

**НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ**



## **ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**



**Новосибирск 2017**

УДК  
ББК

Составители: *Е.А. Булаев, П.И. Федюнин, С.П. Матяш, М.Л. Вертей, В.А. Комлев, С.П. Сальников, В.А. Вальков*

Рецензент к.т.н., доц. *А.А. Малышко*

**Тепловой расчет дизельного двигателя:** Справ.-метод. пособие / Новосибир. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост.: П.И. Федюнин, Е.А. Булаев, С.П. Матяш, М.Л. Вертей, В.А. Комлев, С.П. Сальников, В.А. Вальков. – Новосибирск, 2017. – 20 с.

В методическом пособии представлен пример теплового расчета дизельного двигателя позволяющий аналитически с достаточной степенью точности определить основные параметры двигателя. Выполнен пример аналитического метода построения индикаторной диаграммы, а также пример кинематического и динамического расчетов.

Предназначены для бакалавров Инженерного института всех форм обучения по направлению подготовки 35.03.06 –Агроинженерия.

Утверждены и рекомендованы к изданию методической комиссией Инженерного института (протокол №10 от 30 мая 2017 г.)

## Введение

В соответствие с Государственным образовательным стандартом высшего образования Российской Федерации дисциплина «Безопасность транспортных средств» является важной составной частью учебного плана обучения студентов по направлению подготовки 35.03.06 –Агроинженерия.

Цель преподавания указанной дисциплины – формирование у студентов системы научных и профессиональных знаний и навыков применительно к инженерной деятельности в области организации и безопасности движения при эксплуатации автомобилей.

Рабочий цикл рассчитывают для определения индикаторных, эффективных показателей работы двигателя и температурных условий работы деталей, основных размеров, а также выявления усилий, действующих на его детали, построения характеристик и решения ряда вопросов динамики двигателя.

Результаты теплового расчета зависят от совершенства оценки ряда коэффициентов, используемых в расчете и учитывающих особенности проектируемого двигателя.

В методической разработке рассмотрен пример расчета дизельного двигателя, пример построения индикаторной диаграммы и пример кинематического и динамического расчетов аналитическим методом. В примерах расчетов не учитывается до зарядка и продувка цилиндров.

## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

При выполнении расчета задаемся рядом параметров с учетом пределов их изменений, а также их значений для двигателей, принятых в качестве прототипов.

Произвести тепловой расчет дизеля КАМАЗ-740 для следующих условий:

Степень сжатия	$\varepsilon=18$
Частота вращения колен.вала	$n=2800 \text{ мин}^{-1}$
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha=1,6$
Температура окружающего воздуха	$T_0=228 \text{ K}$
Температура остаточных газов	$T_r=900 \text{ K}$
Коэффициент выделения теплоты	$\xi=0,88$
Низшая удельная теплота сгорания топлива	$Q_H=42500 \text{ кДж/кг}$
Средний элементарный состав топлива	$C=85,7\%$
	$H=13,3\%$
	$O=1\%$

2. На основе теплового расчета построить индикаторную диаграмму и диаграммы сил инерции.
3. Определить размер сечения тела шатуна.

Состав топлива задается массовым или объемным содержанием основных элементов: углерода С, водорода Н, и кислород О. Нужно иметь ввиду, что в топливе присутствуют также сера S, азот N и элементы химических соединений в виде антидетонационных, противодымных и других присадок. Расчет ведут для условий сгорания 1 кг топлива.

**Параметры рабочего тела.** На основе химических реакций сгорания углерода и водорода рассчитывают *теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива*:

$$l_0 = 1/0,23 * (8/3 * C + 8 * H - O) = 1/0,23 (8/3 * 0,857 + 8 * 0,133 - 0,01) = 14,519 \text{ кг}$$

или

$$L_0 = l_0 / \mu_a = 14,519 / 28,96 = 0,5013$$

$\mu_a$  – масса 1 кмоль воздуха ( $\mu_a = 28,96$  кг/моль)

*Количество свежего заряда:*

$$M_1 = \alpha L_0 + 1 / \mu_m$$

$\mu_m$  – молекулярная масса паров топлива (для дизельных топлив  $\mu_m = 180 - 200$  кг/кмоль). В связи с малым значением члена  $1 / \mu_m$  по сравнению с  $\alpha L_0$  для упрощения его не принимают в расчет.

