

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.43.31.365

doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-41-49

Уравновешивание моментов двигателя VR5 с учетом дезаксажа и угла развала цилиндров

Н.Д. Чайнов¹, П.Р. Вальехо Мальдонадо²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Российский университет дружбы народов

Balancing the Moments of a VR5 Engine Taking into Account a Desaxial Crank Mechanism and Cylinder Camber Angle

N.D. Chainov¹, P.R. Vallejo Maldonado²¹ Bauman Moscow State Technical University² People's Friendship University of Russia

Автомобильные поршневые двигатели с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом характеризуются высокой виброактивностью, вызванной циклическим изменением давления рабочего тела в цилиндрах и сил инерции, связанных с возвратно-поступательным и вращательным перемещениями подвижных масс этого механизма. Свойства, отражающие потребительские характеристики поршневого двигателя (в том числе акустические), во многом определяются уровнем вибраций элементов конструкции дезаксиального кривошипно-шатунного механизма, но в первую очередь уравновешенностью сил инерции при работе. Рассмотрено уравновешивание пятицилиндровых четырехтактных VR-образных двигателей с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы, позволяющие находить и анализировать моменты сил инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс, возникающие в таких двигателях при заданных значениях угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравновешивания моментов сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс.

Ключевые слова: уравновешивание моментов, равномерное чередование вспышек, VR-образный двигатель, угол развала цилиндров

Automobile piston engines with a desaxial crank mechanism are characterized by increased vibration activity associated with a cyclic change in the pressure of the working fluid in the cylinders and inertial forces associated with the reciprocating and rotational movement of the crank mechanism moving masses. Properties reflecting the consumer properties of the engine, including acoustic characteristics, are largely determined by the level of vibration of the structural elements of the desaxial crank mechanism and, first of all, by the balance of inertial forces during operation. The article discusses balancing of five-cylinder four-stroke

VR type engines with a desaxial crank mechanism and uniform flash alternation. The authors introduce formulas that can be used to determine and analyze moments of the inertia forces of the reciprocating and rotating masses arising in VR5 engines at the set values of the cylinder camber angle, the ratio of the crank radius to the connecting rod length and the relative displacement of the cylinder axis. A method of balancing the moments of inertia forces of the reciprocating and rotating masses is proposed.

Keywords: balancing the moments, uniform flash alternation, VR-shaped engine, cylinder camber angle

В современном автомобилестроении находят применение пятицилиндровые четырехтактные двигатели внутреннего сгорания (далее двигатель) с рабочим объемом 2,3...3,0 л [1, 2]. При этом представляет практический интерес кинематическая схема пятицилиндрового VR-образного двигателя (далее двигатель VR-5) с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом (КШМ), обеспечивающая ему высокую компактность. Длина такого силового агрегата существенно меньше, чем у рядного двигателя, а при малом угле развала ($\gamma_{ц} = 8...20^\circ$) [3–7] он имеет одну головку на все цилиндры.

Особенностью двигателя VR-5 является значительный дезаксаж e (рис. 1), необходимый для облегчения доступа к нижним головкам шатунов. При этом дезаксаж в правом и левом рядах цилиндров разнонаправлен [8–11]. Рав-

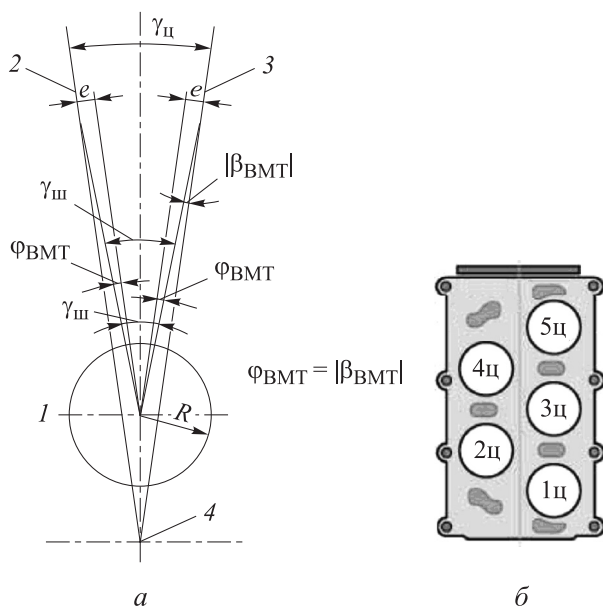


Рис. 1. Конструктивные особенности двигателя VR5 с дезаксиальным КШМ:

a — кинематическая схема (1 — ось коленчатого вала; 2 и 3 — ось левого и правого цилиндра; 4 — след линии пересечения плоскостей осей цилиндров); b — схема расположения цилиндров 1ц–5ц; $|\beta_{ВМТ}|$ — абсолютное значение угла отклонения шатуна относительно оси цилиндра в дезаксиальном КШМ при положении механизма в ВМТ

номерное чередование вспышек достигается соответствующими значениями углов заклинки кривошипов коленчатого вала.

