



ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ДВЗ З ВЕЛИКИМ ВІДНОСНИМ ЗСУВОМ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

А. В. Мартинюк

ЗАТ «Макіївський металургійний завод»,

б. 47, вул. Металургійна, м. Макіївка, Донецька область, Україна, 86101.

E-mail: pko@makmet.com.ua, pko01@makmet.com.ua

Отримана 12 листопада 2010 р.; прийнята 26 листопада 2010 р.

Анотація. В області розвитку й удосконалювання автомобільних двигунів основними задачами є: збільшення паливної економічності, що може бути досягнута збільшенням коефіцієнта корисної дії робочого циклу, зменшення питомої маси двигунів, вартості їхнього виробництва, а так само інших показників. На принципово новий рівень ставиться боротьба з токсичними викидами двигунів в атмосферу, а також задачі по зниженню шуму і вібрації в процесі їхньої експлуатації. У результаті накопичених теоретичних розрахунків, заснованих на аналітичних залежностях кінематики, і зрівноважування кривошипно-шатунного механізму з великим дезаксіалом, рівнянь термодинамічних процесів циклу і закономірностей динаміки процесу згоряння в даній статті приводяться взаємозв'язок розрахунку, враховуючий вплив дезаксіала на індикаторні показники й урівноваженість сил інерції в такому двигуні.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, кривошипно-шатунний механізм, дезаксіал, швидкість, прискорення поршня, цикл, швидкість згоряння, коефіцієнт корисної дії.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДВС С БОЛЬШИМ ОТНОСИТЕЛЬНЫМ СМЕЩЕНИЕМ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

А. В. Мартынюк

ЗАО «Макеевский металлургический завод»,

д. 47, ул. Металлургическая, г. Макеевка, Донецкая область, Украина, 86101.

E-mail: pko@makmet.com.ua, pko01@makmet.com.ua

Получена 12 ноября 2010 г., принята 26 ноября 2010 г.

Аннотация. В области развития и совершенствования автомобильных двигателей основными задачами являются: увеличение топливной экономичности, которая может быть достигнута увеличением коэффициента полезного действия рабочего цикла, уменьшение удельной массы двигателей, стоимости их производства, а также других показателей. На принципиально новый уровень ставится борьба с токсичными выбросами двигателей в атмосферу, а также задачи по снижению шума и вибрации в процессе их эксплуатации. В результате накопленных теоретических расчетов, основанных на аналитических зависимостях кинематики и уравнивания кривошипно-шатунного механизма с большим дезаксиалом, уравнений термодинамических процессов цикла и закономерностей динамики процесса сгорания в данной статье приводятся взаимосвязь расчета, учитывающего влияние дезаксиала на индикаторные показатели и уравнивание сил инерции в таком двигателе.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, кривошипно-шатунный механизм, дезаксиал, скорость, ускорение поршня, цикл, скорость сгорания, коэффициент полезного действия.

ANALYSIS FEATURES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH LARGE RELATIVE BIAS OF CRANK MECHANISM

Andrey Martynuk

Close company «Makeyevka Metallurgical Works»,
47, Metallurgical Str., Makiivka, Donetsk Region, Ukraine, 86101.

E-mail: pko@makmet.com.ua, pko01@makmet.com.ua

Received 12 November 2010; accepted 26 November 2010.

Abstract. In the field of development and improvement of motor-car engines, the primary tasks are the increase of fuel profitability, which can be reached by the increase of operation period efficiency of the cycle, reduction of the specific mass of the engines, the cost of their production, etc. The toxic products of engines effluent into the air control is at the principally new level as well as the problems of noise reduction and vibration in the operational process. In the result of theoretical analyses founded on the analytical dependency of kinematics and balancing of crank mechanism with large offset of the equations of the thermodynamic processes of the cycle and regularities of the combustion process, the given paper has shown the correlation of the analysis considering the effect of the offset on the indicator indices and the inertial force balance in such kind of the engine.

Keywords: internal combustion engine, crank mechanism, offset, speed, piston acceleration, cycle, combustion rate, efficiency.