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,6 * 0,5013 = 0,8020 \text{ кмоль.}$$

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха. Влияет на количество выделяемой теплоты и состав продуктов сгорания. Чем совершеннее процесс смесеобразования в дизеле, тем меньше значения  $\alpha$  и размеры цилиндра могут быть приняты для обеспечения заданной мощности.

Ориентировочные значения  $\alpha$  для автотракторных двигателей на номинальном режиме работы находятся в следующих пределах: для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием – 1,5 – 1,8; для дизелей с пленочным смесеобразованием – 1,45 – 1,55; для вихрекамерных и предкамерных дизелей – 1,25– 1,45; для дизелей с наддувом – 1,35 – 2.

*Общее количество продуктов сгорания* (при  $\alpha \geq 1$ , т.е. при полном сгорании топлива):

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 = 0,8523 + 0,133/4 + 0,01/32 = 0,8355 \text{ кмоль.}$$

При сгорании в двигателях жидкого топлива всегда происходит приращение кмоль газа  $M_2 > M_1$ . Приращение числа кмоль газов происходит в следствие увеличения суммарного количества молекул при химических реакциях распада молекул топлива и образования новых молекул в ре-

зультате сгорания водорода и участия в реакциях кислорода, содержащегося в топливе.

*Химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:*

$$\beta = M_2/M_1 = 0,8355/0,8020 = 1,0417$$

**Параметры окружающей среды и остаточные газы.**

Принимаем атмосферные условия:  $p_0 = 0,1$  МПа;  $T_0 = 288$  К. Давление наддувочного воздуха  $p_k = 0,15$  МПа. В зависимости от степени наддува принимаются следующие значения давления  $p_k$  наддувочного воздуха; при низком наддуве  $1,5 p_0$ ; при среднем –  $(1,5 - 2,2)p_0$ ; при высоком наддуве –  $(2,2 - 2,5)p_0$ .

Принимаем показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре  $n_k = 1,5$  (для двигателя без компрессора  $n_k = 1$ ).

В зависимости от типа наддувочного агрегата и степени охлаждения значения  $n_k$  по опытным данным принимают в следующих пределах: для поршневых нагнетателей –  $1,4 - 1,6$ ; для объемных нагнетателей –  $1,55 - 1,75$ ; для осевых и центробежных нагнетателей с охлаждаемым корпусом –  $1,4 - 1,6$ ; для осевых и центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом –  $1,8 - 2$ .

*Температура воздуха за компрессором* (температура наддувочного воздуха):

$$T_k = T_0 (p_k/p_0)^{(n_k-1)/n} = 288(0,15/0,1)^{(1,5-1)/1,5} = 288 \text{ К}$$

*Давление и температура остаточных газов:*

$$p_r = 0,88 * p_k = 0,88 * 0,15 = 0,132 \text{ МПа.}$$

Для автотракторных двигателей без наддува и с наддувом при выпуске в атмосферу давление остаточных газов:  $p_r = (1,05 - 1,25) p_k$

Для двигателей с высокой частотой вращения принимают большее значение  $p_r$

Для автотракторных двигателей с газотурбинным наддувом:  $p_r = (0,75 - 0,98) p_k$

Принимаем  $T_r = 900$  К. Выбираем значение  $T_r$ , следует учитывать, что при увеличении частоты вращения температуры остаточных газов возрастает, при увеличении степени сжатия и угла опережения подачи топлива снижается. На температуру остаточных газов влияет также состав смеси.

**Процесс впуска.** Принимаем температуру подогрева свежего заряда  $\Delta t = 40^\circ \text{C}$  ( $\Delta t$  варьируется в пределах  $10-40^\circ \text{C}$ ).

*Плотность заряда на впуске:*

$$\rho_k = p_k 10^6 / (R_b T_k) = 0,15 * 10^6 / (287 * 288) = 1,814 \text{ кг/м}^3$$

Принимаем  $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 1,9$  и  $\omega_{\text{вп}} = 90$  м/с. Тогда потери давления на впуске в двигатель:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \omega_{\text{вп}}^2 \rho_k 10^{-6} / 2 = 3,3 * 90^2 * 1,814 * 10^{-6} / 2 = 0,024 \text{ МПа.}$$

где  $\beta$  – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;  $\xi_{\text{вп}}$  – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению;  $\omega_{\text{вп}}$  – средняя ско-

рость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило, в клапане или продувочных окнах).

