DOI: 10.24892/RIJIE/20260308

Уравновешивание восьмицилиндровых V-образных поршневых двигателей с плоским коленчатым валом*

Шишков В.В., Попов А.Е.
Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)
г. Челябинск, Российская Федерация
shishkovvv@susu.ru

Аннотация. **Создание V-образных восьмицилиндровых двигателей с углом развала цилиндров 60 градусов обусловлено требованиями производителей транспортных средств к габаритам ДВС. В процессе проектирования таких двигателей определяются силы инерции и моменты этих сил. При необходимости разрабатываются способы и механизмы уравновешивания названных сил и моментов. В статье приведены зависимости для расчета сил инерции, действующих в поршневом восьмицилиндровом V-образном двигателе с плоским коленчатым валом и углом развала цилиндров 60 градусов. Определены величины и направления действия неуравновешенной силы инерции второго порядка, предложен механизм для полного уравновешивания двигателя.**

***Ключевые слова*: поршневой двигатель, кривошипно-шатунный механизм, расчет сил инерции, плоский коленчатый вал, уравновешивающий механизм.**

Введение

Для поршневых двигателей с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) повышенные требования предъявляются к снижению уровня шума и вибрации двигателя. Снижение вибрации обеспечивается, в частности, решением задач уравновешивания двигателей [1-4]. Поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом можно считать полностью уравновешенным, если равны нулю следующие силы инерции и моменты этих сил [5]:

- результирующая гармонически изменяющихся сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующая гармонически изменяющихся сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующая центробежных сил инерции вращающихся масс двигателя;
- результирующий момент сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующий момент сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующий момент центробежных сил инерции вращающихся масс двигателя.

Достижение перечисленных условий обеспечивает теоретическую уравновешенность двигателя. Анализ уравновешенности двигателей средствами специализированных расчетных методов и программ показывает наличие остаточной неуравновешенности [6-8].

Среди восьмицилиндровых двигателей наиболее распространены V-образные двигателя с углом развала цилиндров 90º и кривошипами, расположенными в двух взаимно перпендикулярных плоскостях [9-11]. При порядке работы цилиндров 1-5-4-8-6-3-7-2 для четырехтактного цикла обеспечивается равномерное чередование рабочих ходов через 90 град ПКВ.

Для такой схемы КШМ необходимы меры по уравновешиванию момента сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс и момента центробежных сил инерции вращающихся масс. Уравновешивание обеспечивается установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала. Отдельные варианты размещения противовесов на продолжении щек коленчатого вала приводят к значительному увеличению массы коленчатого вала и, следовательно, к удорожанию двигателя. Существует до 175 вариантов уравновешивания суммарного момента сил инерции с помощью противовесов, установленных на продолжении щек коленчатого вала [12, 13].

Восьмицилиндровые V-образные двигатели с углом развала 90 градусов имеют достаточно оптимизированную конструкцию, накоплен большой опыт по их проектированию. Однако габариты такого двигателя несколько увеличены и в результате появились схемы восьмицилиндровых двигателей с углом развала цилиндров менее 90 градусов [14, 15].

Для восьмицилиндровых V-образных двигателей с углом развала цилиндров 60º и крестообразным коленчатым валом сложно обеспечить равномерное чередование рабочих ходов. Вариант с угловым смещением осей шатунных шеек [14] для рядом расположенных шатунов малопригоден, так как величина углового смещения осей шатунных шеек должна составлять 30º, вплоть до разрыва взаимного пересечения шатунных шеек.

Для полного уравновешивания восьмицилиндрового V-образного двигателей с углом развала цилиндров 60º и крестообразным коленчатым валом [16] необходимо не только разместить противовесы на продолжении щек коленчатого вала (возможны варианты размещения [17]), но и установка валов с уравновешивающими массами, что существенно увеличивает массу двигателя. В настоящей статье рассмотрено уравновешивание восьмицилиндрового V-образного двигателей с углом развала цилиндров 60º и плоским коленчатым валом. Дана сравнительная оценка массы коленчатого вала с противовесами и уравновешивающим механизмом.