Формулировка проблемы

В настоящее время непрерывно расширяется номенклатура малогабаритной техники, используемой в строительстве, коммунальном и сельском хозяйстве. К ней относятся различные автономные энергетические установки, многочисленные механизированные инструменты (мотопилы, миникосилки, культиваторы и др.) [1]. Во многих образцах этой техники в качестве привода применяется поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Применяемые в таких двига-

телях внутреннего сгорания механизмы разнообразны: рычажные, кулачковые, зубчатые, винтовые с гидравлическими, электрическими и пневматическими устройствами и многие другие. Как известно, наибольшее распространение среди них получили кривошипно-шатунные механизмы, который может быть выполнен аксиальным или дезаксиальным, когда ось коленчатого вала смещена на некоторое расстояние a относительно оси верхней головки шатуна (рис. 1).

При $k = a/R \leq 0,1$ кинематические соотношения в первом приближении можно принять одинаковыми для аксиального и дезаксиального кривошипно-шатунных механизмов (КШМ). Это позволяет производить расчеты дезаксиального двигателя по формулам для центрального ДВС с допустимой для практики погрешностью.

Но в настоящее время исследуются двигатели, в которых применены КШМ с большим относительным смещением. Разрабатываются новые конструкции таких ДВС [2–4], обладающих рядом преимуществ перед традиционными схемами.

В Германии уже выпускается мотоцикл NEANDER 1400 TURBODIESEL с двигателем, в котором поршневые головки двух шатунов установлены на одном поршне [5]. Для выполнения расчетов таких ДВС, у которых относитель-

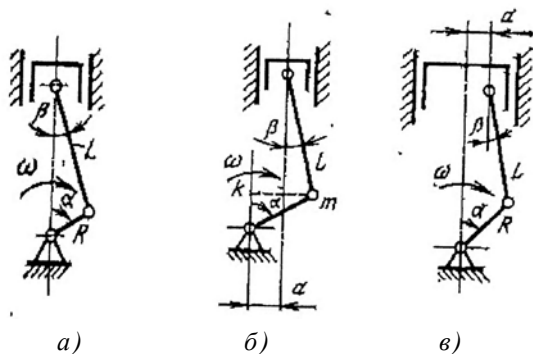


Рисунок 1. Кривошипно-шатунный механизм: а — аксиальный (центральный); б — дезаксиальный со смещением оси коленчатого вала; в — дезаксиальный со смещением оси верхней головки шатуна.

ное смещение может достигать 2, необходимы более точные зависимости, учитывающие влияние k на параметры кинематики, тепловых процессов цикла двигателя, его уравнивания, равномерности крутящего момента и др.

Анализ последних исследований и публикаций

Исследования вышеуказанных двигателей показали, что влияние относительного смещения КШМ при его увеличении существенно сказывается на распределении нагрузок в механизме и КПД.

Увеличение дезаксиала ведет к смещению углов верхней (ВМТ) и нижней (НМТ) мёртвых точек и, как следствие, всех тактов работы двигателя по углу поворота коленчатого вала [6]. Это вызывает изменение продолжительности процесса сгорания топлива, процессов сжатия и расширения, а значит, влияет на величину индикаторного КПД [7]. Особенностью некоторых конструкций таких ДВС является также отсутствие или снижение давления боковых сил поршня на гильзу цилиндра, что в свою очередь, позволяет снизить потери на трение. Это увеличивает механический КПД и, следовательно, повышает эффективный КПД двигателя. В этих механизмах закон изменения ускорения поступательно-движущих масс КШМ усложняется, несимметричный вид имеет свои характерные экстремумы. Это приводит к усложнению и удорожанию механизмов уравнивания таких ДВС. Разработаны ряд схем [3, 4, 8], позволяющих полностью уравновесить все поступательно-движущиеся и вращающиеся массы двигателя.

Цель статьи — разработать метод расчета параметров ДВС, позволяющий учитывать влияние значительных величин дезаксиалов КШМ. Для этого необходимо исследовать особенности расчета кинематики, уравнивания рабочих процессов и циклов таких двигателей. Это позволит проводить расчеты параметров ДВС со смещенным КШМ в ходе их конструирования и доводки.

