{кр}$, соответствующие точке наибольшего давления для каж-

дого цилиндра. В результате должна получиться диаграмма, в которой $M_{кр}$ будет изменяться периодически с периодом равным:

$$\theta = \frac{720}{i}, \quad (84)$$

где i - число цилиндров. (Верно для $i \geq 4$).

Определяют величину среднего крутящего момента. Для этого графически строят зависимость $M_{кр} = f(\varphi)$ лишь для одного периода θ с достаточно крупным масштабом μ_m .

Величину среднего крутящего момента подсчитывают по формуле:

$$M_{ср} = \frac{\Sigma F^+ - \Sigma F^-}{l}, \quad (85)$$

где $M_{ср}$ - средний крутящий момент, мм;

ΣF^+ - суммарная площадь над осью абсцисс диаграммы, мм²;

ΣF^- - суммарная площадь под осью абсцисс диаграммы, мм²;

l - длина диаграммы, соответствующая θ , мм.

Допускается величину $M_{ср}$ находить при одинаковых интервалах φ непосредственно по таблице 6, просуммировав $M_{кр}$ в последней графе и разделив на число интервалов:

$$M_{ср} = \frac{\sum_1^n M_{кр}}{m}, \quad (86)$$

здесь n - число слагаемых значений $M_{кр}$;

$m = n-1$ - количество интервалов.

Откладывают на графике $M_{кр} = f(\varphi)$ прямую, для которой $M_{кр} = M_{ср}$. Полученная величина представляет собой индикаторный крутящий момент, тогда эффективный крутящий момент:

$$M_e = M_{cp} \eta_{мп}, \quad (87)$$

где $\eta_{мп}$ - механический КПД.

Полученный результат можно сравнить с полученным ранее M_e и оценить ошибку.

Определяется площадь $F_{изб}$ - наибольшая за период θ , превышающая M_{cp} по графику. Соответствующая ей избыточная работа крутящего момента, поглощаемая движущимися частями двигателя и идущая на увеличение кинетической энергии этих масс:

$$L_{изб} = F_{изб} \mu_m \mu_\varphi, \quad (88)$$

где $L_{изб}$ - избыточная работа (Н·м или Дж);

$F_{изб}$ - избыточная площадь, мм²;

μ_m - масштаб крутящего момента, Н·м/мм;

μ_φ - масштаб угла поворота коленвала, рад/мм.

Избыточная работа представляет собой работу крутящего момента за время от $\omega = \omega_{min}$ до $\omega = \omega_{max}$.

Определяется момент инерции всех движущихся масс, приведенных к оси коленвала (кг·м² или Н·м·с²):

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{\delta \omega_{cp}^2}, \quad (89)$$

где δ - коэффициент неравномерности хода.

Допускаемые значения коэффициента неравномерности хода составляют, для тракторных двигателей $\delta = 0.003 \dots 0.01$; для автомобильных - $\delta = 0.01 \dots 0.02$. Чем больше цилиндров, тем меньше δ . Угловая скорость $\omega_{cp} = 2\pi \cdot n_e$. Задаваясь коэффициентом неравномерности хода δ и учитывая, что момент инерции маховика

$J_M = (0,8...0,9)J_0$, определяют J_M . Как правило, маховик выполнен в виде простого диска или диска с массивным ободом.

$$J_M = \frac{m_M D_{cp}^2}{4}, \quad (90)$$

где m_M - масса маховика, кг;

D_{cp} - средний диаметр, м.

Когда маховик выполнен в виде диска с массивным ободом, средний диаметр проходит через центр тяжести половины поперечного сечения обода маховика, когда же маховик выполнен в виде простого диска, то $D_{cp} = D_M / \sqrt{2}$ (D_M - наружный диаметр маховика). Задаваясь значением, $D_{cp} = (2...3)S$ находят массу маховика. Здесь S - ход поршня. Рассчитанный маховик необходимо проверить на условия прочности по окружной скорости (м/с) на внешнем ободу маховика:

$$V_M = \pi D_M n, \quad (91)$$

где n - максимальная частота вращения коленвала, c^{-1} .

Допустимые значения окружной скорости маховиков:

для чугунных - $V_M \leq 70$ м/с;

для стальных - $V_M \leq 100$ м/с;

для стальных штампованных - $V_M \leq 110$ м/с.

Литература

1. Котиков В.М., Ерхов А.В. Тракторы и автомобили. М.: Академия, 2010. 416 с.
2. Богатырев А.В., Лехтер В.Р. Тракторы и автомобили: учеб. для вузов. М.: КолосС, 2008. 400 с.
3. Богатырев А.В., Лехтер В.Р. Тракторы и автомобили: учеб. для вузов / под ред. А.В. Богатырева. М.: КолосС, 2007. 400 с.
4. Болотов А.К., Лопарев А.А., Сундицин В.И. Конструкция тракторов и автомобилей: учеб. для вузов. М.: КолосС, 2006.
5. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: учеб. для вузов. М.: КолосС, 2004. 504 с.
6. Родичев В.А., Родичева Г.И. Тракторы и автомобили. М.: Колос, 1996. 336 с.
7. Гельман Б.М., Москвин М.В. Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. Кн. 1. Двигатели: учеб. пособие для с. - х. техникумов. М.: Колос, 1993. 320 с.
8. Гельман Б.М., Москвин М.В. Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. Кн. 2. Шасси и оборудование: учебник для проф. учеб. заведений. М.: Колос, 1993. 415 с.
9. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1992. 414 с.

Содержание

	Веление	3
1	Тепловой расчет двигателя	4
2	Определение индикаторных и эффективных параметров двигателя и его основных размеров	12
3	Расчет и построение индикаторной диаграммы двигателя ...	17
4	Кинематический расчет двигателя	20
5	Динамический расчет двигателя	22
6	Расчет параметров маховика	28
	Литература.....	33

Учебное издание

Потапов Сергей Владимирович

Дьяченко Антон Вячеславович

Расчет автотракторных двигателей

Методические указания для самостоятельной работы
для обучающихся по направлению подготовки
23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы

Редактор Осипова Е.Н.

Подписано к печати 24. 10. 2019 г. Формат 60 x 84. 1/16.
Бумага печатная. Усл. п. л. 2,03 Тираж 100 экз. Изд. № 6501.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская область, Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