* Статья публикуется по рекомендации программного комитета Всероссийской научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг", https://icie-rus.org

Расчет сил и моментов, действующих в V-образном восьмицилиндровом двигателе с углом развала цилиндров 60° и плоским коленчатым валом

Для коленчатого вала с кривошипами в одной плоскости (рис. 1), расположенными под углом 180° возможно следующее чередование рабочих ходов – 1ц-**60°**-5ц-**120°**-3ц-**60°**-6ц-**120°**-4ц-**60°**-8ц-12**0°**-2ц-**60°**-7ц-120°-1ц.

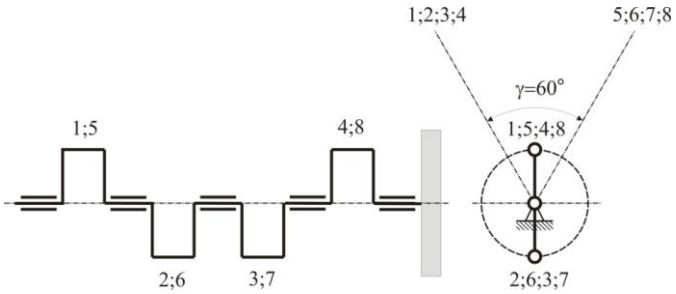

Рис. 1. Схема коленчатого вала с кривошипами в одной плоскости

Направления действия сил инерции первого порядка от масс, движущихся возвратно-поступательно P_{j1}, сил инерции второго порядка P_{j2} и сил инерции вращающихся масс P_c, приведенных к оси шатунной шейки (рис. 2) показаны с учетом положения коленчатого вала (поворот коленчатого вала на 30° относительно ВМТ первого цилиндра).

Если рассматривать отдельно левый и правый блок цилиндров, то для левого блока результирующая сил инерции первого порядка масс, движущихся возвратно-поступательно

$$\Sigma P_{j1(л)} = \bar{P}_{j1(1ц)} + \bar{P}_{j1(2ц)} + \bar{P}_{j1(3ц)} + \bar{P}_{j1(4ц)} \ .$$

В развернутом виде

$$\Sigma P_{j1(л)} = mR\omega^2 \left[\cos\varphi + \cos(180+\varphi) + \cos(180+\varphi) + \cos\varphi\right] = 0,$$

где m – масса, совершающая возвратно-поступательное движение; R – радиус кривошипа; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; φ – угол поворота коленчатого вала.

Для правого блока цилиндров

$$\Sigma P_{j1(п)} = \bar{P}_{j1(5ц)} + \bar{P}_{j1(6ц)} + \bar{P}_{j1(7ц)} + \bar{P}_{j1(8ц)} \ .$$

В развернутом виде

$$\Sigma P_{j1(п)} = mR\omega^2 \begin{bmatrix} \cos(300+\varphi) + \cos(120+\varphi) + \\ + \cos(120+\varphi) + \cos(300+\varphi) \end{bmatrix} = 0 \cdot$$

Таким образом, силы инерции первого порядка в рассматриваемом двигателе 8V60 с плоским коленчатым валом взаимно уравновешиваются.

Результирующая сил инерции второго пор ядка масс, движущихся возвратно-поступательно левого блока цилиндров

$$\Sigma P_{j2(л)} = \bar{P}_{j2(1ц)} + \bar{P}_{j2(2ц)} + \bar{P}_{j2(3ц)} + \bar{P}_{j2(4ц)} \ .$$

В развернутом виде

$$\Sigma P_{j2(л)} = mR\lambda\omega^2 \begin{bmatrix} \cos 2\varphi + \cos(360+2\varphi) + \\ + \cos(360+2\varphi) + \cos 2\varphi \end{bmatrix} = 4mR\lambda\omega^2 \cos 2\varphi,$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Для правого блока цилиндров

$$\Sigma P_{j2(п)} = \bar{P}_{j2(5ц)} + \bar{P}_{j2(6ц)} + \bar{P}_{j2(7ц)} + \bar{P}_{j2(8ц)} \ .$$