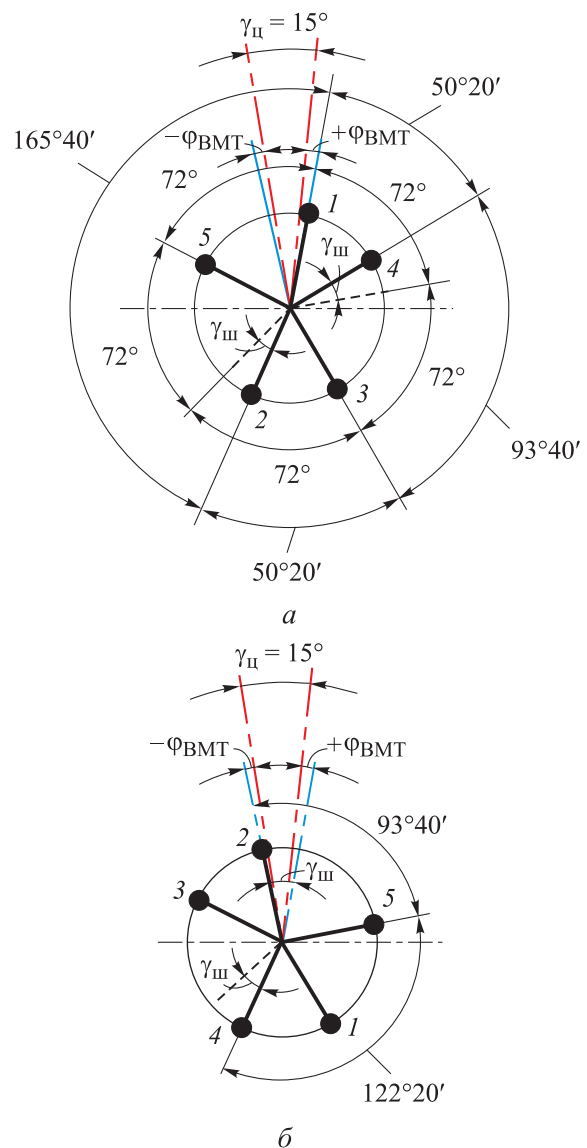


Рис. 2. Расчетная схема заклинки кривошипов коленчатого вала с соответствующими углами, обеспечивающими равномерное чередование вспышек в двигателе VR5 Volkswagen, при положении КШМ в ВМТ первого (a) и второго (b) цилиндров с углом развала $\gamma_{ц} = 15^\circ$: 1–5 — номера кривошипов

В качестве примера рассмотрим двигатель VR5 Volkswagen со следующими основными параметрами [12]:

- угол развала цилиндров $\gamma_{ц} = 15^\circ$;
- абсолютное смещение оси цилиндра $e = 12,5$, мм;
- относительное смещение оси цилиндра $K = e/R = 0,278$;
- отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна $L_{ш} \lambda = R/L_{ш} = 0,265$;
- абсолютное значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра в дезаксиальном КШМ при его положении в верхней мертвой точке (ВМТ) $|\varphi_{ВМТ}| = \arcsin [\lambda K / (1 + \lambda)] = 3^\circ 20'$;
- угол смещения второго и четвертого кривошипов рассматриваемого силового агрегата

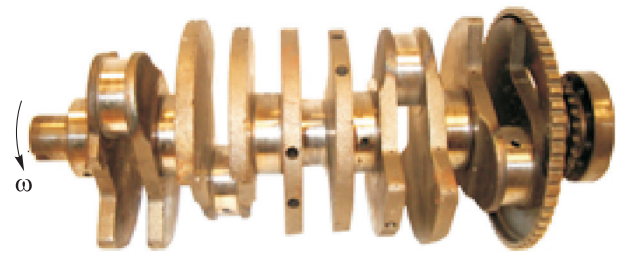


Рис. 3. Общий вид полноопорного коленчатого вала двигателя VR5 Volkswagen

относительно их расположения в традиционном рядном двигателе $\gamma_{ш} = \gamma_{ц} + |\varphi_{ВМТ}| = 21^\circ 40'$.

Расчетная схема заклинки кривошипов коленчатого вала с соответствующими углами, обеспечивающими равномерное чередование вспышек в двигателе VR5 Volkswagen, при по-

