

При обеспечении подбора надлежащих передаточных чисел элементов трансмиссии таким условиям будет удовлетворять удельная мощность двигателей у общестроительных автомобилей-самосвалов в 14 л.с./т, а у карьерных самосвалов - 8 - 9 л.с./т.

Указанная рекомендация не относится к карьерным самосвалам общим весом более 150 т. Для таких тяжелых машин вопрос должен решаться с учетом конкретных карьеров и двигателей, находящихся в стадии производства.

А.Г. Александровский, Б.Е. Железко,
А.Н. Саррапин, А.С. Масюк

АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ V-ОБРАЗНОГО ВОСЬМИЦИЛИНДРОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С КРЕСТООБРАЗНЫМ КОЛЕНЧАТЫМ ВАЛОМ

Для современного развития автотракторного двигателестроения характерно применение V-образных конструктивных схем. Наибольшее распространение в автомобилестроении получили восьмицилиндровые V-образные двигатели с углом развала блоков цилиндров 90° и крестообразным коленчатым валом. Эти двигатели обеспечивают равномерное чередование процессов в цилиндрах и полностью уравниваются с помощью противовесов на коленчатом валу. Такая конструктивная схема трудно поддается компоновке при проектировании двигателей для пропашных тракторов из-за неудовлетворительных габаритов по ширине. Поэтому в данном случае предпочтение следует отдать V-образным схемам с углом развала блоков цилиндров меньшим, чем 90° , однако это приводит к усложнению схемы коленчатого вала и к ухудшению уравновешенности двигателя.

Настоящая работа посвящена анализу уравновешенности восьмицилиндрового V-образного четырехтактного двигателя с крестообразной схемой расположения кривошипов коленчатого вала. Конструктивная схема такого двигателя представлена на рис. 1. Рассматривается общий случай, когда угол развала блоков цилиндров может быть произвольным, а смежные шатунные шейки коленчатого вала в пределах каждого кривошипа могут быть развернуты друг относительно друга на угол $\psi = 90^\circ - \gamma$ или же иметь общую шатунную шейку на два

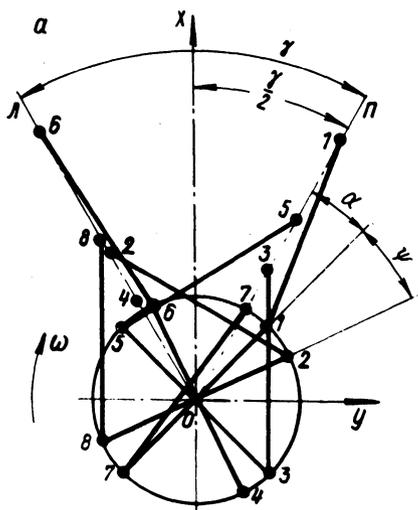
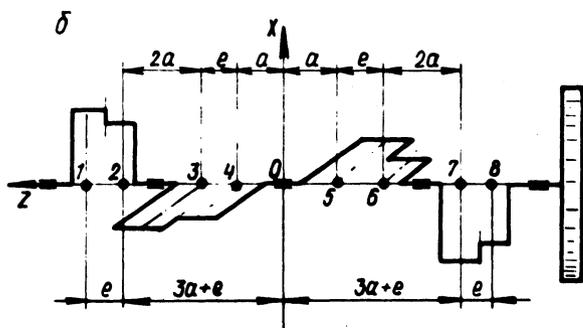


Рис. 1. Конструктивная схема V-образного восьмицилиндрового двигателя:
 Л — левый ряд цилиндров;
 П — правый ряд цилиндров.



смежных шатуна. Обозначения величин, а также основные формулы для анализа заимствованы из литературы по динамике автотракторных двигателей.

Анализ уравновешенности рассматриваемого двигателя сводится к определению сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка P_{jI} , второго порядка P_{jII} и центробежных сил инерции K_r , а также к определению продольных моментов от этих сил. Значения сил инерции для всех цилиндров двигателя, определенные по известным формулам с использованием рис. 1, приведены в табл. 1.