Основной материал

Основными характеристиками, определяющими кинематику работы КШМ, являются зако-

ны перемещения поршня $S = f(\varphi)$, его скорости $V = f(\varphi)$ и ускорения $J = f(\varphi)$.

Механизмы, которые описаны в источниках [2–4], имеют общую особенность — у всех используются сдвоенные КШМ с большим дезаксиалом, связанных синхронизирующими зубчатыми механизмами.

Кинематические соотношения таких механизмов подробно описаны в источнике [6], они позволяют выполнять расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма при любом значении дезаксиала.

Цель расчета — нахождение значения ускорения масс, совершающих возвратно-поступательное движение, которое определяется по формуле:

$$J = R\omega^2 \left[\cos\varphi + \frac{\lambda k \sin\varphi + \lambda \cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin\varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} + \frac{\lambda^3 \cos^2 \varphi (k^2 - 2k \sin\varphi + \sin^2 \varphi)}{\left(1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin\varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right) \right)^{3/2}} \right], \quad (1)$$

где φ — текущий угол поворота коленчатого вала отсчитывается от вертикального положения кривошипа; $\lambda = R/L$ — относительная длина шатуна; ω — угловая скорость кривошипа.

На рис. 2 представлены зависимости изменения относительного ускорения по углу поворота коленчатого вала при различных значениях относительного смещения $k = a/R$.

В дальнейшем кинематические параметры КШМ используются при проведении теплового расчета двигателя.

Закономерности динамики сгорания позволяют 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 [9].

Для того чтобы учитывать влияние изменения величины дезаксиала кривошипно-шатунного механизма ДВС на параметры рабочего цикла двигателя в традиционную методику расчета [10], были внесены некоторые дополнения. На основе формул кинематики кривошипно-шатунного механизма с большими дезаксиалами [6], корректировка коснулась выражений для определения:

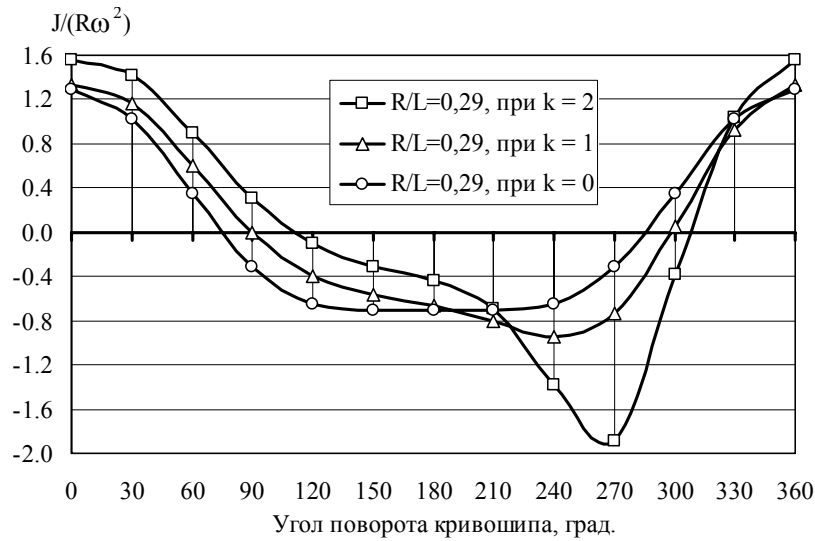


Рисунок 2. Зависимость относительного ускорения поршня $J/(R\omega^2)$ от угла поворота коленчатого вала при различных k .

удельного объема рабочего тела в момент воспламенения топлива v_y ; коэффициента ψ (φ), учитывающего положение КШМ в зависимости от угла φ и коэффициента ψ' (φ), учитывающего скорость перемещения поршня в зависимости от угла φ .

Расчет процессов впуска, выпуска осуществляется по общепринятой методике [10].

В ходе теплового расчета дизельного и бензинового ДВС определяется удельный объем рабочего тела в момент воспламенения топлива v_y :

$$v_y = \frac{v_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi_\theta + \right. \right. \quad (2)$$

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

$$\varphi_\theta = \varphi_{ВМТ} - \theta, \quad (3)$$

где φ_θ – угол соответствует началу горения; θ – угол опережения воспламенения; $\varphi_{ВМТ}$ – угол, соответствующий ВМТ. Этот угол для смещенного КШМ определяется величинами λ и k .