В развернутом виде

$$\Sigma P_{j2(п)} = mR\lambda\omega^2 \begin{bmatrix} \cos(600+2\varphi) + \cos(240+2\varphi) \\ + \cos(240+2\varphi) + \cos(600+2\varphi) \end{bmatrix} =$$

$$= 4mR\lambda\omega^2 \cos(240+2\varphi).$$

Силы инерции второго порядка для левого и для правого блоков цилиндров не равны нулю. Векторы результирующих сил инерции второго порядка для левого и правого блоков цилиндров изменяются по величине и смещены друг относительно друга на величину b (сдвиг одного блока цилиндров относительного другого). Каждая результирующая сила действует в плоскости, проходящей через оси цилиндров своего блока. Период изменения результирующей силы инерции второго порядка левого и правого блоков составляет 180 град. ПКВ. Графики результирующих сил смещены друг относительно друга на 60 градусов поворота

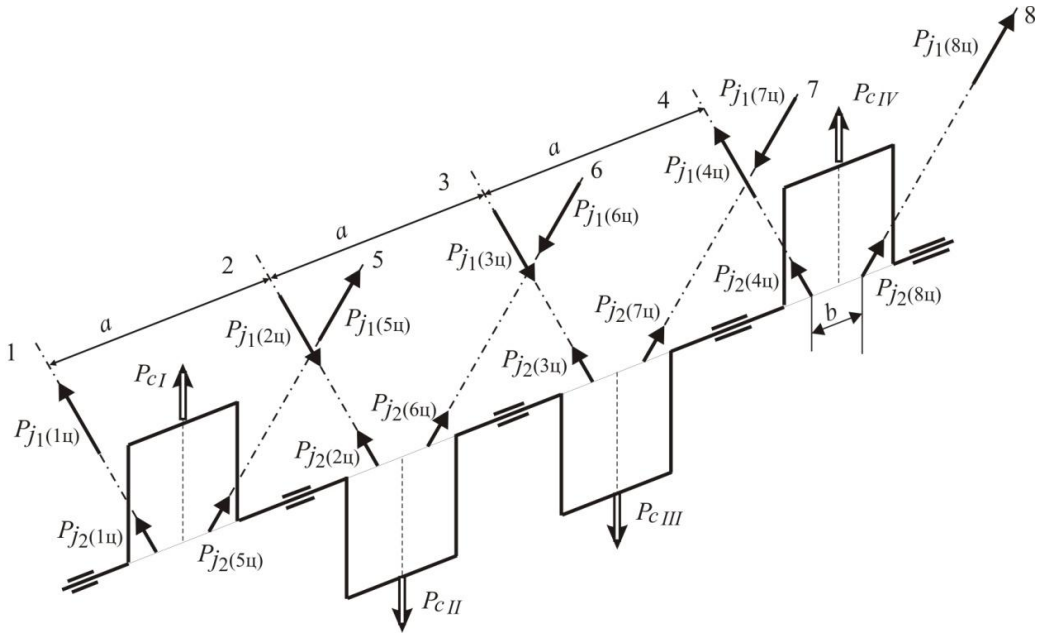

Рис. 2. Схема сил, действующих в КШМ 8-ми цилиндрового V-образного двигателя с углом развала цилиндров 60° с плоским коленчатым валом

коленчатого вала и могут быть представлены в интервале изменения угла поворота 180 градусов (рис. 3).