На основании схемы рис. 1, а по данным табл. 1 построены векторные диаграммы сил P_{jI} , P_{jII} и K_r , представленные на рис. 2, а, б, в. По векторным диаграммам определены проекции сил инерции на две продольные взаимно перпендику-

Таблица 1. Силы инерции, действующие в цилиндрах V-образного двигателя

№ цилинд- ров	Значения сил	P_{jI} ; P_{jII} и K_r
1	$P_{jI(1)} = C \cos \alpha$	$P_{jII(1)} = C \lambda \cos 2\alpha$
2	$P_{jI(2)} = C \cos(\psi + \alpha + \gamma)$	$P_{jII(2)} = C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
3	$P_{jI(3)} = C \cos(90^\circ + \alpha) = -C \sin \alpha$	$P_{jII(3)} = C \lambda \cos 2(90^\circ + \alpha) = -C \lambda \cos 2\alpha$
4	$P_{jI(4)} = C \cos(90^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \sin(\psi + \alpha + \gamma)$	$P_{jII(4)} = C \lambda \cos 2(90^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
5	$P_{jI(5)} = C \cos(270^\circ + \alpha) = C \sin \alpha$	$P_{jII(5)} = C \lambda \cos 2(270^\circ + \alpha) = -C \lambda \cos 2\alpha$
6	$P_{jI(6)} = C \cos(270^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = C \sin(\psi + \alpha + \gamma)$	$P_{jII(6)} = C \lambda \cos 2(270^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
7	$P_{jI(7)} = C \cos(180^\circ + \alpha) = -C \cos \alpha$	$P_{jII(7)} = C \lambda \cos 2(180^\circ + \alpha) = C \lambda \cos 2\alpha$
8	$P_{jI(8)} = C \cos(180^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \cos(\psi + \alpha + \gamma)$	$P_{jII(8)} = C \lambda \cos 2(180^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
$K_r = -m_r R \omega^2 = \text{const.}$		$C = -m_j R \omega^2 = \text{const.}$

лярные плоскости XOZ и YOZ . Значения этих проекций для всех цилиндров двигателя приведены в табл. 2, 3 и 4.

Таким образом, в восьмицилиндровых V-образных двигателях с крестообразным расположением кривошипов коленчатого вала все силы инерции взаимно уравновешиваются при любых углах развала блоков цилиндров.

Таблица 2. Проекция сил инерции I порядка на координатные

№ цилинд- ров	Значения проекций сил P_{jI}	
	XOZ	
1	$P_{jIx(1)} = C \cos \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = A_x$	
2	$P_{jIx(2)} = C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = B_x$	
3	$P_{jIx(3)} = -C \sin \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = -B_x$	
4	$P_{jIx(4)} = -C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = -\Gamma_x$	
5	$P_{jIx(5)} = C \sin \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = B_x$	
6	$P_{jIx(6)} = C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = \Gamma_x$	
7	$P_{jIx(7)} = -C \cos \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = -A_x$	
8	$P_{jIx(8)} = -C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = -B_x$	

Для анализа моментов от сил инерции, по данным рис. 1, б и табл. 2, 3, и 4, на плоскостях XOZ и YOZ построены векторные схемы проекций сил P_{ji} и K_r , представленные на рис. 3, а, б, и векторные схемы проекций сил P_{jII} , представленные на рис. 3, в, г.