По опытным данным, в современных автотракторных двигателях на номинальном режиме  $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 - 4$  и  $\omega_{вп} = 50 - 130$  м/с.

Сопротивление впускной системы зависит от многих факторов в том числе от длины трубопроводов и их сечения, наличия во впускной системе колен, их радиуса и числа, от шероховатостей стенок трубопроводов, сопротивлений при просасывании заряда через воздухоочиститель, клапаны. С увеличением частоты вращения вала двигателя аэродинамические сопротивления увеличиваются.



*Давление в конце впуска:*

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,15 - 0,024 = 0,126 \text{ МПа.}$$

*Коэффициент остаточных газов:*

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} * \frac{p_r}{\epsilon p_a - p_r}$$

$$\gamma_r = (288 + 40) / 900 * 0,132 / (18 * 0,126 - 0,132) = 0,022.$$

*Температура в конце впуска:*

$$T_a = (T_k + \Delta t + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (288 + 40 + 0,022 * 900) / (1 + 0,022) = 340 \text{ К}$$

*Коэффициент наполнения:*

$$\eta_v = T_k * (\epsilon p_a - p_r) / [(T_k + \Delta t)(\epsilon - 1)p_k]$$

$$\eta_v = 288 * (18 * 0,126 - 0,132) / [(288 + 40) * (18 - 1) * 0,132] = 0,836.$$

**Процесс сжатия.** С учетом характерных значений показателя *политропы сжатия* для заданных параметров двигателя принимаем, рассчитывая по эмпирической формуле

$$n_1 = 1,41 - 100 / n = 1,38 - 100 / 2800 = 1,38$$

По опытным данным для дизелей без наддува  $n_1 = 1,38 - 1,42$ ; для дизелей с наддувом  $n_1 = 1,35 - 1,38$ .

*Давление в конце сжатия:*

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} = 0,126 * 18^{1,38} = 6,80 \text{ МПа.}$$

*Температура в конце сжатия:*

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} = 340 * 18^{0,38} = 1019 \text{ К.}$$

*Средняя молярная теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия:*

$$\mu_{vc} = 20,16 + 1,74 * 10^{-3} T_c = 20,16 * 1,74 * 10^{-3} * 1019 = 21,93 \text{ кДж / (кмоль * град)}$$

*Число молей остаточных газов:*

$$M_r = \alpha \gamma_r L_0 = 1,6 * 0,022 * 0,5013 = 0,0176 \text{ кмоль.}$$

*Число молей газов в конце сжатия до сгорания:*

$$M_c = M_1 + M_r = 0,8020 + 0,0176 = 0,8196 \text{ кмоль.}$$

**Процесс сгорания.** Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания в дизеле:

$$\mu_{pz} = (20,2 + 0,92 / \alpha) + (15,5 + 13,8 / \alpha) * 10^{-4} T_z + 8,314 =$$

$$(20,2+0,92/1,6)+(15,5+13,8/1,6)*10^{-4}T_z+8,314=29,08+0,0024T_z, \text{кДж/(кмоль*град)}$$

*Число молей газов после сгорания:*

$$M_z=M_2+M_1=0,8355+0,0176=0,8531 \text{ кмоль.}$$

*Расчетный коэффициент молекулярного изменения:*

$$\beta = M_z/M_c = 0,8531/0,8196 = 1,0408.$$

*Принимаем коэффициент использования теплоты  $\xi = 0,88$ . Тогда количество теплоты, передаваемой газом во время впрыска при сгорании 1 кг топлива:*

$$Q = \xi Q_n = 0,88 * 42500 = 37400 \text{ кДж/кг.}$$

На значение коэффициента использования теплоты  $\xi$  влияют конструктивные параметры, режимы работы и регулировки двигателя. Чем совершеннее процесс смесеобразования и выше скорость распространения фронта пламени, тем выше  $\xi$ . Снижение  $\xi$  обуславливается рядом факторов: обеднение или обогащение смеси – из-за снижения скорости сгорания; поздний угол впрыска топлива и увеличение частоты вращения – из-за возрастания догорания на также расширения. Повышение степени сжатия и выбор рациональной формы камеры сгорания с возможно меньшим отношением поверхности к ее объему обуславливает повышение  $\xi$ .