Давление рабочего тела в момент воспламенения топлива p_y вычисляется так:

$$p_y = \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1} p_a, \quad (4)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия.

Соответственно, температура рабочего тела в этот момент воспламенения топлива T_y составит:

$$T_y = \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1 - 1} T_a. \quad (5)$$

В выражениях (4) и (5) показатель n_1 определяется по [10].

Доля топлива x , сгоревшего за время поворота кривошипа на угол φ , определяется по методу И. И. Вибе [9]:

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

где e – основание натурального логарифма; φ_1 – угол, соответствующий моменту начала горения рассматриваемого элементарного участка; m – показатель характера сгорания [9].

Соответственно, доля топлива сгоревшего на элементарном участке:

$$\Delta x_{1-2} = e^{-6,908 \left(\varphi_1 / \varphi_z \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\varphi_2 / \varphi_z \right)^{m+1}}, \quad (7)$$

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

Тогда, среднее значение доли сгоревшего топлива на элементарном участке:

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

Это дает возможность определить общую удельную использованную теплоту q_z :

Для дизельного ДВС:

$$q_z = \frac{\xi H_u}{(1 + \gamma_r) \alpha \ell_0 + I}. \quad (9)$$

Для бензинового ДВС:

$$q_z = \frac{\xi H_u}{(1 + \gamma)(1 + \alpha \ell_0)}. \quad (10)$$

Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения состава рабочего тела определяется традиционным путем:

Для дизельного ДВС:

$$\beta_{max} = \frac{1 + \gamma_r + \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \mu_s}{\alpha \cdot \ell_0}, \quad (11)$$

Для бензинового ДВС:

при $0,7 \leq \alpha \leq 1$

$$\beta_{max0} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21(1 - \alpha)L_0 - \frac{I}{\mu_T}}{\alpha L_0 + \frac{I}{\mu_T}}. \quad (12)$$

при $\alpha \geq 1$

$$\beta_{max0} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{I}{\mu_T}}{\alpha L_0 + \frac{I}{\mu_T}}. \quad (13)$$

$$\beta_{max} = \frac{\beta_{max0} + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (14)$$

Определив ранее величину β_{max} , можем получить действительный коэффициент молекулярного изменения рабочего тела

$$\beta = 1 + (\beta_{max} - 1)x. \quad (15)$$

Среднее значение отношения теплоемкостей рабочего тела на элементарном участке определяется формулой:

$$k_{1-2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1-2}} - \left(0,005 + \frac{0,0375}{\alpha} \right) \cdot x_{1-2}. \quad (16)$$

Тогда, среднее значение температуры рабочего тела на участке:

$$T_{1-2} = (T_2 - T_1) / 2, \quad (17)$$

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

Текущее значение давления рабочего тела в конце элементарного участка определим из нижеприведенной зависимости:

$$p_2 = \frac{I}{\left[\frac{k_{1-2} + I}{k_{1-2} - I} \psi(\varphi_2) - \psi(\varphi_1) \right]} \times \\ \times \left\{ 0,0854 \cdot \varepsilon \cdot q'_z \left[\exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right] \right\} + \\ + p_1 \left[\frac{k_{1-2} + I}{k_{1-2} - I} \psi(\varphi_1) - \psi(\varphi_2) \right], \quad (18)$$

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

Температура рабочего тела в конце элементарного участка определяется как:

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \psi(\varphi_y)} \frac{p_2 \psi(\varphi_2)}{\beta_{1-2}}, \quad (19)$$

где β_{1-2} – средний коэффициент молекулярного изменения на элементарном участке, который вычисляется аналогично формуле (17); $\psi(\varphi_2)$ и $\psi(\varphi_y)$ – функции, соответственно в конце элементарного участка и в момент воспламенения топлива; p_2 – давление рабочего тела в конце элементарного участка; p_y – давление рабочего тела в момент воспламенения топлива.

После определения на каждом элементарном участке температуры T_y , для каждого последующего участка принимается $T_2 = T_1$. Далее по выражению (17) определяются средние значения температуры T_{1-2} рабочего тела для всех участков.