Из схемы на рис. 3, а видно, что проекции сил P_{ji} и K_r на плоскости XOZ, т.е. силы P_{jIx} и K_{rx} , создают в этой плоскости относительно середины коленчатого вала суммарный момент первого порядка $\Sigma M_{I(XOZ)}$.

$$\Sigma M_{I(XOZ)} = (A_x + Ж)(3a + 2e) + (B_x + И)(3a + e) -$$

(к"и

на плоскости	
YOZ	
$P_{jIy(1)} = C \cos \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = A_y$	
$P_{jIy(2)} = -C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = -B_y$	
$P_{jIy(3)} = -C \sin \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = -B_y$	
$P_{jIy(4)} = C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = \Gamma_y$	
$P_{jIy(5)} = C \sin \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = B_y$	
$P_{jIy(6)} = -C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = -\Gamma_y$	
$P_{jIy(7)} = -C \cos \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = -A_y$	
$P_{jIy(8)} = C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = B_y$	

$$-(B_x + K)(a + e) - (\Gamma_x + T)a - (B_x + K)a - (\Gamma_x + T)(a + e) + (A_x + Ж)(3a + e) + (B_x + И)(3a + 2e).$$

После подстановки значений из табл. 2 и 4 и преобразований получаем

$$\Sigma M_{I(XOZ)} = 2(2a + e) \left[3 \cos \left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2} \right) - \sin \left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2} \right) \right] \left(C \cos \frac{\gamma}{2} \cos \frac{\psi + \gamma}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2} \right) = X. \quad (1)$$

Таблица 3. Проекция сил инерции II порядка на координатные

№ цилинд- ров	Значения проекций сил P_{jII}	
	XOZ	
1	$P_{jIIx(1)} = C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = D_x$	
2	$P_{jIIx(2)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = E_x$	
3	$P_{jIIx(3)} = -C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = -D_x$	
4	$P_{jIIx(4)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = -E_x$	
5	$P_{jIIx(5)} = C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = D_x$	
6	$P_{jIIx(6)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = -E_x$	
7	$P_{jIIx(7)} = C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = D_x$	
8	$P_{jIIx(8)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = E_x$	

Из схемы на рис. 3, б следует, что проекции сил P_{jI} и K_r на плоскости YOZ , т.е. силы P_{jIy} и K_{ry} , создают в этой плоскости относительно середины коленчатого вала суммарный момент первого порядка $\sum M_{I(YOZ)}$

$$\begin{aligned} \sum M_{I(YOZ)} = & (A_y + K)(3a + 2e) - (B_y - T)(3a + e) - \\ & - (B_y - Ж)(a + e) + (\Gamma_y + И) a - (B_y - Ж) a + (\Gamma_y + И)(a + e) + \\ & + (A_y + K)(3a + e) - (B_y - T)(3a + 2e). \end{aligned}$$

оси

на плоскости	
YOZ	
$P_{jIIy(1)} = C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = D_y$	
$P_{jIIy(2)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = -E_y$	
$P_{jIIy(3)} = -C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = -D_y$	
$P_{jIIy(4)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = E_y$	
$P_{jIIy(5)} = -C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = -D_y$	
$P_{jIIy(6)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = E_y$	
$P_{jIIy(7)} = C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = D_y$	
$P_{jIIy(8)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = -E_y$	

Или после подстановки значений из табл. 2 и 4 и преобразований

$$\begin{aligned} \sum M_{I(YOZ)} = & 2(2a + e) \left[3 \sin \left(\alpha + \frac{\psi + \delta}{2} \right) + \cos \left(\alpha + \frac{\psi + \delta}{2} \right) \right] \times \\ & \times \left(C \sin \frac{\delta}{2} \sin \frac{\psi + \delta}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2} \right) = Y. \end{aligned} \quad (2)$$

Из схем на рис. 3, в, г следует, что проекции сил P_{jII} на плоскости XOZ и YOZ не создают в этих плоскостях суммарных моментов. В самом деле

Таблица 4. Проекция центробежных сил на координатные

№ цилинд- ров	Значения проекций сил K_r	
	XOZ	
1	$K_{rx(1)} = K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = Ж$	
2	$K_{rx(2)} = K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = И$	
3	$K_{rx(3)} = -K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -К$	
4	$K_{rx(4)} = -K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -Т$	
5	$K_{rx(5)} = K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = К$	
6	$K_{rx(6)} = K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = Т$	
7	$K_{rx(7)} = -K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -Ж$	
8	$K_{rx(8)} = -K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -И$	