Значение коэффициента использования теплоты  $\xi$  варьирует для дизелей в пределах 0,7 – 0,9.

В дизеле с наддувом для ограничения максимального давления сгорания принимаем меньше значение степени повышения давления, чем в дизеле без наддува  $\lambda = 1,4$ .

*Давление в конце сгорания:*

$$p_z = p_c * \lambda = 6,80 * 1,4 = 9,52 \text{ МПа.}$$

Для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием  $\lambda = 1,6 - 2,5$ ; для дизелей с разделенными камерами сгорания (вихрекамерных и предкамерных), а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием  $\lambda = 1,2 - 1,8$ ; для дизелей с наддувом  $\lambda$  определяют допустимыми значениями температуры и давления в конце видимого процесса сгорания.

*Если  $P_z$  известно в условии задания, то определяем степень повышения давления  $\lambda$  по формуле:*

$$\lambda = P_z/P_c$$

*Температура в конце сгорания определяют из уравнения сгорания:*

$$\beta \mu_{pz} T_z = \frac{\xi Q_n}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + T_c (\mu c_{vc} + 8.314 \lambda)$$

$$1.0408 * (29.08 + 0.0024 * T_z) * T_z = (0.88 * 42500) / (1.6 * 0.5013 * (1 + 0.022)) + 1019 * (21.93 + 8.314 * 1.4)$$

*Решаем уравнение относительно  $T_z$ :*

$$0,0024T_z^2 + 30.26T_z - 79833,86 = 0$$



$$T_z = -\sqrt{30.26^2 - 4 * 0.0024 * (-79833,86)} / 2 / 0.0024 = 2240 \text{ K.}$$

$$T_z = 2240 \text{ K.}$$

Значение максимальной температуры и давления цикла для современных автотракторных двигателей при работе с полной нагрузкой составляют:

$$T_z = 1800 - 2300, P_z = 5 - 12 \text{ МПа.}$$

*Степень предварительного расширения:*

$$\rho = (\beta T_z) / (\lambda T_c) = (1,0408 * 2240) / (1,4 * 1019) = 1,63$$

**Процесс расширения.** *Степень последующего расширения:*

$$\delta = \varepsilon / \rho = 18 / 1,63 = 11,04$$

С учетом характерных значений показателя расширения для заданных параметров двигателя принимаем  $n_2 = 1,18$  ( $n_2 = 1,18 - 1,28$ ). Тогда

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 9,52 / 11,04^{1,20} = 0,53 \text{ МПа.}$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1} = 2240 / 11,04^{0,20} = 1391 \text{ K.}$$

Проверим правильность ранее принятой температуры остаточных газов ( $T_r$  принято 900 K):

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}} = 1454 / \sqrt[3]{\frac{0,53}{0,132}} = 880 \text{ K.}$$

$$\Delta = 100(900 - 880) / 900 = 2,2\% \text{ (допустимое значение } \Delta = 5\%).$$

**Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.** *Среднее индикаторное давление цикла для не скруглённой индикаторной диаграммы:*

$$1) \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$p_i = p_c / (\varepsilon -$$

$$p_i' = 6,8 / (18 - 1) [1,4(1,63 - 1) + 1,4 * 1,63 / (1,20 - 1) * (1 - 1 / 11,04^{(1,20 - 1)}) - 1 / (1,38 - 1) * (1 - 1 / 18^{(1,38 - 1)})] = 1,4 \text{ МПа.}$$

*Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы*  
 $v = 0,93$

Тогда

$$p_i = p_i' v = 1,4 * 0,93 = 1,3 \text{ МПа.}$$

*Индикаторный КПД:*

$$\eta_i = p_i \alpha_{l_0} / (Q_n \rho_k \eta_v) =$$

$$1,3 * 1,6 * 14,519 / (42,50 * 1,814 * 0,836) = 0,469$$

*Индикаторный удельный расход топлива:*

$$g_i = 3,6 * 10^3 / (Q_n \eta_i) = 3,6 * 10^3 / (42,50 * 0,469) = 182,1 \text{ г/(кВт*ч).}$$