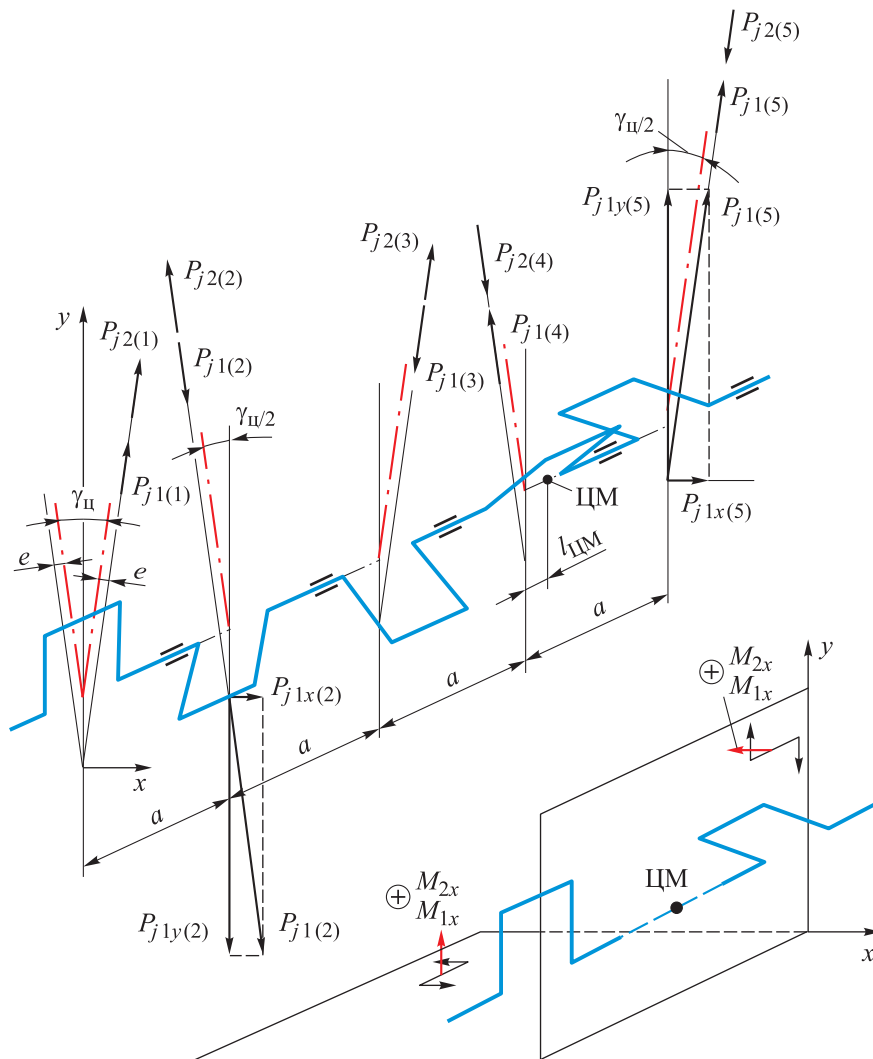


Рис. 4. Схема определения сил инерции ВПДМ и их моментов, возникающих в двигателе VR5 Volkswagen: $P_{j1(1)}, \dots, P_{j1(5)}$ и $P_{j2(1)}, \dots, P_{j2(5)}$ — силы инерции ВПДМ первого и второго порядков, действующие в цилиндрах 1–5; $P_{j1x(2)}, P_{j1x(5)}$ и $P_{j1y(2)}, P_{j1y(5)}$ — проекции сил инерции ВПДМ первого порядка, действующих в цилиндрах 2 и 5, на оси x и y соответственно; M_{1x}, M_{2x} и M_{1y}, M_{2y} — проекции моментов сил инерции ВПДМ первого и второго порядков на оси x и y соответственно

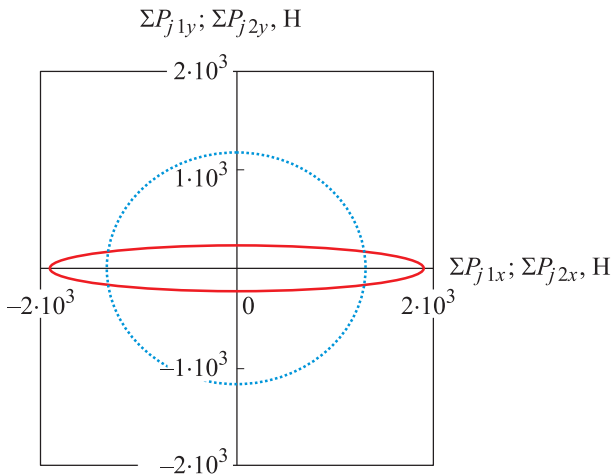


Рис. 5. Годограф суммарных сил инерции ВПДМ первого (—) и второго (.....) порядков двигателя VR5 Volkswagen при частоте вращения коленчатого вала $n = 6200 \text{ мин}^{-1}$ и угле развала цилиндров $\gamma_{\text{ц}} = 15^\circ$:

ΣP_{j1x} , ΣP_{j2x} и ΣP_{j1y} , ΣP_{j2y} — проекции суммарных сил инерции первого и второго порядков на оси x и y соответственно

ложении КШМ в ВМГ первого и второго цилиндров с углом развала $\gamma_{\text{ц}} = 15^\circ$, приведена на рис. 2. Внешний вид полноопорного коленчатого вала показан на рис. 3, где ω — его угловая скорость.

Цель работы — создание методики уравнивания пятицилиндровых четырехтактных VR-образных двигателей с дезаксиальным КШМ и равномерным чередованием вспышек.

В высокооборотных поршневых двигателях необходимо уравнивать силы инерции возвратно-поступательно (ВПДМ) и вращатель-

но движущихся масс и моменты этих сил [13–15]. При анализе уравнивания двигателя VR5 указанные силы заменяют их проекциями на ортогональные оси x и y . Ось y перпендикулярна оси коленчатого вала и совпадает с направлением биссектрисы угла развала цилиндров $\gamma_{\text{ц}}$ (рис. 4).

В двигателе VR5 результирующие (суммарные) силы инерции ВПДМ первого ΣP_{j1} и второго ΣP_{j2} порядков не уравновешены [16] (рис. 5). Однако значения этих сил невелики, и уравнивать их нецелесообразно.

Моменты сил инерции ВПДМ первого и второго порядков находят относительно центра масс (ЦМ) двигателя. Согласно рис. 4, выражения для определения проекций суммарных моментов имеют следующий вид:

- в вертикальной плоскости

$$\Sigma M_{1y} = m_j R \omega^2 [(0,324a - 0,012l_{\text{цм}}) \cos \varphi + (-0,293a + 0,0146l_{\text{цм}}) \sin \varphi] \cos \frac{\gamma_{\text{ц}}}{2}; \quad (1)$$

$$\Sigma M_{2y} = m_j R \omega^2 \lambda [(5,158a + 0,368l_{\text{цм}}) \cos 2\varphi - (1,345a + 0,0738l_{\text{цм}}) \sin 2\varphi] \cos \frac{\gamma_{\text{ц}}}{2}; \quad (2)$$