Точность выбора принимаемой предварительно температуры T_{1-2} в формуле (16) для каждого участка проверяем по температуре T_{1-2} , полученной последовательно по формулам (19)

и (17) до тех пор, пока погрешность не приблизится к нулю.

Функция ψ и ее производная определяются по формулам:

$$\psi(\varphi) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)} \right], \quad (20)$$

$$\psi'(\varphi) = \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[\sin \varphi - \frac{2 \cdot \lambda k \cos \varphi + \lambda \sin 2\varphi}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} \right]. \quad (21)$$

Наибольшая быстрота нарастания давления вычисляется как:

$$W_{p \max} = \frac{(p_2 - p_1)_{\max}}{\varphi_2 - \varphi_1}, \quad (22)$$

где $(p_2 - p_1)_{\max}$ – максимальная разность двух значений давлений, определенных на элементарном участке; φ_1 и φ_2 – углы поворота коленчатого вала, соответствующие началу и концу рассматриваемого элементарного участка.

Работа газов в процессе политропного сжатия (до момента воспламенения топлива)

$$\ell_{ay} = \frac{1}{n_1 - 1} \left(p_y v_y - p_a v_a \right), \quad (23)$$

где p_y, v_y и p_a, v_a – параметры рабочего тела, соответственно, в момент воспламенения топлива и в конце такта впуска (в начале такта сжатия).

Удельная работа газов в процессе сжатия при сгорании вычисляется численным интегрированием

$$\ell_{yc} = \frac{1}{2} \left[(p_y + p_{y+1}) v_y + \sum_{i=y}^{i=c-2} (p_{i+2} - p_i) v_{i+1} - (p_c + p_{c-1}) v_c \right], \quad (24)$$

где p_y, v_y и p_c, v_c – параметры рабочего тела, соответственно, в момент воспламенения топлива и в конце такта сжатия; p_i, v_i – параметры рабочего тела, которые вошли в предел между моментом воспламенения топлива и концом такта сжатия.

Этот предел равен углу опережения воспламенения.

Аналогично определяется работа газов в процессе расширения при сгорании

$$\ell_{cz} = \frac{1}{2} \left[(p_c + p_{c+1}) v_c + \sum_{i=c}^{i=z-2} (p_{i+2} - p_i) v_{i+1} + (p_{z-1} + p_z) v_z \right], \quad (25)$$

где p_z, v_z и p_c, v_c – параметры рабочего тела, соответственно, в конце процессов сгорания и в конце такта сжатия; p_i, v_i – параметры рабочего тела, которые вошли в предел между концом такта сжатия и концом процесса сгорания.

Работа газов в процессе последующего политропного расширения с показателем n_2 вычисляется как:

$$\ell_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z v_z - p_b v_b), \quad (26)$$

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

Расчетная работа теоретического цикла составляет:

$$\ell_{i \text{ теор}} = \ell_{cz} + \ell_{zb} - \ell_{ay} - \ell_{yc}. \quad (27)$$

Это позволяет определить среднее давление цикла:

$$p_{i \text{ теор}} = \frac{\varepsilon \cdot \ell_{i \text{ теор}}}{(\varepsilon - 1) v_a}. \quad (28)$$

Соответственно, коэффициент полезного действия цикла:

$$\eta_{i \text{ теор}} = \frac{p_{i \text{ теор}} \alpha \ell_0}{H_u \rho_k \eta_v}. \quad (29)$$

Для подтверждения правильности расчетов необходимо определить расчетную продолжительность горения рабочей смеси топлива и сравнить с заданной в начале теплового расчета продолжительности горения.

Скорость нарастания давления в момент нахождения поршня в в. м. т.:

$$\omega_{pc} = \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_c = \operatorname{tg} \gamma_c = \frac{6,908 \cdot \varepsilon \cdot q'_z (k_c - 1) (m + 1) \left(\frac{\theta}{\varphi_p} \right)^m}{10^4 A \varphi_z \exp \left[-6,908 \left(\frac{\theta}{\varphi_p} \right)^{m+1} \right]}. \quad (30)$$

Относительная продолжительность сгорания φ_z :

$$\varphi_z = \left[\frac{3 \left(\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1} \right)}{\lg \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]} \right]^{\frac{1}{m+1}}, \quad (31)$$

где θ – угол опережения воспламенения; φ_p – угол поворота коленчатого вала, считая от момента воспламенения до момента достижения давления максимальной величины.