**Эффективные показатели двигателя.** Принимаем предварительно среднюю скорость поршня  $W_{n.c.p.} = 10,7 \text{ м/с}$ . Тогда среднее давление механических потерь:

$$p_m = a + b W_{n,cr} = 0,105 + 0,012 * 10,7 = 0,235 \text{ МПа.}$$

*Среднее эффективное давление:*

$$p_e = p_i - p_m = 1,3 - 0,235 = 1,067 \text{ МПа.}$$

*Механический КПД:*

$$\eta_m = p_e / p_i = 1,067 / 1,302 = 0,819$$

*Эффективный КПД:*

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,469 * 0,819 = 0,384$$

*Эффективный удельный расход топлива:*

$$g_e = 3,6 * 10^3 / (Q_n \eta_e) = 3,6 * 10^3 / (42,50 * 0,384) = 220 \text{ г/(кВт*ч).}$$

***Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.***

Если эффективная мощность  $N_e$  не задана, то по ранее определенному индикаторному давлению вычисляем индикаторную мощность  $N_i$  по формуле:

$$N_i = \frac{p_i V_h i * n}{30 \tau}$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра. В соответствии с прототипом значение хода поршня  $S = D =$ .

$$V_h = S * \pi * D^2 / 4 = 195 * 3,14 * 195^2 / 4 = 5,8 \text{ л.}$$

$$N_i = 1,302 * 5,8 * 8 * 2800 / (30 * 4) = 1409 \text{ кВт.}$$

*Затем определяем эффективную мощность:*

$$N_e = \frac{p_e V_h i * n}{30 \tau}$$



$$N_e = 1,067 * 5,8 * 8 * 2800 / (30 * 4) = 1155 \text{ кВт.}$$

*Литраж двигателя:*

$$V_{\text{л}} = V_{\text{н}} * i = 5,8 * 8 = 46,4 \text{ л}$$

*Литраж двигателя:*

$$V_{\text{л}} = 30 \tau_{\text{дв}} N_e / (p_e n) = 30 * 4 * 1155 / (1,067 * 2800) = 46,4 \text{ л.}$$

*Рабочий объем цилиндра ( = 6 – число цилиндров):*

$$V_{\text{н}} = V_{\text{л}} / i = 46,4 / 8 = 5,8 \text{ л.}$$

Задаемся  $\chi = S/D = 1$ . Тогда диаметр цилиндра:

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_{\text{н}}}{\pi \chi}} = 100 \sqrt[3]{4 * \frac{5,8}{3,14 * 1}} = 194 \text{ мм.}$$

*Ход поршня:*

$$S = D * \chi = 194 * 1 = 194 \text{ мм.}$$

*Площадь поршня:*

$$F_{\text{н}} = \pi D^2 / 4 = 3,14 * 194^2 / 4 = 295 \text{ см}^2.$$

*Средняя скорость поршня:*

$$W_{\text{н.ч.}} = S * n / (3 * 10^4) = 194 * 2800 / (3 * 10^4) = 10,73 \text{ м/с.}$$

$W_{\text{н.ч}}$  соответствует принятой при определении среднего давления механических потерь.

*Эффективный крутящий момент:*

$$M_e = 9550 N_e / n = 9550 * 1155 / 2800 = 3940 \text{ Н*м.}$$

*Часовой расход топлива:*

$$G_m = N_e g_e = 1155 * 220 = 254100 \text{ кВт/л.}$$

*Литровая мощность:*

$$N_l = N_e / V_l = 1155 / 46,4 = 24,8 \text{ кВт/л.}$$

*Удельная поршневая мощность:*

$$N_n = N_e 4 / (\pi D^2) = 1155 * 4 / (8 * 3,14 * 194^2) = 48,87 \text{ кВт/дм}^3.$$