- в горизонтальной плоскости

$$\Sigma M_{1x} = m_j R \omega^2 [(3,667a + 0,959l_{\text{цм}}) \cos \varphi + (-2,509a + 0,786l_{\text{цм}}) \sin \varphi] \sin \frac{\gamma_{\text{ц}}}{2}; \quad (3)$$

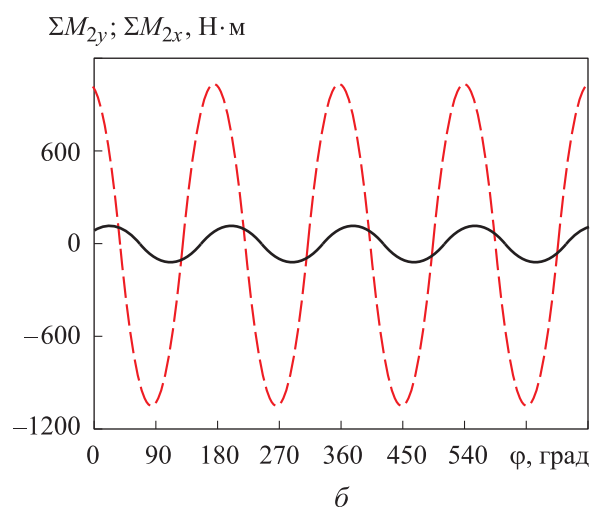
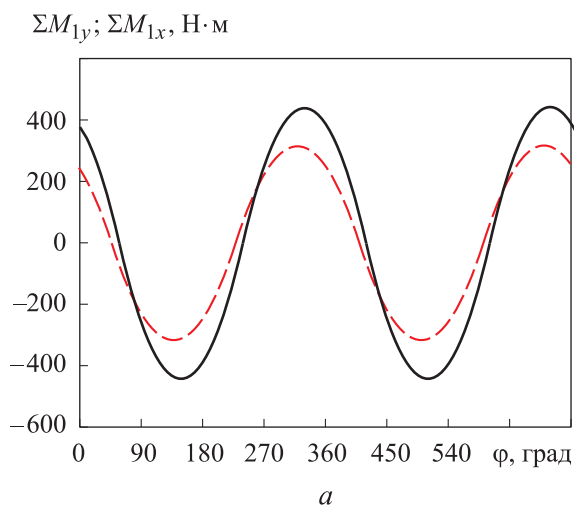


Рис. 6. Зависимости суммарных моментов сил инерции ВПДМ первого (а) и второго (б) порядков, действующих в вертикальной ΣM_{1y} , ΣM_{2y} (---) и горизонтальной ΣM_{1x} , ΣM_{2x} (—) плоскостях двигателя VR-5 от угла поворота кривошипа φ при $m_j = 0,622 \text{ кг}$, $R = 0,045 \text{ м}$, $n = 6200 \text{ мин}^{-1}$, $a = 0,063 \text{ м}$, $\gamma_{\text{ц}} = 15^\circ$ и $l_{\text{цм}} = 0,0158 \text{ м}$

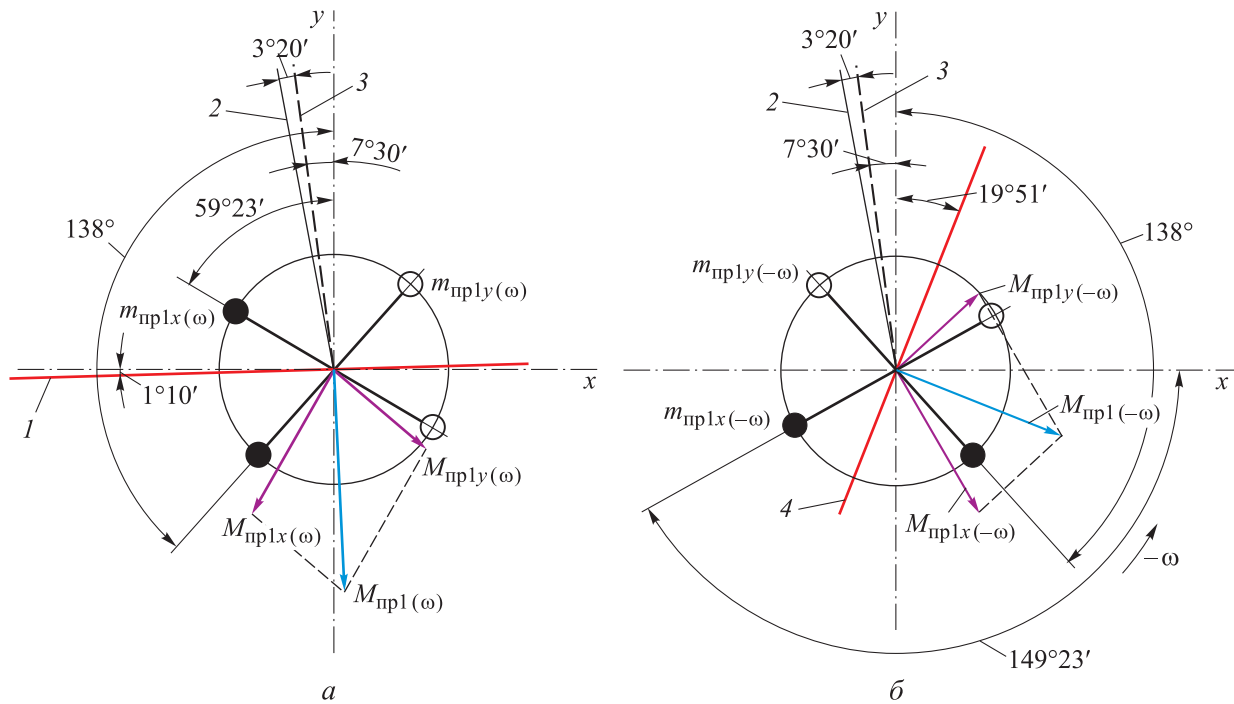


Рис. 7. Схемы уравновешивания моментов сил инерции ВПДМ первого порядка с помощью противовесов, установленных на дополнительных валах, вращающихся с угловыми скоростями ω (а) и $-\omega$ (б):