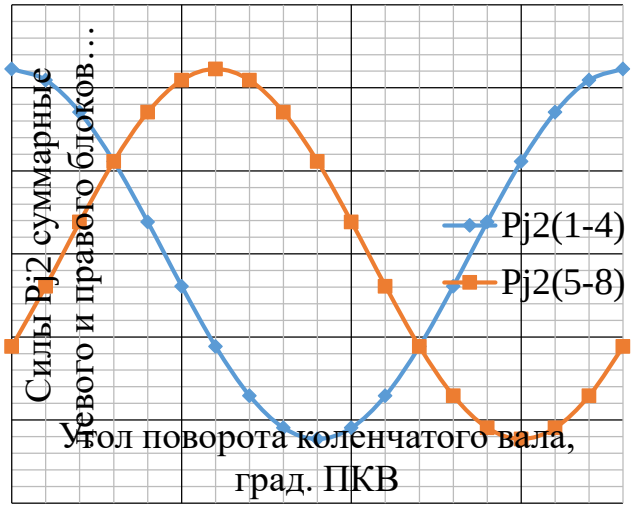

Рис. 3. Суммарные силы инерции второго порядка левого и правого блоков цилиндров

Для нулевого угла поворота коленчатого вала (по левому цилиндру) на рис. 4 приведены суммарные силы $\Sigma P_{j2(1-4)}$ левого блока цилиндров и $\Sigma P_{j2(5-8)}$ правого блока цилиндров, суммарная сила инерции второго порядка для двигателя в целом $\Sigma P_{j2(1-4)}$, а также проекции названных сил на горизонтальную $\Sigma P_{j2(1-4)x}$, $\Sigma P_{j2(1-4)x}$, R_{j2x} и вертикальную $\Sigma P_{j2(1-4)y}$, $\Sigma P_{j2(1-4)y}$, R_{j2y} оси.

Проекции сил ΣP_{j2} левого и правого блоков на ось y

$$\Sigma P_{j2(1-4)y} = \Sigma P_{j2(1-4)} \cdot \cos 30:$$

$$\Sigma P_{j2(5-8)y} = \Sigma P_{j2(5-8)} \cdot \cos 30.$$

Проекции сил ΣP_{j2} левого и правого блоков на ось x

$\Sigma P_{j2(1-4)x} = -\Sigma P_{j2(1-4)} \cdot \cos 60$ (знак минус в уравнении обусловлен тем, что вектор силы $\Sigma P_{j2(1-4)}$ расположен во втором или четвертом квадранте)

$$\Sigma P_{j2(5-8)x} = \Sigma P_{j2(5-8)} \cdot \cos 60.$$

Суммарная сила ΣP_{j2y}, действующая в двигателе по вертикальной оси y

$$\Sigma P_{j2y} = \Sigma P_{j2(1-4)y} + \Sigma P_{j2(5-8)y} \ .$$

Суммарная сила ΣP_{j2x}, действующая в двигателе по горизонтальной оси x

$$\Sigma P_{j2x} = \Sigma P_{j2(1-4)x} + \Sigma P_{j2(5-8)x}.$$

Период изменения сил ΣP_{j2x} и ΣP_{j2y} составляет 180 град ПКВ (рис. 5). Графики сил смещены друг относительно друга на угол 45 градусов.

Результирующая сила инерции второго порядка от масс движущихся возвратно-поступательно

$$\bar{R}_{j2} = \Sigma \bar{P}_{j2(1-4)} + \Sigma \bar{P}_{j2(5-8)}.$$

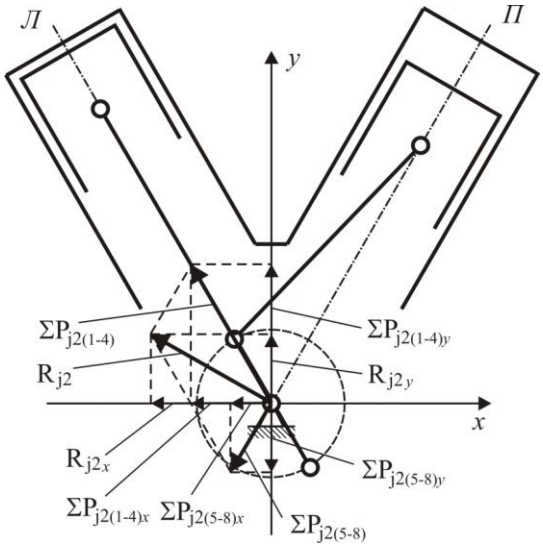

Рис. 4. Схема сил инерции второго порядка с проекциями на оси

Проекции результирующей силы на оси y и x равны суммам соответствующих сил:

$$R_{j2y} = \Sigma P_{j2(1-4)y} + \Sigma P_{j2(5-8)y}; \ R_{j2x} = \Sigma P_{j2(1-4)x} + \Sigma P_{j2(5-8)x}.$$