Параметр B определяется как:

$$B = \frac{\omega_{pc} (k_p - 1)}{k_p p_{max} \psi'(\alpha_p) (k_c - 1)}, \quad (32)$$

где α_p – угол поворота коленчатого вала, считая от момента нахождения поршня в в. м. т. до момента достижения давления максимальной величины, град.; k_c и k_p – отношение теплоемкостей в момент нахождения поршня в в. м. т. и в момент достижения давления максимальной величины вычисляется по формуле (16).

Вышеприведенные зависимости позволяют вычислять параметры процессов не только в двигателе с центральным КШМ, но и со смещенным кривошипно-шатунным механизмом.

Исследования циклов показали, что с ростом дезаксиала в дизельном ДВС изменяются величины удельной работы процессов сжатия, сгорания и расширения, значения которых приведены на рис. 3. Изменения значений расчетной продолжительности процесса сгорания и индикаторного КПД представлены на рис. 4.

В настоящее время автор проводит исследование влияния относительного смещения КШМ на параметры цикла бензинового ДВС. Результаты предполагается опубликовать в дальнейших выпусках журнала.

Одной из задач является уравнивание ДВС с большим относительным смещением. Это обусловлено тем, что у такого двигателя закон изменения ускорения поступательно-движущих масс имеет не симметричный вид и существенно отличается от синусоиды. Как показывает опыт, двигатели, у которых $k = 0 \dots 0,1$, можно с достаточной точностью уравновесить путем установки противовесов 1-го и 2-го порядков. Но при применении механизма Ланчестера для

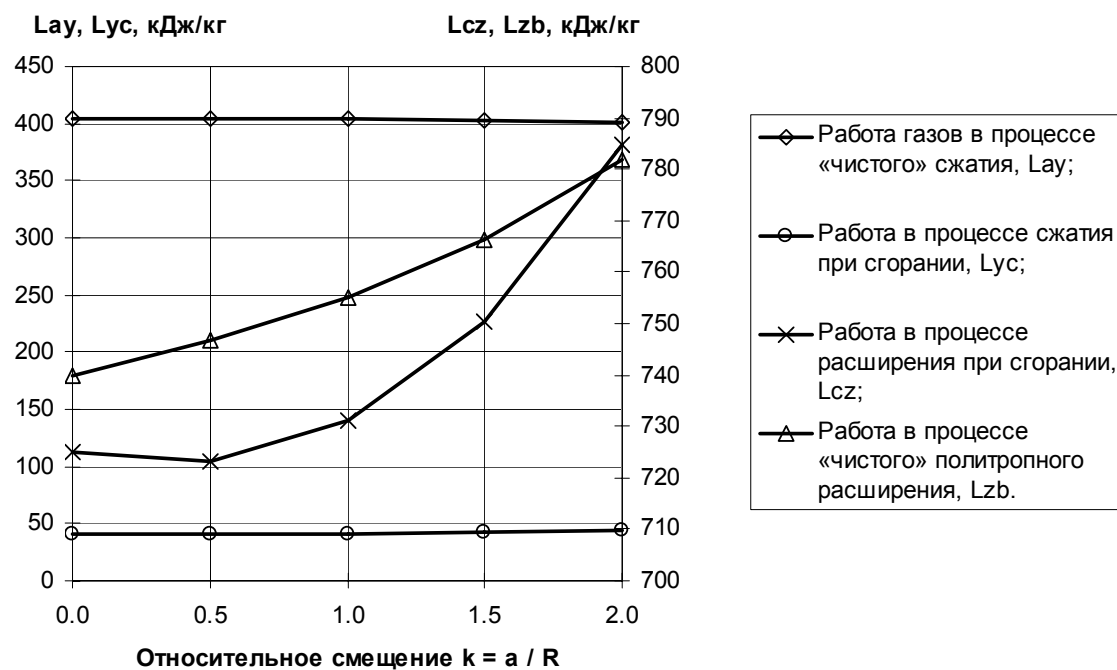


Рисунок 3. Величины удельных работ процессов цикла дизельного ДВС в зависимости от относительного смещения.