1 и 4 — плоскость расположения масс противовесов $m_{пр1(\omega)}$ и $m_{пр1(-\omega)}$; 2 — направление первого кривошипа в ВМТ; 3 — направление оси первого цилиндра; $m_{пр1x(\omega)}$, $m_{пр1x(-\omega)}$ и $m_{пр1y(\omega)}$, $m_{пр1y(-\omega)}$ — массы противовесов, вращающихся с угловыми скоростями ω и $-\omega$ для уравновешивания моментов, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях, соответственно

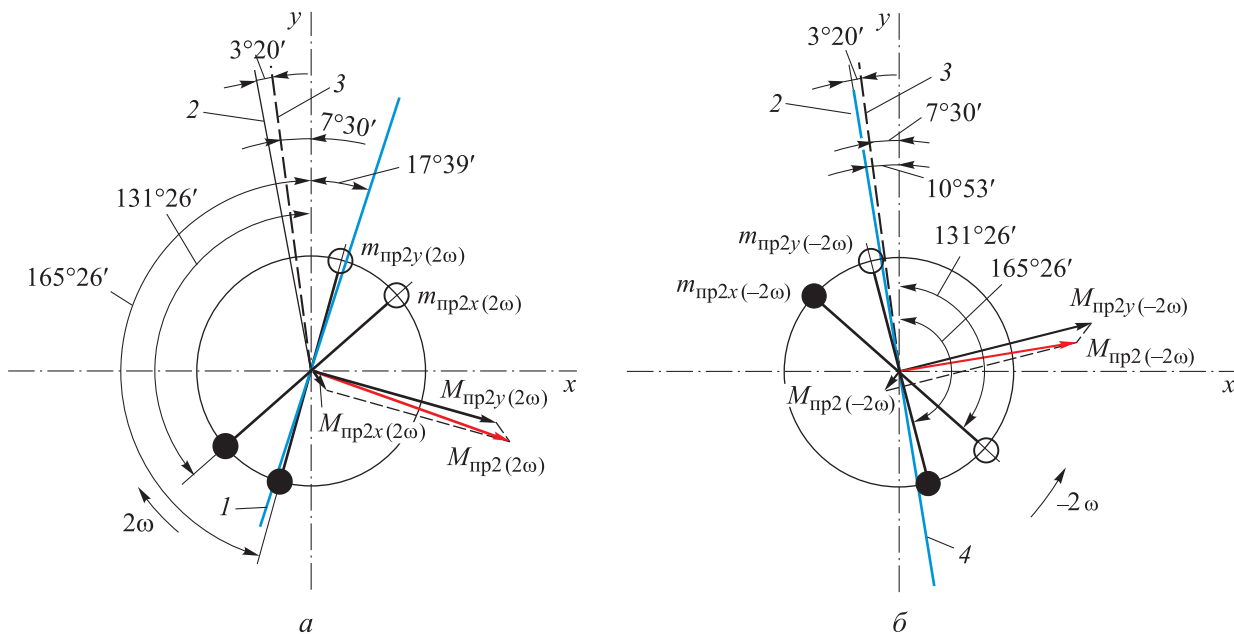


Рис. 8. Схемы уравновешивания моментов сил инерции ВПДМ второго порядка с помощью противовесов, установленных на дополнительных валах, вращающихся с угловыми скоростями 2ω (а) и -2ω (б):

1 и 4 — плоскость расположения масс противовесов $m_{пр2(2\omega)}$ и $m_{пр2(-2\omega)}$; 2 — направление первого кривошипа в ВМТ; 3 — направление оси первого цилиндра; $m_{пр2x(2\omega)}$, $m_{пр2x(-2\omega)}$ и $m_{пр2y(2\omega)}$, $m_{пр2y(-2\omega)}$ — массы противовесов, вращающихся с угловыми скоростями 2ω и -2ω для уравновешивания моментов, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно

$$\Sigma M_{2x} = m_j R \omega^2 \lambda \left[(3,078a + 0,632l_{\text{цм}}) \cos 2\varphi + (2,072a + 3,151l_{\text{цм}}) \sin 2\varphi \right] \sin \frac{\gamma_{\text{ц}}}{2}, \quad (4)$$

где m_j — масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение; R — радиус кривошипа; a — расстояние между кривошипами; $l_{\text{цм}}$ — расстояние от кривошипа до ЦМ; φ — угол поворота кривошипа относительно оси цилиндра.

Результаты расчета по выражениям (1)–(4) приведены на рис. 6.

Полное уравнивание моментов сил инерции ВПДМ достигается путем установки противовесов на дополнительные валы, параллельные оси коленчатого вала (рис. 7 и 8).

