

УДК 621.43

А.В. МАРТЫНЮК

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, Украина

РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ДЕЗАКСИАЛА

Процесс сгорания настолько сложен и многофакторный, что для получения наиболее полной картины следует проводить исследования процесса сгорания с самых различных сторон. Найденная И. И. Вибе закономерность динамики сгорания позволяет рассчитать линию сгорания и весь цикл, если заданы, помимо обычных величин, средняя скорость сгорания (или продолжительность сгорания), относительное время максимума скорости сгорания и угол опережения воспламенения. На основе метода И.И. Вибе с использованием уравнений кинематики кривошипно-шатунного механизма с большим дезаксиалом предложен уточненный расчет, который позволяет рассчитать линию сгорания и рабочие процессы цикла дизельного двигателя при любом значении относительного смещения (дезаксиала).

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, процесс, цикл, кривошипно-шатунный механизм, дезаксиал, скорость сгорания, угол опережения воспламенения, линия сгорания.

Введение

Моделями первого теоретического приближения рабочих циклов двигателей являются известные идеальные циклы: с изохорным, изобарным и смешанным подводом теплоты.

Более точным теоретическим приближенным к реальному рабочему циклу двигателя является цикл, рассчитанный по методу профессора МВТУ В.И. Гриневецким и в последствии развитому чл.-корр. АН СССР Н. Р. Брилингом, акад. Б.С. Стечкиным и проф. Е.К. Мазингом. Этим методом расчета рабочего цикла учитываются изменения химического состояния рабочего тела в процессе сгорания, гидравлические потери в процессах впуска и выпуска, зависимость теплоемкости от температуры, суммарные тепловые потери в стенки и от неполноты сгорания топлива.

По своему значению, распространению и долговечности тепловой расчет двигателей по методу В.И. Гриневецкого заслуженно назван классическим.

Однако изменение по времени или углу поворота коленчатого вала давление и температура газов в течение процесса сгорания не может быть вычислена методом классического теплового расчета. Быстрота нарастания давления – вообще не может быть установлена данным методом, также не учитывается влияние на показатели цикла, угла опережения воспламенения.

Основываясь на понятиях цепных реакций и обобщая большой экспериментальный материал И.И. Вибе определил, математические уравнения закономерности динамики процесса сгорания в дви-

гателях с аксиальным кривошипно-шатунным механизмом, где относительное смещение $k \leq 0,15$ [1].

1. Формулирование проблемы

В настоящее время разработаны и исследуются конструкции кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) с большим дезаксиалом, которые имеют зубчатые синхронизирующие сектора на поршневых головках шатунов [2].

Увеличение дезаксиала ведет к смещения углов верхней (ВМТ) и нижней (НМТ) мёртвых точек, и как следствие к изменению продолжительности во времени всех тактов цикла двигателя. Это приводит к необходимости исследований термодинамических процессов в дезаксиальных двигателях внутреннего сгорания (ДВС), соответственно, получения аналитических зависимостей, которые могут быть использованы для улучшения процесса сгорания как в аксиальных, так и в дезаксиальных ДВС [3].

2. Уточненный расчет процессов дизельного двигателя с учетом дезаксиала

2.1 Расчет процессов впуска и сжатия

2.1.1 Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{O_2} P_r}{\varepsilon \varphi_{O_2} P_a - \varphi_{O_2} P_r}, \quad (1)$$

где P_a – давление рабочего тела в начале такта сжатия, МПа;

ΔT – повышение температуры свежей смеси за счет нагрева от горячих стенок, °С.

2.1.2 Температура рабочего тела в начале такта сжатия T_a , К:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \quad (2)$$

где T_r – температура остаточных газов, К.

2.1.3 Удельный объем рабочего тела в начале такта сжатия v_a , м³/кг:

$$v_a = \frac{848 T_a}{\mu_B P_a}, \quad (3)$$

где $\mu_B = 28,95$ – молекулярный вес воздуха.

2.1.4 Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения топлива v_y , м³/кг:

$$v_y = \frac{v_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi_0 + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi_0 + \frac{1 - \cos 2\varphi_0}{2} \right)} \right] \right\}, \quad (4)$$

где ε – степень сжатия;

$\lambda = R / L$ (R – радиус кривошипа; L – длина шатуна);

$k = a / R$ – относительное смещение (a – дезаксиал);

φ_0 – угол опережения воспламенения, выраженный относительно рабочего такта, град.;

θ – угол опережения воспламенения, град.;

$\varphi_{ВМТ}$ – угол, соответствующий моменту окончания такта сжатия и начала такт расширения – рабочего хода. Например: при угле $\varphi_{ВМТ} = 360^\circ$ и угле опережения воспламенения $\theta = 10^\circ$, тогда в формулу (4) необходимо подставлять $\varphi_0 = 350^\circ$.