Если принять массу сухого (не заправленного) двигателя с вспомогательным оборудованием по прототипу  $G_{\text{сух}} = 946 \text{ кг}$ , то литровая масса

$$g_l = G_{\text{сух}} / (V_{hi}) = 946 / (1,526 * 6) = 103,9 \text{ кг/л.}$$

*и удельная масса*

$$g_n = G_{\text{сух}} / N_e = 946 / 242,69 = 3,8 \text{ кг/кВт.}$$

## ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Индикаторную диаграмму поршневого двигателя строим по результатам теплового расчета для номинального режима его работы. Расчет проводим аналитическим методом, используя полученный в результате теплового расчета значений давлений в характерных точках диаграммы  $P_a$ ,  $P_c$ ,  $P_z$ ,  $P_b$ , а также значения показателя политропы  $n_1$  и  $n_2$ , степеней  $\varepsilon$ ,  $\rho$ ,  $\delta$ . Следовательно расчет сводится к определению промежуточных значений политроп сжатия и расширения в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Определяем условный размер камеры сгорания  $S_c$  и  $S_z$ :

$$S_c = \frac{S}{\varepsilon - 1} = 115/18 - 1 = 6,76$$

$$S_z = \frac{S}{\delta - 1} = 115/19,964 - 1 = 6,06$$

где  $S$  – ход поршня, м;

$\delta = \varepsilon/\rho$  – степень последующего расширения;

$\rho$  – степень предварительного расширения.

Рассчитываем путь поршня  $S_x$  при повороте коленчатого вала на каждые  $15^\circ$  или  $30^\circ$  с положения колена вала соответствующего ВМТ по формуле:

,

Рассчитываем текущее значение отношения  $S_x/S$ .

Определяем текущее значение политропы сжатия  $P_{xc}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ :

$$P_{xc} = P_a \left( \frac{S_c + S}{S_c + S_x} \right)$$

Определяем текущее значение политропы расширения  $P_{xz}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ :

$$P_{xb} = P_b \left( \frac{S_z + S}{S_z + S_x} \right)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 1 и по соответствующим точкам строим кривые индикаторной диаграммы.

Строим ось ординат – давление над поршнем и ось абсцисс – ход поршня. На оси абсцисс откладываем в масштабе отрезок равный ходу поршня и отмечаем отрезки  $S_x/S$  в этом же масштабе. Для расчетного значения текущей координаты хода поршня от угла поворота коленчатого вала

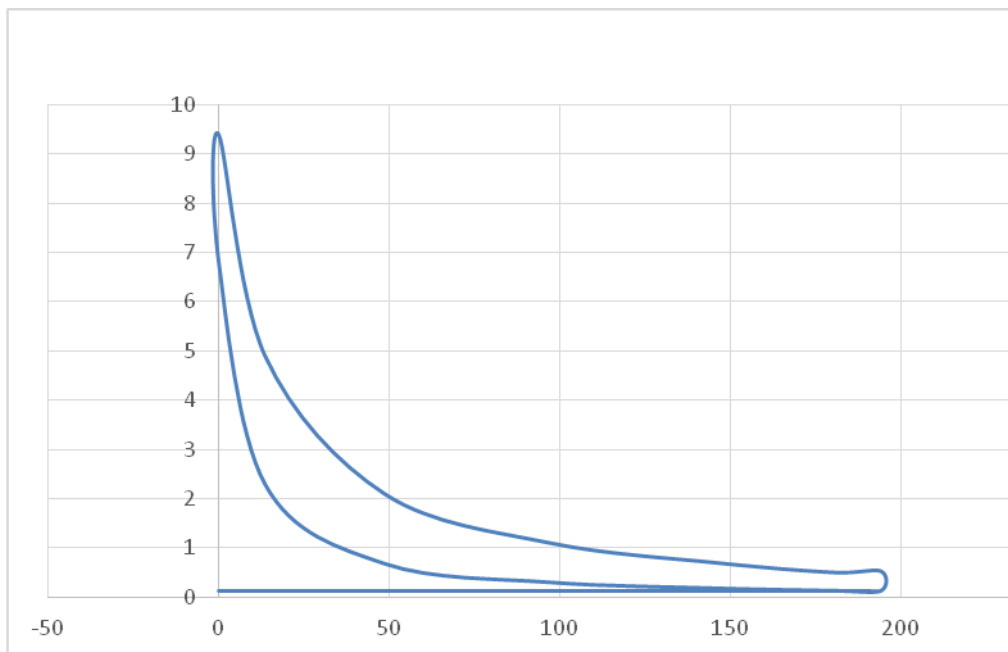
будут соответствовать расчетные значения политроп сжатия и расширения приведенные в таблице 1. Индикаторная диаграмма должна быть скругленной на переходных участках, а в момент впрыска топлива процесс горения происходит при постоянном давлении и отражается на диаграмме в виде площадки  $P_z - P_z'$ .