При угле поворота кривошипа $\varphi = 0$ (рис. 7, а) момент $M_{\text{пр}1(\omega)}$ (как и его составляющие $M_{\text{пр}1x(\omega)}$ и $M_{\text{пр}1y(\omega)}$), действует в плоскости, отстоящей от оси x на угол $1^\circ 10'$ по ходу часовой стрелки,

а момент $M_{\text{пр}1(-\omega)}$ (как и его составляющие $M_{\text{пр}1x(-\omega)}$ и $M_{\text{пр}1y(-\omega)}$) — в плоскости, отстоящей от оси y на угол $19^\circ 51'$ против хода часовой стрелки (рис. 7, б).

При угле поворота кривошипа $\varphi = 0$ (рис. 8, а) момент $M_{\text{пр}2(2\omega)}$ (как и его составляющие $M_{\text{пр}2x(2\omega)}$ и $M_{\text{пр}2y(2\omega)}$) действует в плоскости, отстоящей от оси y на угол $17^\circ 39'$ по ходу часовой стрелки, а момент $M_{\text{пр}2(-2\omega)}$ (как и его составляющие $M_{\text{пр}2x(-2\omega)}$ и $M_{\text{пр}2y(-2\omega)}$) — в плоскости, отстоящей от оси y на угол $10^\circ 53'$ против хода часовой стрелки (рис. 8, б).

Центробежные силы инерции вращающихся масс и их моменты, действующие в двигателе VR5. Суммарная центробежная сила инерции (рис. 9) определяется также с помощью проекций на ортогональные оси x и y .

Складывая алгебраически проекции центробежных сил инерции первого–пятого цилин-

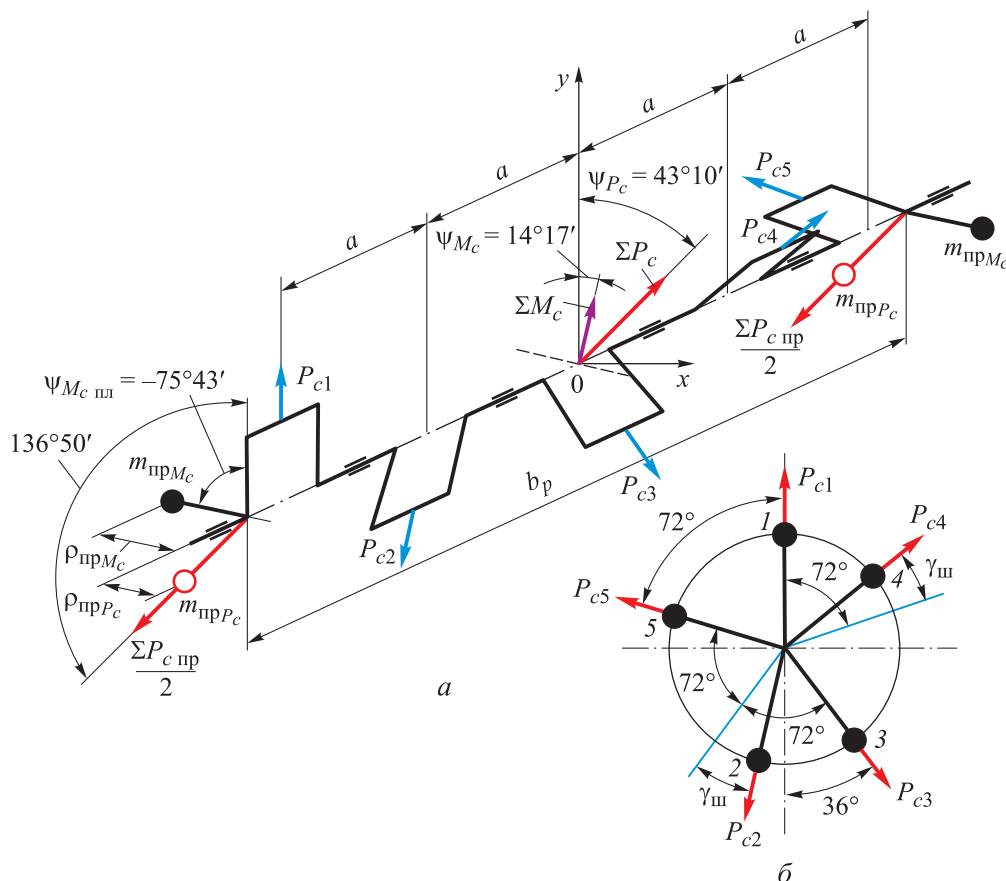


Рис. 9. Схемы уравнивания центробежных сил инерции и их моментов в двигателе VR5:
 а — пространственное расположение противовесов на коленчатом валу; б — углы заклнки кривошипов;
 1–5 — номера цилиндров и кривошипов; \circ и \bullet — противовесы для уравнивания центробежных сил инерции
 и их моментов; $P_c \text{ пр}$ — центробежная сила противовеса; b_p — расстояние между плоскостями вращения противовесов;
 $\rho_{\text{пр}P_c}$ и $\rho_{\text{пр}M_c}$ — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести противовеса для уравнивания
 центробежной силы инерции и ее момента; ψ_{P_c} и ψ_{M_c} — углы, определяющие плоскости действия соответственно
 суммарной центробежной силы и ее момента относительно оси y

дров P_{c1}, \dots, P_{c5} , получаем следующие выражения для вычисления проекций суммарных центробежных сил инерции:

- в вертикальной плоскости

$$\Sigma P_{cy} = P_c \left(\sin^2 \frac{\gamma_{ш}}{2} + 0,36327 \sin \gamma_{ш} \right);$$

- в горизонтальной плоскости

$$\Sigma P_{cx} = P_c \left[\frac{\sin \gamma_{ш}}{2} - 0,72654 \left(\sin^2 \frac{\gamma_{ш}}{2} \right)^2 \right].$$

Здесь P_c — центробежная сила инерции, действующая в одном цилиндре (см. рис. 9),

$$P_c = -(m_k + m_{к.ш})R\omega^2,$$

где m_k — неуравновешенная масса колена, приведенная к радиусу кривошипа; $m_{к.ш}$ — часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки.