2.1.5 Давление рабочего тела в момент воспламенения топлива p_y , Н/мм²:

$$p_y = \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1} P_a. \quad (5)$$

2.1.6 Температура рабочего тела в момент воспламенения топлива T_y , К [стр. 93, 1]:

$$T_y = \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1 - 1} T_a. \quad (6)$$

2.2 Расчет процесса сгорания

2.2.1 Доля топлива x , сгоревшего за время поворота кривошипа на угол φ [стр. 59, 1]:

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (7)$$

где $e \approx 2,718281828459$ – иррациональное число, основание натурального логарифма;

φ_1 – угол, соответствующий моменту начала горения рассматриваемого участка 1 – 2;

m – показатель характера сгорания, табл. 11, [см. стр. 121, 1].

2.2.2 Доли топлива, сгоревшего на участке 1 – 2 [стр. 117, 1]:

$$\Delta x_{1-2} = e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (8)$$

где φ_1 и φ_2 – углы поворота коленчатого вала, отсчитываемые от момента воспламенения начала и конца рассматриваемого участка 1 – 2.

2.2.3 Среднее значение доли сгоревшего топлива на участке 1 – 2 [стр. 155, 1]:

$$x_{1-2} = \frac{1}{2} \left[e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1}} \right]. \quad (9)$$

2.2.4 Теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива ℓ_0 , кг воз. / кг топл., [стр. 8, 4]:

$$\ell_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \quad (10)$$

где C , H , O – химический состав топлива, кг [стр. 7, 4].

2.2.5 Общая удельная использованная теплота q_z , ккал/кг (кДж/кг), стр. 111 [1]:

$$q_z = \frac{\xi H_u}{(1 + \gamma_r) \alpha \ell_0 + 1}, \quad (11)$$

где H_u – теплотворность топлива, кДж/кг;

ξ – коэффициент эффективности сгорания, [см. стр. 52, 4].

2.2.6 Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения рабочего тела, [стр. 147, 1]:

$$\beta_{\max} = \frac{1 + \gamma_r + \left(\frac{H + O}{4} + \frac{O}{32} \right) \mu_B}{\alpha \cdot \ell_0}, \quad (12)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, [стр. 8, 4];

γ_r – коэффициент остаточных газов.

2.2.7 Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочего тела, [стр. 120, 1]:

$$\beta = 1 + (\beta_{\max} - 1)x, \quad (13)$$

где χ – доля топлива χ , сгоревшего за время поворота кривошипа на угол φ , см. формулу (7).

2.2.8 Среднее значение отношения теплоемкостей рабочего тела на участке 1 – 2, [стр. 114, 1]:

$$k_{1-2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1-2}} - \left(0,005 + \frac{0,0375}{\alpha} \right) \cdot \chi_{1-2}, \quad (14)$$

где T_{1-2} – средняя температура рабочего тела на участке 1 – 2. Задается, см. п. 2.2.9.

2.2.9 Среднее значение температуры рабочего тела на участке 1 – 2, К:

$$T_{1-2} = (T_2 - T_1) / 2, \quad (15)$$

где T_1 и T_2 – температуры рабочего тела, отсчитываемые от момента воспламенения до начала или конца рассматриваемого участка 1–2, К.

2.2.10 Давление рабочего тела в конце элементарного участка p_2 , Н/мм²:

$$p_2 = \frac{1}{\left[\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \psi(\varphi_2) - \psi(\varphi_1) \right]} \times \\ \times \left\{ 0,0854 \cdot \varepsilon \cdot q'_z \left\{ \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} + \right. \\ \left. + p_1 \left[\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \psi(\varphi_1) - \psi(\varphi_2) \right] \right\}, \quad (16)$$

где $q'_z = q_z / v_a$ – общая удельная использованная теплота сгорания, отнесенная к 1 м³ рабочего тела при состоянии в конце такта впуска, ккал/м³;

$\exp[f(\varphi)]$ – число в скобках, возводится в степень равную основанию $e \approx 2,7182818284590$.

2.2.11 Температура рабочего тела в конце элементарного участка, К:

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \psi(\varphi_y)} \frac{p_2 \psi(\varphi_2)}{\beta_{1-2}}, \quad (17)$$

где β_{1-2} – средний на участке 1 – 2 коэффициент молекулярного изменения. Определять по типу формулы (15);

$\psi(\varphi_2)$ и $\psi(\varphi_y)$ – функции, соответственно в конце элементарного участка и в момент воспламенения топлива;

p_2 – давление рабочего тела в конце элементарного участка, Н/мм²;

p_y – давление рабочего тела в момент воспламенения топлива, Н/мм².

