

ЗАДАЧА ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕСТ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРОТИВОВЕСОВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СМЕЩЕННЫМИ ШАТУННЫМИ ШЕЙКАМИ

В.С. Вялков

vyalkovvladislav@yandex.ru

Т.И. Михина

mikhina.tanya010@gmail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Рассмотрена задача уравнивания двигателя со сложной схемой исполнения кривошипно-шатунного механизма. С использованием универсального аналитического алгоритма анализа внешней уравновешенности найдены силы и моменты инерции, возникающие при вращении коленчатого вала 6 цилиндрового V-образного двигателя со смещенными на 48° шатунными шейками. Определены значения углов расположения противовесов для моментов инерции первого порядка и вращающихся масс. С использованием критерия оценки остаточной неуравновешенности Стечкина — Каца определены значения частично уравнивающих моментов, создаваемых противовесами на продолжениях шеек вала. Сформулирована задача по определению расположения противовесов для обеспечения минимально возможной массы коленчатого вала. На основании компоновки двигателя прототипа заданы геометрические ограничения задачи. Выполнена предварительная оценка возможных вариантов расположения противовесов, выбраны перспективные. Полученные результаты моделирования позволили сформировать облик коленчатого вала. Сделаны выводы и приведены рекомендации по уравниванию двигателей аналогов.

Ключевые слова: поршневого двигателя, динамика, смещение шатунных шеек, уравнивание, силы инерции, противовесы, критерий Стечкина — Каца, V6, годограф

Введение. Двигатель считается уравновешенным, если на установившемся режиме работы на его опоры передаются постоянные по модулю и направлению силы. У неуравновешенного двигателя силы, передаваемые на опоры, вызывают вибрацию подмоторной рамы и энергоустановки в целом, что сопровождается повышенным уровнем шума, перегрузками отдельных деталей и ростом их износа [1–4].

Основной причиной неуравновешенности двигателя служат силы инерции поступательно движущихся масс (ПДМ) и центробежные силы инерции неуравновешенных вращающихся масс (НВМ). В многоцилиндровом двигателе эти силы могут создавать неуравновешенные моменты.

Задача уравнивания в большинстве случаев не имеет единственного решения, т. е. обеспечить уровень внешней остаточной неуравновешенности возможно в широком диапазоне независимых факторов, в роли которых могут выступать как само место расположения противовесов, так и их форма,

в том числе ширина и наружный диаметр. Чтобы обеспечить единственность решения, целесообразно применять подход с определением целевой функции, в качестве которой для двигателя автомобильного назначения может служить общая масса коленчатого вала с установленными противовесами. При этом целесообразно дополнительно ограничивать задачу использованием геометрических условий, определяющих проворачиваемость вала, а также заданием общей длины.

В литературе имеется ряд примеров, где в качестве признаков может быть использована как геометрия противовесов, так и само их расположение [5], а также расположение дополнительных валов (рис. 1). При этом в последнем случае в качестве целевой функции выбирается вибронегруженность опор двигателя — энергетический критерий, предложенный в диссертации А.А. Ашишина [6].