Моменты центробежных сил инерции вращающихся масс относительно точки центра коленчатого вала «0» (см. рис. 9) [17–20] найдем также с помощью их проекций на оси y и x .

Складывая алгебраически проекции векторов моментов центробежных сил инерции всех цилиндров, получаем выражения для определения проекций суммарных моментов центробежных сил инерции:

- в вертикальной плоскости

$$\Sigma M_{cy} = aP_c (1,382 - 1,5388 \sin \gamma_{ш} - 1,1181 \cos \gamma_{ш});$$

- в горизонтальной плоскости

$$\Sigma M_{cx} = aP_c (1,9021 - 1,1181 \sin \gamma_{ш} - 1,5388 \cos \gamma_{ш}).$$

Суммарная центробежная сила

$$\Sigma P_c = \sqrt{(\Sigma P_{cx})^2 + (\Sigma P_{cy})^2}.$$

Суммарный момент центробежных сил

$$\Sigma M_c = \sqrt{(\Sigma M_{cx})^2 + (\Sigma M_{cy})^2}.$$

Плоскость действия суммарного момента ΣM_c смещена на угол $\psi_{M_{cпл}} = -75^\circ 43'$ относительно направления кривошипа первого цилиндра.

Суммарные центробежная сила ΣP_c и момент ΣM_c могут быть уравновешены, например, двумя соответствующими противовесами массой $m_{прP_c}$ и $m_{прM_c}$, установленными на продолжении крайних щек коленчатого вала первого и пятого цилиндров соответственно (см. рис. 9). В этом случае уравновешивание ΣP_c и ΣM_c достигается при направлении радиусов этих противовесов под углами соответственно $136^\circ 50'$ и $75^\circ 43'$ относительно первого кривошипа против направления вращения коленчатого вала.

Выводы

1. Предложены выражения для расчета инерционных сил и моментов возвратно-поступательно и вращательно движущихся масс двигателя VR5 с дезаксиальным КШМ и равномерным чередованием вспышек.

2. Показана возможность полного уравновешивания моментов сил инерции возвратно-поступательно и вращательно движущихся масс двигателя такого типа с помощью установки дополнительных балансирных валов.

3. Приведенные зависимости позволяют определить параметры уравновешивающих устройств.

Литература

- [1] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 536 с.
- [2] Луканин В.Н., ред. *Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование*. Москва, Высшая школа, 2005. 400 с.
- [3] Яманин А.И., Жаров А.В. *Динамика поршневых двигателей*. Москва, Машиностроение, 2003. 464 с.
- [4] Ebel B., Kirsch U. Der neue Fünfzylindermotor von Volkswagen. *MTZ. Motortechnische Zeitschrift*, 1998, vol. 59, no. 1, pp. 8–19.
- [5] Deutsch H., Metzner F., Meyer-Hessing F. *V-type Internal Combustion Engine Arrangement*. Patent U.S. no. 6,076,489, F02B 75/22, 2000. 8 p.
- [6] Visek T. *Verbrennungsmotor mit Zylindern in enger V-Anordnung*. European Patent Office EP 1146219A1, F02F7/00, F02B 75/22/, Steyr Motorentechnik Ges.m.b.H. no. 00890113.4, 11.04.2000, 17.10.2001, Patentblatt 2001/42. 9 p.
- [7] Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами. *Двигателестроение*, 2019, № 3, с. 27–30.

- [8] Гусаров В.В., Газиалиев С.В. Анализ уравновешенности двигателя типа VR5. *Автомобильная промышленность*, 2012, № 6, с. 13–15.
- [9] Антошкин А.С. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм в дизеле. *Ползуновский вестник*, 2006, № 4-1, с. 10–15.
- [10] Новиков Е.А., Тимошенко Д.В. Повышение компактности поршневого двигателя внутреннего сгорания. *Ученые заметки ТОГУ*, 2017, т. 8, № 4, с. 80–86. URL: http://pnu.edu.ru/media/ejournal/articles-2017/TGU_8_271.pdf
- [11] Мартынюк А.В. Расчет процессов дизельного двигателя с учетом дезаксиала. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2009, № 8(65), с. 81–85. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2009_8_19
- [12] Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек. *Грузовик*, 2015, № 6, с. 14–20.
- [13] Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Уравновешивание V-образных двигателей с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов. *Двигательостроение*, 2019, № 2, с. 17–25.
- [14] Григорьев Е.А. *Периодические и случайные силы, действующие в поршневом двигателе*. Москва, Машиностроение, 2002. 272 с.
- [15] Чистяков В.К. *Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989. 256 с.
- [16] Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К., Чайнов Н.Д. *Кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы Mathcad*. Москва, МГМУ «МАМИ», 2012. 120 с.
- [17] Гусаров В.В. *Уравновешивание поршневых двигателей*. Москва, МГИУ, 2010. 134 с.
- [18] Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. *Колебания силового агрегата автомобиля*. Москва, Машиностроение, 1976. 266 с.
- [19] Сегаль В.Ф. *Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания*. Ленинград, Машиностроение, 1974. 248 с.
- [20] Попык К.Г. *Динамика автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Высшая школа, 1972. 327 с.