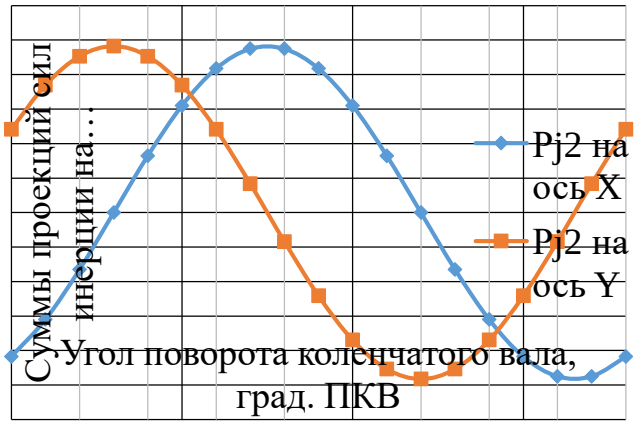

Рис. 5. Суммарные проекции силы Pj_2 на горизонтальную и вертикальную оси

Полярная диаграмма сил (рис. 6) в координатах проекций результирующей силы на горизонтальную ΣP_{j2x} и вертикальную ΣP_{j2y} оси позволяет определить величину и направление результирующей силы инерции второго порядка от масс движущихся возвратно-поступательно.

Результирующая сил инерции второго порядка в V-образном восьмицилиндровом двигателе с углом развала цилиндров 60 градусов и плоским коленчатым валом постоянна по величине. Направление результирующей силы изменяется в зависимости от угла поворота коленчатого вала с удвоенной угловой скоростью.

Для угла поворота коленчатого вала ноль градусов (ВМТ первого цилиндра) положение вектора результирующей силы относительно оси x определим из отношения

$$\sin\alpha = \frac{\Sigma P_{j2y}}{R_{j2}} = 0,5 \cdot$$

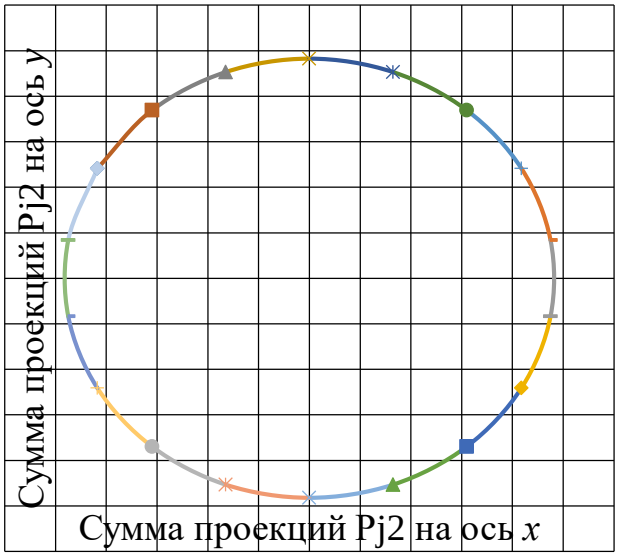

Рис. 6. Полярная диаграмма сил ΣP_{j2x} и ΣP_{j2y}

Следовательно, вектор силы R_{j2} образует с осью x угол 30 градусов. Аналогично для угла поворота коленчатого вала 30 градусов угол вектора силы R_{j2} составляет с осью x угол 90 градусов. При повороте коленчатого вала на 30 градусов вектор силы R_{j2} повернулся на 60 градусов в направлении вращения коленчатого вала (по часовой стрелке). Ось, относительно которой вращается вектор R_{j2}, совпадает с осью коленчатого вала. Сила R_{j2} действует в плоскости перпендикулярной оси коленчатого вала и находящейся равноудалено между вторым и седьмым цилиндрами.

Вариант установки противовесов (рис. 7) для уравновешивания результирующей силы R_{j2}. На рис. 7 обозначены: 1 – коленчатый вал; 2 – шестерня, жестко установленная на коленчатый вал; 3 – шестерня промежуточная; 4 – вал с противовесом; 5 – шестерня вала с противовесом; 6 – противовес; 7 – плоскость действия силы R_{j2}.