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(XOZ)} &= D_x(3a+2e) + E_x(3a+e) - D_x(a+e) - E_x a + \\ &+ D_x a + E_x(a+e) - D_x(3a+e) - E_x(3a+2e) = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(YOZ)} &= D_y(3a+2e) - E_y(3a+e) - D_y(a+e) + E_y a + \\ &+ D_y a - E_y(a+e) - D_y(3a+e) + E_y(3a+2e) = 0. \end{aligned}$$

Следовательно, в восьмицилиндровых V-образных двигателях с крестообразным расположением кривошипов коленчатого вала продольные моменты от сил инерции второго порядка взаимно уравновешены при любых углах развала блоков цилиндров.

оси

на плоскости	
YOZ	
$K_{ry(1)} = K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = К$	
$K_{ry(2)} = K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = Т$	
$K_{ry(3)} = K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = Ж$	
$K_{ry(4)} = K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = И$	
$K_{ry(5)} = -K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -Ж$	
$K_{ry(6)} = -K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -И$	
$K_{ry(7)} = -K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -К$	
$K_{ry(8)} = -K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -Т$	

Из табл. 2, 3 и 4 следует, что

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jIx} &= 0; & \Sigma P_{jIIx} &= 0; & \Sigma K_{rx} &= 0; \\ \Sigma P_{jIy} &= 0; & \Sigma P_{jIIy} &= 0; & \Sigma K_{ry} &= 0. \end{aligned}$$

Моменты первого порядка взаимно не уравновешены и приводятся к результирующему. Величина вектора результирующего полярного момента первого порядка с полюсом на оси Z равна

$$\Sigma M_{IZ} = \sqrt{[\Sigma M_{I(XOZ)}]^2 + [\Sigma M_{I(YOZ)}]^2}. \quad (3)$$

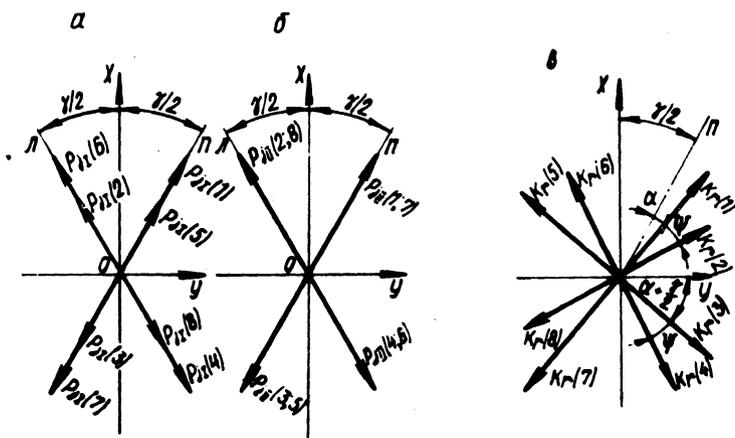


Рис. 2. Векторные диаграммы сил P_{ji} ; P_{jII} и K_r .