References

- [1] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevyykh dvigateley* [Design and calculation of piston engines]. Moscow, Bauman Press, 2018. 536 p.
- [2] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 3 kn. Kn. 2. Dinamika i konstruirovaniye* [Internal combustion engines. In 3 b. B. 2. Dynamics and design]. Ed. Lukanin V.N. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2005. 400 p.
- [3] Yamanin A.I., Zharov A.V. *Dinamika porshnevyykh dvigateley* [Piston engine dynamics]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2003. 464 p.
- [4] Ebel B., Kirsch U. Der neue Fünfzylindermotor von Volkswagen. *MTZ. Motortechnische Zeitschrift*, 1998, vol. 59, no. 1, pp. 8–19.
- [5] Deutsch H., Metzner F., Meyer-Hessing F. *V-type Internal Combustion Engine Arrangement*. Patent U.S. no. 6,076,489, F02B 75/22, 2000. 8 p.
- [6] Visek T. *Combustion engine with cylinders in a narrow V-arrangement*. European patent Office EP 1146219A1, F02F7/00, F02B75/22/, Steyr Motorentechnik Ges.m.b.H. no. 00890113.4, April 11, 2000, October 17, 2001, Patent Gazette 2001/42. 9 p.
- [7] Maslov A.P., Levtsov M.V. Kinematic and dynamic analysis of W-engine featuring slave connecting rods. *Dvigatestroyeniye*, 2019, no. 3, pp. 27–30 (in Russ.).
- [8] Gusarov V.V., Gazialiyev S.V. VR5 Engine Balancing Analysis. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2012, no. 6, pp. 13–15 (in Russ.).
- [9] Antoshkin A.S. Decaxial crankshaft connector in diesel. *Polzunovskiy vestnik*, 2006, no. 4-1, pp. 10–15 (in Russ.).
- [10] Novikov E.A., Timoshenko D.V. Increasing the compactness of a piston internal combustion engine. *Uchenyye zametki TOGU*, 2017, vol. 8, no. 4, pp. 80–86 (in Russ.). Available at: http://pnu.edu.ru/media/ejournal/articles-2017/TGU_8_271.pdf

- [11] Martynuk A.V. Calculation of diesel engine processes taking into account deaxial. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2009, no. 8(65), pp. 81–85 (in Russ.). Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2009_8_19
- [12] Val'yekho Mal'donado P.R., Runovskiy K.S., Chaynov N.D. Balancing a V-shaped 6-cylinder four-stroke engine with a 90° camber angle and uniform alternating flashes. *Truck*, 2015, no. 6, pp. 14–20 (in Russ.).
- [13] Val'yekho Mal'donado P.R., Chaynov N.D. Balancing of V-engines featuring offset of adjacent pins. *Dvigatelistroyeniye*, 2019, no. 2, pp. 17–25 (in Russ.).
- [14] Grigor'yev E.A. *Periodicheskiye i sluchaynyye sily, deystvuyushchiye v porshnevom dvigateli* [Periodic and random forces acting in a piston engine]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2002. 272 p.
- [15] Chistyakov V.K. *Dinamika porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [The dynamics of piston and combined internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1989. 256 p.
- [16] Val'yekho Mal'donado P.R., Grishin D.K., Chaynov N.D. *Kinematicheskiy i dinamicheskiy raschety krivoshipno-shatunnogo mekhanizma s pritsepnyim shatunom V-obraznogo dvigatelya vnutrennego sgoraniya s primeneniye programmy Mathcad* [Kinematic and dynamic calculations of a crank mechanism with a hook-on connecting rod of a V-shaped internal combustion engine using the Mathcad program]. Moscow, MGIMU "MAMI" publ., 2012. 120 p.
- [17] Gusarov V.V. *Upravleniye porshnevnykh dvigateley* [Piston balancing]. Moscow, MGIMU publ., 2010. 134 p.
- [18] Tol'skiy V.E., Korchemnyy L.V., Latyshev G.V., Minkin L.M. *Kolebaniya silovogo agregata avtomobilya* [Fluctuations in the powertrain of a car]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1976. 266 p.
- [19] Segal' V.F. *Dinamicheskiye raschety dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Dynamic calculations of internal combustion engines]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1974. 248 p.
- [20] Popyk K.G. *Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Dynamics of automobile and tractor engines]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1972. 327 p.

Статья поступила в редакцию 20.11.2019

Информация об авторах

ЧАЙНОВ Николай Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ndchainov@yandex.ru).

ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО Пабло Рамон — кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и приборостроение». Российский университет дружбы народов (117198, Москва, Российская Федерация, ул. Миклухо-Маклая, д. 6, e-mail: prvm@rambler.ru).

Information about the authors

CHAINOV Nikolai Dmitrievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Piston Engines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ndchainov@yandex.ru).

VALLEJO MALDONADO Pablo Ramon — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Mechanical and Instrument Engineering. Peoples' Friendship University of Russia (117198, Moscow, Russian Federation, Miklukho-Maklaya St., Bldg. 6, e-mail: prvm@rambler.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Чайнов Н.Д., Вальехо Мальдонадо П.Р. Уравновешивание моментов двигателя VR5 с учетом дезаксажа и угла развала цилиндров. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 5, с. 41–49, doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-41-49

Please cite this article in English as:

Chainov N.D., Vallejo Maldonado P.R. Balancing the Moments of a VR5 Engine Taking into Account a Desaxial Crank Mechanism and Cylinder Camber Angle. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 5, pp. 41–49, doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-41-49