При угле поворота коленчатого вала ноль градусов (ВМТ первого цилиндра) линия действия силы R_{j2} образует с горизонталью угол 30 градусов. При угле поворота коленчатого вала 30 градусов (кривошип первого цилиндра находится в вертикальном положении) вектор силы R_{j2} направлен по вертикали вверх, соответственно вектор сил инерции противовесов направлен по вертикали вниз. Шестерня 2 жестко установлена на коленчатый вал и через промежуточные шестерни 3 передает вращающий момент через шестерни 5 на валы 4 с противовесами 6. Валы 4 вращаются, как и коленчатый вал по часовой стрелке. Валы 4 с противовесами 6 вращаются с удвоенной угловой скоростью. Центры тяжести противовесов 6 должны находиться в плоскости действия силы R_{j2}.

Сила инерции, создаваемая двумя противовесами

$$R_{пр} = 2m_{пр}\rho_{пр}\left(2\omega\right)^2 / 1000\,кН,$$

где $\rho_{пр}$ – расстояние от оси вращения вала до центра тяжести противовеса.

Из условия $R_{j2} = R_{пр}$ масса одного противовеса.

$$m_{пр} = \frac{R_{j2}\cdot 1000}{2\cdot\rho_{пр}\cdot\left(2\omega\right)^2}.$$

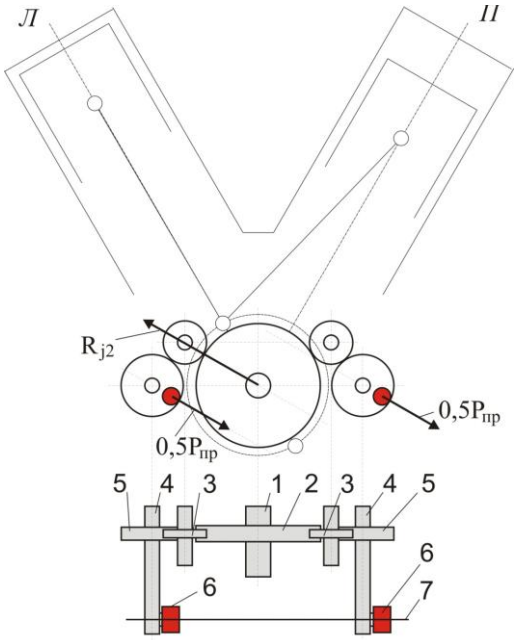

Рис 7. Схема уравновешивающего механизма

При прочих равных условиях суммарная масса противовесов в восьмицилиндровом V-образном двигателе с углом развала цилиндров 60º и плоским коленчатым валом может быть до 40% меньше суммарной массы противовесов двигателя с крестообразным коленчатым валом [16].

Для полного уравновешивания силы R_{j2} оси дополнительных валов противовесов должны быть в одной плоскости с осью коленчатого вала. Оси валов 4 расположены симметрично относительно оси коленчатого вала и параллельно оси коленчатого вала. При угле поворота коленчатого вала ноль градусов (ВМТ первого цилиндра) линия действия центробежной силы инерции противовеса $P_{пр}$ должна составлять с горизонталью угол 30 градусов. Передаточное отношение шестеренного механизма 2:1.

Центробежные силы инерции вращающихся масс плоского коленчатого вала взаимно уравновешиваются. Моменты сил инерции первого порядка и второго порядка масс, движущихся возвратно-поступательно и моменты центробежных сил инерции вращающихся масс левого и правого блоков цилиндров равны нулю.

Заключение

Для полного уравновешивания восьмицилиндрового V-образного двигателя с углом развала цилиндров 60 градусов с плоским коленчатым валом необходима установка двух валов с противовесами, вращающихся с угловой скоростью 2ω по направлению вращения коленчатого вала. Оси валов с противовесами должны находиться в одной плоскости с осью коленчатого вала. Валы должны быть размещены симметрично относительно оси коленчатого вала. Оси валов параллельны оси коленчатого вала. При угле поворота коленчатого вала ноль градусов (ВМТ первого цилиндра) линия действия центробежной силы инерции противовеса $P_{пр}$ должна составлять с горизонталью угол 30 градусов.