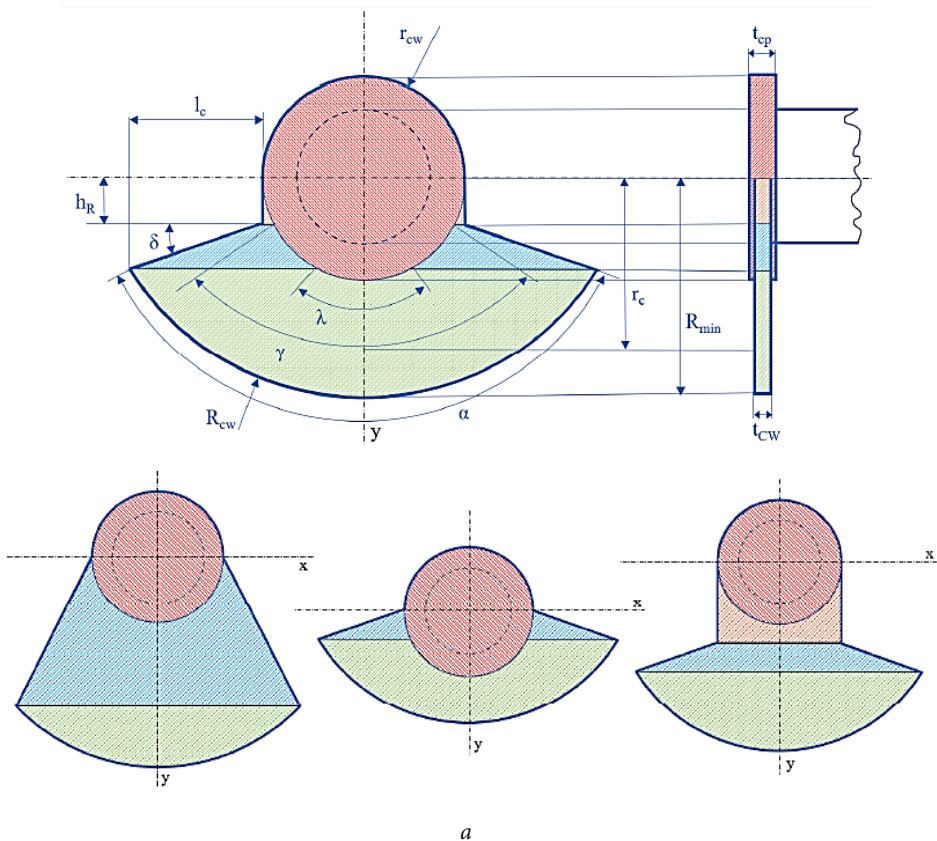


Рис. 1 (начало). Подходы к уравниванию двигателей:

a — параметризация модели противовесов [5]

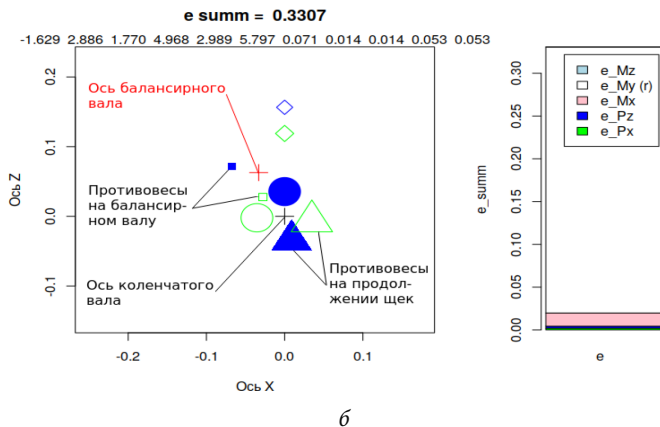


Рис. 1 (окончание). Подходы к уравниванию двигателей:

б — поиск положения уравнивающих валов для минимизации виброн нагруженности [7]

Сама по себе подобная задача представляет значительную сложность, при этом достаточно часто такой подход приводит к формированию значительного числа заведомо выходящих за рамки ограничений вариантов, оценка которых может быть выполнена априорно.

Большинство работ по оптимизации расположения противовесов посвящено валам относительно простой конструкции [5–8]. Однако в настоящее время для транспортных двигателей стали популярны сложные конструкции коленчатых валов со смещенными шатунными шейками [9]. Смещенные шатунные шейки обеспечивают возможность равномерного чередования рабочих ходов при практически любых углах развала цилиндров в V-образных двигателях с разным числом цилиндров. Необходимое угловое смещение δ шеек в зависимости от числа цилиндров i и угла развала $\gamma_{ц}$ определяют по следующей формуле приведенной, например, в работе [9]:

$$\delta = \frac{720^\circ}{i} - \gamma_{ц}. \tag{1}$$

Из соображений прочности при увеличении угла смещения валы выполняются с промежуточной щекой между соседними шатунными шейками. Однако это приводит к увеличению общей длины коленчатого вала (рис. 2, б).