После определения температуры T_2 на каждом элементарном участке, для каждого последующего участка температура $T_2 = T_1$. Далее, можем по формуле (15) определить среднее значение температуры T_{1-2} рабочего тела для всех участков.

Точность выбора задаваемой температуры T_{1-2} в формуле (14) для каждого участка проверяем по температуре T_{1-2} полученной последовательно по формулам (17) и (15) до тех пор, пока погрешность не будет равна нулю.

Для того чтобы учитывать влияние изменения величины дезаксиала кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя на параметры его рабочего цикла, были внесены некоторые дополнения в методику профессора И. И. Вибе. На основе формул кинематики кривошипно-шатунного механизма с большими дезаксиалами [5], корректировка коснулась формул (4), (18) и (19). Это позволило производить вычисления параметров процессов не только в двигателе с центральным КШМ, но и со смещенным кривошипно-шатунным механизмом при любом значении относительного смещения (дезаксиала).

2.2.12 Коэффициент $\chi(\varphi)$, учитывающий положение КШМ в зависимости от угла φ , определяется из выражения:

$$\chi(\varphi) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{\chi(\varphi_{HMT})} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi + \right. \\ \left. + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2} \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right) \right], \quad (18)$$

где $\chi(\varphi_{HMT}) = \text{const}$ – коэффициент, учитывающий положение поршня в нижней мертвой точке. Его величина определяется:

$$\chi(\varphi_{HMT}) = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi_{HMT} + \\ + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2} \left(k^2 - 2k \sin \varphi_{HMT} + \frac{1 - \cos 2\varphi_{HMT}}{2} \right).$$

Следует отметить, что при относительном смещении $k = 0$ величина $\chi(\varphi_{HMT}) = 2$.

Для определения расчетной продолжительности сгорания используется производная выражения (18), которая принимает вид:

$$\psi'(\varphi) = \frac{\varepsilon - 1}{\chi(\varphi_{HMT})} \left[\sin \varphi - \frac{\lambda k \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2} \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)} + \right. \\ \left. + \frac{\lambda \sin 2\varphi}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2} \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)} \right]. \quad (19)$$

2.2.13 Наибольшая быстрота нарастания давления, Н/мм²град.:

$$W_{p \max} = \frac{(p_2 - p_1)_{\max}}{\varphi_2 - \varphi_1}, \quad (20)$$

где $(p_2 - p_1)_{\max}$ – максимальная разность двух значений давлений, определенных на участке 1–2, Н/мм²;

φ_1 и φ_2 – углы поворота коленчатого вала, соответствующие началу и концу рассматриваемого участка 1 – 2, град.

2.3 Расчет процесса расширения

2.3.1 Давление рабочего тела в момент окончания такта расширения, Н/мм²:

$$p_b = \left(\frac{v_z}{v_b}\right)^{n_2} p_z = \left(\frac{v_z}{v_a}\right)^{n_2} p_z, \quad (21)$$

где p_z , v_z , v_b – параметры рабочего тела, соответственно в конце процессов сгорания и расширения.

2.3.2 Температура рабочего тела в момент окончания такта расширения, К :

$$T_b = \left(\frac{v_z}{v_b}\right)^{n_2-1} T_z = \left(\frac{v_z}{v_a}\right)^{n_2-1} T_z. \quad (22)$$

2.4 Определение индикаторных показателей рабочего цикла

2.4.1 Величина работы теоретического цикла, Нм / кг:

$$\ell_{i \text{ теор}} = \ell_{cz} + \ell_{zb} - \ell_{ay} - \ell_{yc}, \quad (23)$$

где ℓ_{ay} – работа газов в процессе «чистого» политропического сжатия (до момента воспламенения топлива), Нм / кг;

ℓ_{yc} – работа газов в процессе сжатия при сгорании, Нм / кг;

ℓ_{cz} – работа газов в процессе расширения при сгорании, Нм / кг;

ℓ_{zb} – работа газов в процессе «чистого» политропического расширения, Нм / кг.

Индикаторные диаграммы цикла в pV и $p\varphi$ координатах с указанием расчетных точек приведены на рис. 1.

2.4.2 Среднее давление цикла, Н/мм²:

$$p_{i \text{ теор}} = \frac{\varepsilon \cdot \ell_{i \text{ теор}}}{(\varepsilon - 1) v_a}, \quad (24)$$

где ε – степень сжатия;

$\ell_{i \text{ теор}}$ – работы теоретического цикла, Нм / кг;

v_a – удельный объем рабочего тела в начале такта сжатия, м³/кг.