Сравнительные расчеты для двигателей V8 с углом развала цилиндров 60º показали, что плоский коленчатый вал с противовесами и с уравновешивающим механизмом может иметь меньшую массу по сравнению с крестообразным коленчатым валом с уравновешивающим механизмом.

Литература

1. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» и др. / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 2008. – 495 с.

2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей: учебник для ВУЗов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1970. – 328 с.

3. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб. Пособие для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1989. – 495 с.

4. Гоц А.Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 128 с.

5. Шишков В.В. Уравновешивание поршневых двигателей: учебное пособие / В.В. Шишков, А.Е. Попов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2019. – 44 с.

6. Яманин А.И. Динамические расчеты поршневых двигателей в среде Autodesk Inventor Professional. – Ярославль: ЯГТУ, 2013. – 112 с.

7. Яманин А.И. Динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания / А.И. Яманин, В.А. Жуков, С.О. Барышников. – Санкт-Петербург: Лань, 2021. – 592 с.

8. Яманин А.И. Остаточная неуравновешенность поршневых двигателей, обусловленная геометрическими параметрами шатуна // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024. – №3. – С. 77-83.

9. https://www.ymzmotor.ru/catalog/dvigateli/ymz-v8/238/ (дата обращения 19.02.2026).

10. https://aurus-avtodom.ru/models/aurus-senat/ (дата обращения 19.02.2026).

11. Назаров А.Д. Теоретические основы уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей и обеспечения возможности балансировки коленчатого вала // Вестник машиностроения. – 2009. – №3. – С. 8-16.

12. Назаров А.Д. Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала // Вестник машиностроения. – 2005. – №3. – С. 3-10.

13. Назаров А.Д. Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала // Вестник машиностроения. – 2007. – №1. – С. 18-23.

14. https://repository.rudn.ru/en/records/article/record /60222/ (дата обращения 19.02.2026).

15. Рубинштейн Ш.Я., Решес Л.Л., Александровский А.Г. V-образный восьмицилиндровый двигатель внутреннего сгорания с углом развала, не равным 90º // Авт. свид. №435367 СССР.

16. Шишков В.В. Уравновешивание восьмицилиндровых V-образных поршневых двигателей / В.В. Шишков, А.Е. Попов // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2025. – Т.12, №3. – С. 38-44.

17. Назаров А.Д. Массогеометрические параметры противовесов коленчатого вала и уравновешенность двигателя // Вестник машиностроения. – 2010. – №6. – С. 28-38.

DOI: 10.24892/RIJIE/20260308

Balancing of Eight-cylinder V- shaped Piston Engines with a Flat Crankshaft

Shishkov V.V., Popov A.E.

South Ural State University (national research university)

Chelyabinsk, Russian Federation

shishkovvv@susu.ru

Abstract. **The development of V8 engines with a 60-degree cylinder bank angle is driven by vehicle manufacturer requirements for internal combustion engine dimensions. During the design process for such engines, inertial forces and their moments are determined. When necessary, methods and mechanisms for balancing these forces and moments are developed. This article presents relationships for calculating the inertial forces acting in a V8 piston engine with a flat-plane crankshaft and a 60-degree cylinder bank angle. The magnitudes and directions of the second-order unbalanced inertial force are determined, and a mechanism for fully balancing the engine is proposed.**

Keywords: **piston engine, crank mechanism, inertial force calculation, flat-plane crankshaft, balancing mechanism.**

Библиографическое описание статьи

Шишков В.В. Уравновешивание восьмицилиндровых V-образных поршневых двигателей с плоским коленчатым валом / В.В. Шишков, А.Е. Попов // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2026. – Т.13, №3. – С. 49-53. DOI: 10.24892/RIJIE/20260308

Reference to article

Shishkov V.V., Popov A.E. Balancing of eight-cylinder V-shaped piston engines with a flat crankshaft, *Russian Internet Journal of Industrial Engineering*, 2026, vol.13, no.3, pp. 49-53. DOI: 10.24892/RIJIE/20260308