Таблица 1.

Результаты расчетов

Угол поворота	$P_a$	$P_c$	$P_z$	$P_b$	$S_x/S$
0	0,126	6,81	9,4	0,53	0,00
30	0,126	2,29	4,9	0,53	13,61
60	0,126	0,68	2,1	0,53	48,6
90	0,126	0,30	1,1	0,53	97,1
120	0,126	0,18	0,7	0,53	145,5
150	0,126	0,13	0,5	0,53	180,4
180	0,126	0,12	0,5	0,53	194

## ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА



## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

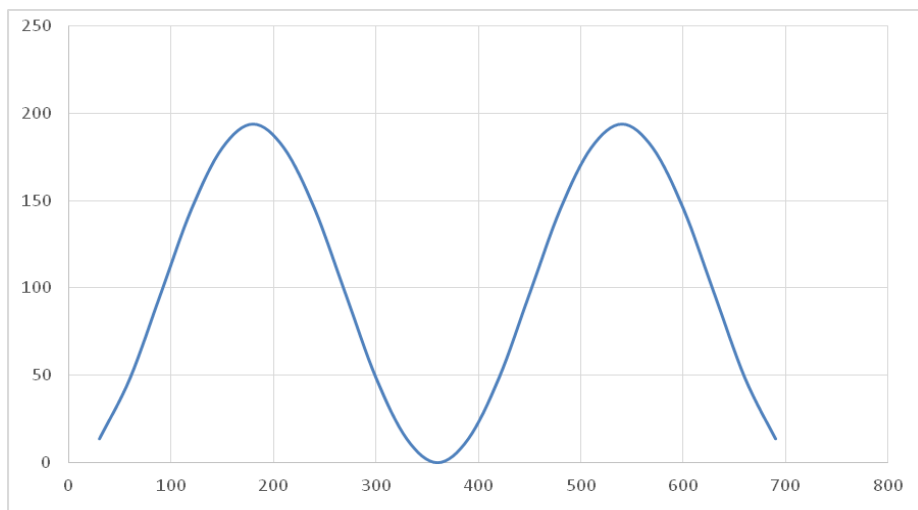
### Построение диаграммы перемещения поршня

Перемещения поршня определяется по следующей формуле:

$$S_n = R(1 - \cos\varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)$$

Производим расчет  $S_n$  через каждый  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала и сводим результаты в таблицу 2.

### Диаграмма перемещения поршня



Угол поворота коленчатого вала, град

### Построение диаграммы скорости поршня

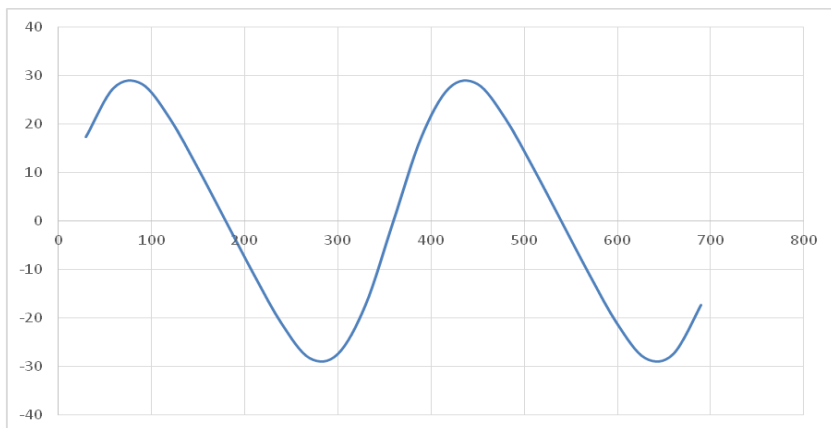
Скорость поршня определяется по следующей формуле:

$$W_n = \omega R (\sin \varphi + (\lambda/2) * \sin 2\varphi)$$

Производим расчет  $W_n$  через каждый  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала и сводим результаты в таблицу 2.