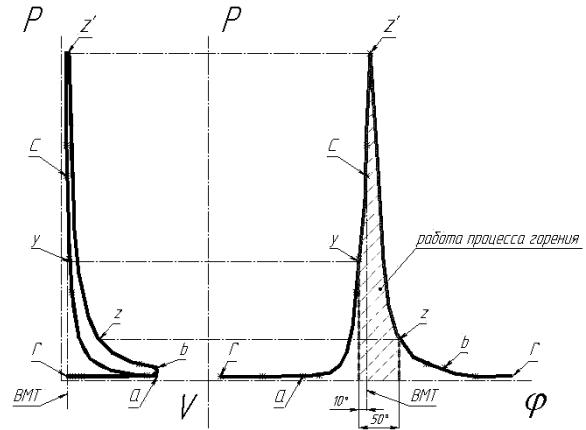


Рис.1. Индикаторные диаграммы дизельного двигателя:

а – начало процесса сжатия; у – начало процесса горения; с – давление в момент нахождения поршня в ВМТ; z' – максимальное давление цикла; z – окончание процесса сгорания

2.4.3 Коэффициент полезного действия цикла, [стр. 124, 1]:

$$\eta_{i \text{ теор}} = \frac{\xi \cdot \ell_{i \text{ теор}}}{427 q_z}, \quad (25)$$

где q_z – общая удельная использованная теплота, ккал/кг (кДж/кг);

ξ – коэффициент эффективности сгорания, [см. стр. 52, 4].

2.4.4 Удельный расход топлива, г / кВт:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \quad (26)$$

где H_u – теплотворность топлива, кДж/кг.

Заключение

В данной статье, приведены формулы, которые позволяют рассчитать линию сгорания и весь цикл дизельного двигателя, учитывая величину дезаксиала.

Уточненный расчет рабочего цикла позволяет более точно отражать закономерные связи, которые существуют в рабочих процессах цикла, показать влияние изменения дезаксиала в кривошипно-шатунном механизме на технико-экономические показатели дизельного двигателя. А также, еще на стадии проектирования позволяет оптимизировать параметры рабочих процессов, как для аксиальных, так и для дезаксиальных двигателей.

Литература

1. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя / И.И. Вибе. – М.: Машигиз, 1962. – 271 с.

2. Двигун внутрішнього згоряння. Патент на винахід, Україна. Опубліковано 29.09.1995 р., № 7354.

3. Мартынюк А.В. Кинематика и уравновешивание ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов / А.В. Мартынюк // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 63-66.

4. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов /

А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 2-е изд., перер. доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.

5. Горюжанкин С.А. Особенности кинематики ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов / С.А. Горюжанкин, А.В. Мартынюк // Труды Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. – Макеевка: ДонНАСА, 2006. – Вып. 6 (62). – С. 32-35.

Поступила в редакцию 28.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Ф.В. Новиков, Харьковский национальный экономический университет, Харьков.

РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА З ОБЛІКОМ ДЕЗАКСИАЛА

А.В. Мартинюк

Процес згоряння настільки складний і багатофакторний, що для одержання найбільш повної картини варто проводити дослідження процесу згоряння із всіх сторін. Знайдена І.І. Вібе закономірність динаміки згоряння дозволяє розрахувати лінію згоряння й весь цикл, якщо задані, крім звичайних величин, середня швидкість згоряння (або тривалість згоряння), відносний час максимуму швидкості згоряння й кут випередження запалення. На основі методу І.І. Вібе з використанням рівнянь кінематики кривошипно-шатунного механізму з більшим дезаксиалом запропонований уточнений розрахунок, що дозволяє розрахувати лінію згоряння й робітники процеси циклу дизельного двигуна при будь-якій значенні відносного зсуву (дезаксіала).

Ключеві слова: двигун внутрішнього згоряння, процес, цикл, кривошипно-шатунний механізм, дезаксиал, швидкість згоряння, кут випередження запалення, лінія згоряння

CALCULATION OF PROCESSES OF THE DIESEL ENGINE TAKING INTO ACCOUNT DISPLACEMENT

A. V. Martynuk

Combustion process is so combined also multifactorial, that for reception of the fullest picture it is necessary to carry out researches of process of combustion from the most various parties. The found I.I. Vibe law of dynamics of combustion allows to calculate a line of combustion and all cycle if are set, besides usual sizes, average speed of combustion (or duration of combustion), relative time of a maximum of speed of combustion and a corner of an advancing of ignition. On the basis of I.I. Vibe's method with use of the equations of kinematics of the mechanism with the big displacement the specified calculation which allows to calculate a line of combustion and working processes of a cycle of the diesel engine at any value of relative displacement is offered.

Key words: an internal combustion engine, process, a cycle, krivoshipno-shatunnyj the mechanism, displacement, speed of combustion, a corner of an advancing of ignition, a combustion line

Мартынюк Андрей Викторович – аспирант кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» Донбасской национальной академии архитектуры и строительства, Макеевка, Украина, e-mail: pko01@makmet.com.ua.