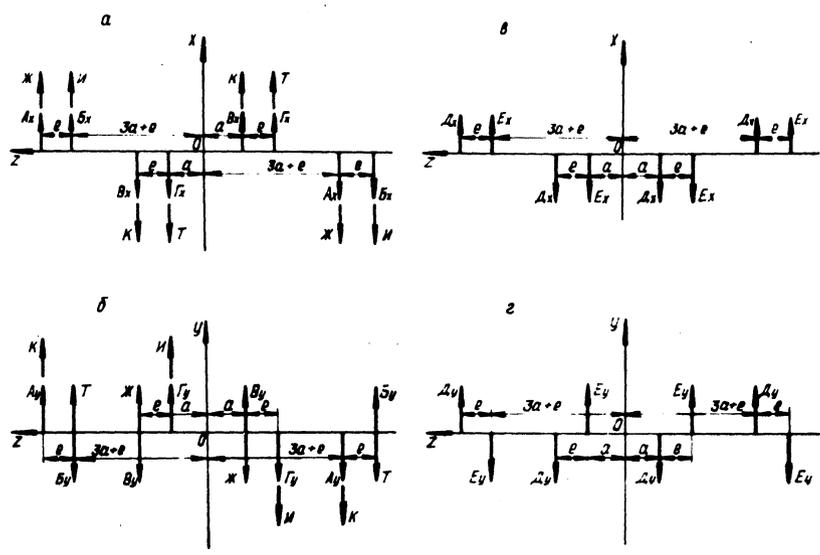


Рис. 3. Векторные схемы проекций сил на плоскости XOZ и YOZ :

а, б — P_{jI} и K_r ; в, г — P_{jII}

Покажем, что годограф $\Sigma M_{I Z}$ является эллипсом. Для этого упростим выражения (1) и (2), введя следующие обозначения постоянных множителей:

$$\left. \begin{aligned} 2(2a+e)(C \cos \frac{\delta}{2} \cos \frac{\psi+\delta}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2}) &= Ю; \\ 2(2a+e)(C \sin \frac{\delta}{2} \sin \frac{\psi+\delta}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2}) &= Я. \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x^2 &= Ю^2 \left[3 \cos \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) - \sin \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2; \\ y^2 &= Я^2 \left[3 \sin \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) + \cos \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2. \end{aligned} \right\} (5)$$

Откуда

$$\begin{aligned} \frac{x^2}{10Ю^2} + \frac{y^2}{10Я^2} &= \frac{1}{10} \left[3 \cos \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) - \sin \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2 + \\ &+ \frac{1}{10} \left[3 \sin \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) + \cos \left(\alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2 = 1. \end{aligned} \quad (5, a)$$

Полученное уравнение (5, а) есть уравнение эллипса, у которого величины $\sqrt{10} Ю$ и $\sqrt{10} Я$ являются полуосями, совпадающими с осями координат двигателя OX и OY .

Для четырехтактных V-образных восьмицилиндровых двигателей с крестообразным расположением кривошипов на коленчатом валу возможны следующие три варианта конструктивной схемы:

- 1) $\delta \neq \frac{\pi}{2}$; $\psi = 0$; $\delta + \psi = \frac{\pi}{2}$ (8 шатунных);
шеек
- 2) $\delta = \frac{\pi}{2}$; $\psi = 0$; (4 шатунные шейки);
- 3) $\delta \neq \frac{\pi}{2}$; $\psi = 0$; (4 шатунные шейки).

Варианты 1 и 2 обеспечивают равномерное чередование процессов в цилиндрах двигателя, а вариант 3 не обеспечивает.

Из анализа выражений (4) для возможных вариантов схем с учетом того, что $\psi = \frac{\pi}{2} - \gamma$ или $\psi = 0$, имеем:

$$\text{при } \gamma < \frac{\pi}{2} \quad \text{Ю} > \text{Я}; \quad \text{при } \gamma = \frac{\pi}{2} \quad \text{Ю} = \text{Я}; \quad \text{при } \gamma > \frac{\pi}{2} \quad \text{Ю} < \text{Я}.$$

В общем случае неуравновешенный результирующий момент первого порядка (3) невозможно полностью уравновесить путем установки противовесов на самом коленчатом валу. Это можно сделать таким способом лишь частично, на величину малой полуоси эллипса. Полное же уравновешивание путем установки противовесов на самом коленчатом валу возможно лишь в частном случае, при $\text{Ю} = \text{Я}$, т.е. когда $\gamma = \frac{\pi}{2}$ (вариант 2 конструктивной схемы).