Скорость поршня





Угол поворота коленчатого вала,  
град

**Построение**

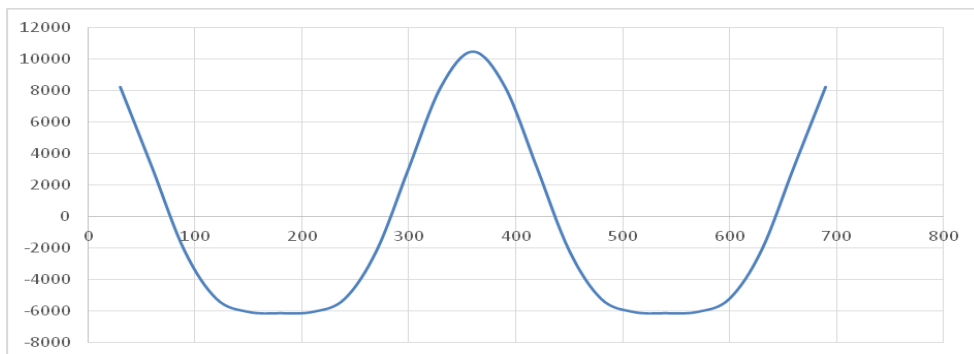
**ускорения поршня**

**диаграммы**

Ускорения поршня определяется по следующей формуле:

$$J_n = R\omega^2(\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

Производим расчет  $J_n$  через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала и сводим результаты в таблицу 2.



Угол поворота	$S_n$	$W_n$	$J_n$
0	0,00	0,00	10492,46
30	13,61	17,4	8244,07
60	48,6	27,6	3081,12
90	97,1	28,4	-2165,11
120	145,5	21,24	-5246,23
150	180,4	11,01	-6078,96
180	194	0,00	-6162,22
210	180,5	-11,0	-8244,07
240	145,4	-21,3	-5246,24
270	97,2	-28,2	-2165,11
300	48,2	-27,4	3081,11
330	13,70	-16,5	8224,06
360	0,00	-0,02	10492,51
390	13,64	16,2	8225,01
420	48,1	28,1	3082,14
450	97,3	28,4	-2165,13
480	145,4	21,6	-5243,25
510	180,3	11,04	-8244,06
540	194	0,07	-6162,21
570	180,4	-11,3	-6081,61

600	145,5	-21,3	-5311,02
630	97,2	-27,9	-2204,12
660	48,7	-28,4	3081,14
690	13,60	-17,5	8244,12

## **Библиографический список**

### **Основная литература**

1. Луканин В.Н., Морозов, К.А. Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Учебник. В 3 кн. Кн.1: Теория рабочих процессов. Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа,. 2005. — 496 с
2. Конкс Г.А. Современные подходы к конструированию поршневых двигателей: учеб. пособие для студ. вузов по спец. "Двигатели внутреннего сгорания"/ Г.А. Конкс, В.А. Лашко. — М.:Моркнига,2009. — 387 с.

### **Дополнительная литература**

1. . Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебное пособие. 3-е издание. - М.: Высшая школа, 2002. - 496 с.
2. Луканин В.Н., Морозов, К.А. Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Учебник. В 3 кн. Кн.1: Теория рабочих процессов. Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа,. 2002. — 496 с
3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.
4. Дмитриевский А.В. Автомобильные бензиновые двигатели/ А.В. Дмитриевский. — М.:Астрель-АСТ,2003. — 127 с.
5. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. — М.: Колос, 1984. — 335 с.
6. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. — М.: Высшая школа, 1980. — 400 с.
7. Автомобильные двигатели / Под ред. М.С. Ховаха. — М.: Машиностроение, 1977. — 591 с.
8. Автомобильные и тракторные двигатели. В 2 ч. / под ред. И.М. Ленина. — М.: Высшая школа, 1976. — Ч.-2.
9. Болтинский В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. — М.: Изд-во с.-х. лит., журн. и плакатов, 1962. — 391 с.

Составители: Булаев Евгений Александрович

Федюнин Павел Иванович

Матяш Сергей Петрович

Вертей Михаил Леванович

Комлев Виталий Анатольевич

Сальников Сергей Петрович

Вальков Валерий Анатольевич

## **ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

---

Подписано к печати 30 мая 2017 г.      Формат 40×64<sup>1/14</sup>  
Объем 1,5 уч.-изд. л.      Изд. №\_\_      Заказ №\_\_  
Тираж 50 экз.

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института Новосибирский ГАУ  
630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147