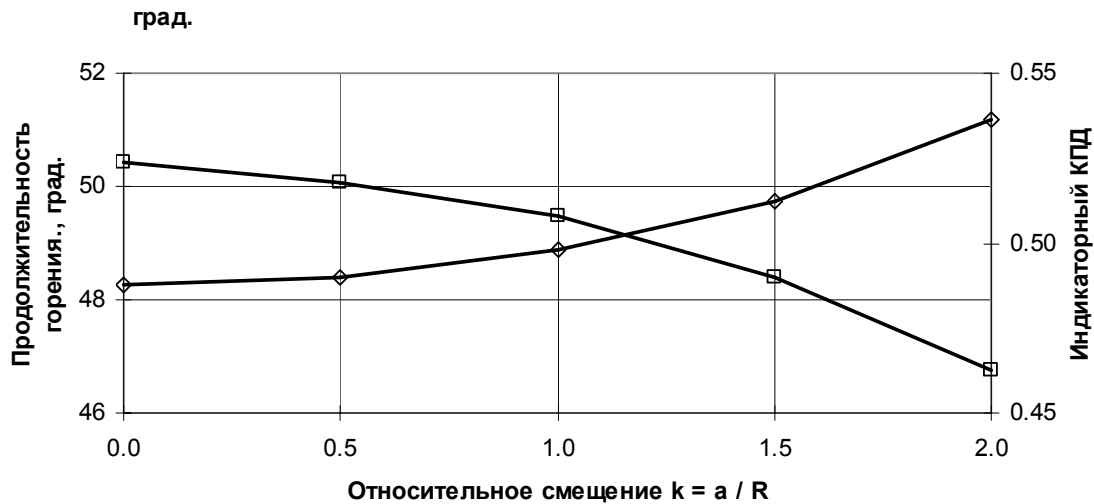


Рисунок 4. График расчетной продолжительности горения и индикаторного КПД цикла дизельного ДВС.

дезаксиального двигателя имеет место дисбаланс сил, возникающих от противовесов и поступательно-движущих масс, так как законы изменения ускорений этих масс значительно отличаются друг от друга.

Зависимости и результаты исследования уравнивания дезаксиального ДВС приведены в [11]. Зависимости для перемещения, скорости и ускорения поршня представлены в виде ряда, разложенного с помощью бинома Ньютона, что позволило разложить величину ускорения на составляющие порядки уравнивания.

Ускорение поршня, разложенное по биному Ньютона до 5-го порядка, имеет следующий вид, [11]:

$$J_n = \cos \varphi + m_2 m_3 + m_3 (z_2^2 + z_1 z_3) + m_4 (2z_1 z_2^2 + z_1^2 z_3) + m_5 (3z_1 z_2^2 + z_1^3 z_3) + \dots, \quad (6)$$

где $m_2 = 0,5\lambda$; $m_3 = 0,125\lambda^3$; $m_4 = 0,0625\lambda^5$; $m_5 = 0,0390625\lambda^7$; $z_1 = k^2 - 2k \sin \varphi + \sin^2 \varphi$; $z_2 = \sin 2\varphi - 2k \cos \varphi$; $z_3 = 2\cos 2\varphi + 2k \sin 2\varphi$.

Как было уже указано, что проблему уравнивания такого типа двигателей решают кинематические схемы, приведенные в работах [3, 4 и 8].

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Особенности проектирования современных двигателей, предусматривающие наряду с повыше-

нием качества, снижение времени проектирования, требуют перехода к созданию программного обеспечения, позволяющего выполнить расчеты двигателей внутреннего сгорания с высокой точностью в кратчайшие сроки. При этом особенно возрастает роль расчетов, которые должны быть ориентированы на систематическое применение ЭВМ и выполнены на качественно новом, более высоком, уровне.

Приведенные в данной статье формулы позволяют выполнить расчеты двигателей внутреннего сгорания при любом значении относительного смещения на ЭВМ, не используя графических методов, и тем самым, повысить точность и скорость расчетов.