При частичном уравновешивании в общем случае (когда $\text{Ю} \neq \text{Я}$) два уравновешивающих противовеса на коленчатом валу должны создавать противоположно направленный момент, равный по величине малой полуоси эллипса, которая при $\gamma <$

$$< \frac{\pi}{2} \text{ совпадает с осью } ОУ, \text{ при } \gamma > \frac{\pi}{2} \text{ - с осью } ОХ.$$

Плоскость установки двух уравновешивающих противовесов на концах коленчатого вала определим следующим образом:

пусть $У$ равен малой полуоси эллипса, что возможно при $\gamma <$

$< \frac{\pi}{2}$. В этом случае $X = 0$ и согласно уравнению (5,а) $У = \sqrt{10} \text{ Я}$. При $X = 0$ из выражения (1) получаем

$$3 \cos\left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) - \sin\left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) = 0, \quad \text{откуда}$$

$$\left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) = \arctg 3 = 71^{\circ} 34'.$$

Обозначим через φ угол между плоскостью симметрии переднего уравновешивающего противовеса, отсчитываемый от плоскости симметрии первого колена в направлении вращения вала (рис. 4, а). Очевидно, что $\varphi = 90^{\circ} - \left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) = 90^{\circ} - 71^{\circ} 34' = 18^{\circ} 26'$. Пусть X равен малой полуоси эллипса

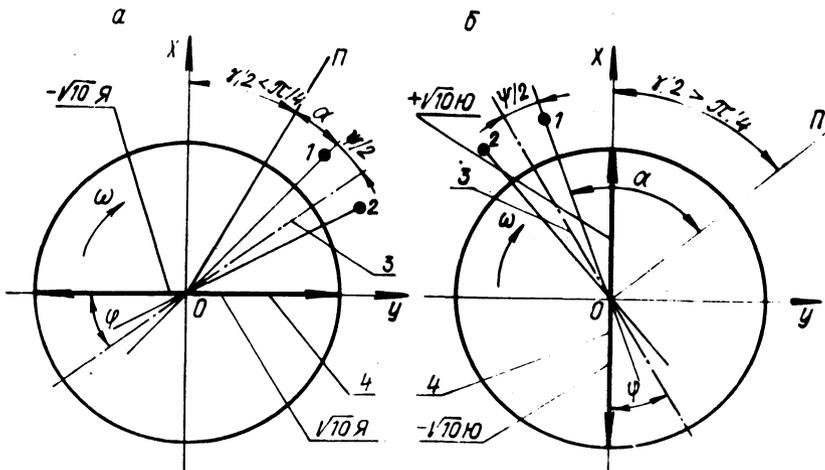


Рис. 4 Расположение противовесов относительно плоскости симметрии первого колена коленчатого вала:

1 — ось шатунной шейки первого цилиндра; 2 — ось шатунной шейки второго цилиндра; 3 — плоскость симметрии первого колена коленчатого вала; 4 — ось симметрии переднего противовеса коленчатого вала.

(рис. 4, б), что возможно при $\chi > \frac{\pi}{2}$. В этом случае $Y=0$ и согласно уравнению (5, а) $X = \sqrt{10} Ю$. Так как $Y=0$, то из уравнения (2) имеем

$$3 \sin\left(\alpha + \frac{\varphi + \delta}{2}\right) + \cos\left(\alpha + \frac{\varphi + \delta}{2}\right) = 0, \quad \text{откуда}$$

$$-\left(\alpha + \frac{\varphi + \delta}{2}\right) = \arctg 3 = 18^\circ 26' = \varphi.$$

Для полного уравновешивания момента первого порядка в общем случае, когда $\chi \neq \frac{\pi}{2}$, требуется дополнительный уравновешивающий вал с противовесами, вращающийся противоположно вращению коленчатого вала с одинаковой с ним угловой скоростью. Противовесы уравновешивающего вала должны создавать момент, равный по величине полуразности большой и малой полуосей, а противовесы на коленчатом валу должны создавать момент, равный полусумме большой и малой полуосей эллипса годографа уравновешиваемого момента двигателя.

Плоскость установки двух уравнивающих противовесов на концах коленчатого вала должна быть расположена под углом $18^{\circ}26'$ относительно плоскости симметрии крайних колен коленчатого вала по ходу вращения последнего. Когда уравниваемый момент двигателя направлен по малой полуоси эллипса годографа, момент, создаваемый дополнительным уравнивающим валом, должен быть направлен параллельно последнему в ту же сторону. Иными словами, дополнительный уравнивающий вал с противовесами преобразовывает эллипсный годограф в круговой, радиус которого равен полусумме полуосей эллипса.

В ы в о д ы

1. Во всех V-образных восьмицилиндровых четырехтактных двигателях с крестообразным коленчатым валом при любых углах развала блоков цилиндров не уравновешены лишь продольные моменты первого порядка, создаваемые силами инерции первого порядка и центробежными силами.

2. Для равномерного чередования процессов в цилиндрах V-образного восьмицилиндрового четырехтактного двигателя могут быть применены две конструктивные схемы:

а) угол развала блоков цилиндров $\gamma = \frac{\pi}{2}$; коленчатый вал – крестообразный, с четырьмя шатунными шейками (каждая шейка – общая для двух смежных шатунов);

б) угол развала блоков цилиндров $\gamma \neq \frac{\pi}{2}$; коленчатый вал – крестообразный с четырьмя кривошипами, но с восьмью шатунными шейками, по две шейки на каждом кривошипе, оси которых развернуты на угол $\psi = \frac{\pi}{2} - \gamma$.

3. V-образный восьмицилиндровый четырехтактный двигатель с коленчатым валом, имеющим четыре шатунные шейки, каждая из которых является общей для двух смежных шатунов, угол развала блоков цилиндров которого $\gamma \neq \frac{\pi}{2}$, имеет неравномерное чередование процессов в цилиндрах; процессы чередуются через угол поворота коленчатого вала, равный углам γ и $\pi - \gamma$.

4. Наиболее простой для уравнивания является схема восьмицилиндрового четырехтактного двигателя с углом раз-

вала блоков цилиндров $\gamma = \frac{\pi}{2}$ и крестообразным коленчатым валом с четырьмя шатунными шейками. Полное уравнивание такого двигателя достигается установкой двух противовесов на концах коленчатого вала.

5. Восьмицилиндровые четырехтактные двигатели с углом развала блоков цилиндров, не равным 90° , могут быть частично уравновешены с помощью двух противовесов на коленчатом валу и полностью уравновешены посредством двух противовесов на коленчатом валу и дополнительного вала с противовесами, вращающегося с угловой скоростью вращения коленчатого вала.

Л.Я. Волчок, В.М. Адамов, А.Г. Латокурский

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

Одним из важнейших вопросов, возникающих при форсировании существующих и создании новых двигателей, является охлаждение двигателя. Для удовлетворения требований, предъявляемых к весу и габаритным размерам силовых установок с двигателями внутреннего сгорания, необходимо повышать эффективность систем охлаждения. Этого можно достичь применением высокотемпературного охлаждения, при котором значительно увеличивается отвод тепла с единицы поверхности решетки радиатора за счет возрастания температурного напора между охлаждающей жидкостью в радиаторе и окружающей средой. При этом достигается значительная экономия цветных металлов, идущих на изготовление радиатора, и уменьшаются потери мощности на привод вентилятора.

Система высокотемпературного охлаждения все шире применяется на судовых, стационарных и тепловозных двигателях внутреннего сгорания, так как она дает ряд несомненных преимуществ перед обычными жидкостными системами охлаждения. К числу главных преимуществ можно отнести значительно меньшую металлоемкость радиатора и возможность использовать высокосернистое топливо без увеличения износа основных деталей двигателя.

Ниже приводятся результаты исследования работы двигателя Д-50 Минского моторного завода при различных температурах