Результаты исследований модели циклов дизельных двигателей показали, что работа газов в процессах «чистого» сжатия и сжатия при сгорании изменяются незначительно и большого влияния на величину индикаторного КПД не имеют, тогда как работа газов в процессе расширения при сгорании и последующем расширении продуктов сгорания существенно возрастает. Индикаторный КПД цикла увеличивается с ростом относительного смещения КШМ, а расчетная продолжительность горения уменьшается.

Полученные результаты дают основание рекомендовать представленную методику расчета для применения в практике проектирования ДВС с большим относительным смещением КШМ.

Литература

1. Мищенко, Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания / Н. И. Мищенко. – Донецк : «Лебедь», 1998. – 228 с.
2. Двигун внутрішнього згоряння : пат. 7354 Україна : F 02 B 75/32 / Кльосов В. О., Підгорний О. С. ; власник Кльосов В. О. – № 95041551 ; заявл. 03.04.95 ; опубл. 29.09.95, Бюл. № 3. – 4 с. : іл.
3. Двигун внутрішнього згоряння з більшим дезаксіалом у кривошипно-шатунних механізмах : пат. 39720 Україна : МПК F02B 75/32 / Мартинюк А. В. ; власник Мартинюк А. В. – № u 2008 11677 ; заявл. 30.09.2008 ; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5. – 4 с. : іл.
4. Двигун внутрішнього згоряння з більшим дезаксіалом у кривошипно-шатунних механізмах : пат. 39721 Україна : МПК F02B 75/32 / Мартинюк А. В. ; власник Мартинюк А. В. – № u 2008 11678 ; заявл. 30.09.2008 ; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5. – 4 с. : іл.
5. Каткарт, Алан. На соляре / Каткарт Алан // МОТО. – 2006. – № 8. – С. 54–57.
6. Горожанкин, С. А. Особенности кинематики ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов / С. А. Горожанкин, А. В. Мартинюк // Вісник Донбаської нац. академії будівництва і архітектури : зб. наук. праць // М-во освіти і науки України, ДонНАБА. – 2006. – Вып. 6 (62) : Технологія, організація, механізація та геодезичне забезпечення будівництва. – С. 32–35.
7. Мартинюк, А. В. Расчет процессов дизельного двигателя с учетом дезаксиала. Авиационно-космическая техника и технология / А. В. Мартинюк // Авиационно космическая техника и технология. – 2009. – Вып. 8 (65). – С. 81–85.
8. Пристрій для зрівноваження кривошипно-шатунного механізму з великим дезаксіалом : пат. 27528 Україна : МПК F02B 75/32 / Горожанкін С. А., Мартинюк А. В. ; власник Горожанкін С. А., Мартинюк А. В. – № u 2007 04891 ; заявл. 03.05.2007 ; опубл. 12.11.2007, Бюл. № 18. – 4 с. : іл.
9. Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателя / И. И. Вибе. – М. : Машгиз, 1962. – 173 с.
10. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей : учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин [и др.] ; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с., ил.
11. Горожанкин, С. А. Уравновешивание двигателей внутреннего сгорания с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом / Горожанкин С. А., Мартинюк А. В. // Сборник научных работ Луганского национального аграрного университета. Сер. Технические науки. – 2007. – № 70 (93). – С. 114–124.

Мартинюк Андрій Вікторович — начальник проектно-конструкторського відділу управління з нових технологій і технічного переобладнання ЗАО «ММЗ», аспірант заочної форми навчання Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: вплив зміни дезаксіала в кривошипно-шатунному механізмі двигуна внутрішнього згоряння на його робочі характеристики.

Мартинюк Андрей Викторович — начальник проектно-конструкторского отдела управления по новым технологиям и техническому перевооружению ЗАО «ММЗ», аспирант заочной формы обучения Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: влияние изменения дезаксиала в кривошипно-шатунном механизме двигателя внутреннего сгорания на его рабочие характеристики.

Andrey Martynuk — the Manager of Design and Engineering Department on Innovative Techniques and Technical Retooling of the close company «MMW», an extramural postgraduate of the Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Research interests: impact of disaxial change in crank mechanism of internal combustion engine on its specifications.