В сочетании с мерами по повышению усталостной прочности (например: обкатка коренных шеек или индукционная закалка токами высокой частоты шатунных шеек) при небольшом угле смещения шатунных шеек можно вообще отказаться от промежуточной щеки. Данная технология называется Split-Pin (рис. 2, в).

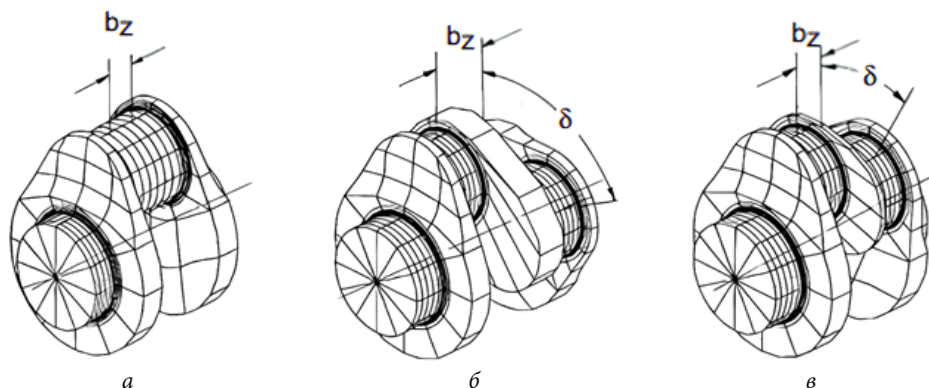


Рис. 2. Конструкция колена вала для V-образных двигателей [10]:

a — с одной общей шатунной шейкой для двух смещенных в осевом направлении шатунов; *b* — со смещенными под большим углом шатунными шейками и промежуточной щекой; *в* — со смещенными под небольшим углом шатунными шейками и без промежуточной щеки (выполнено по технологии Split-Pin)

В данной работе рассматриваются особенности уравнивания двигателей, в которых используется конструкция коленчатого вала со смещенными шатунными шейками. Задача работы заключается в поиске расположения противовесов на коленчатом валу, обеспечивающего минимально возможную массу, что особенно важно для автомобильных двигателей.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбран двигатель в конфигурации V6 с углом развала цилиндров 72° типа ЧН 8,3/9,2 (OM642), применяемый в качестве силового агрегата для легковых автомобилей Mercedes-Benz. В соответствии с (1) шатунные шейки смещены на 48° , чтобы обеспечить равномерное чередование вспышек. Геометрические параметры кривошипно-шатунного механизма (КШМ) приведены в табл. 1

Таблица 1

Основные геометрические размеры деталей КШМ рассматриваемого двигателя

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Диаметр цилиндра D , м	0,083	Диаметр коренной шейки $D_{к.ш}$, м	0,076
Ход поршня S , м	0,092	Диаметр шатунной шейки $D_{ш.ш}$, м	0,064
Длина шатуна L , м	0,168	Длина коренной шейки $l_{к.ш}$, м	0,030
Длина кривошипа R , м	0,046	Длина шатунной шейки $l_{ш.ш}$, м	0,023
Отношение длины кривошипа к длине шатуна λ	0,270	Угол чередования вспышек γ , град.	120

Анализ уравновешенности двигателя. Необходимо установить, какие силы и моменты в двигателе не уравновешены. Для этого использован универсальный алгоритм анализа внешней уравновешенности V-образного двигателя [11].

При анализе система координат располагается следующим образом: начало координат — в среднем сечении коленчатого вала, ось z направлена от носка к хвостовику коленчатого вала, ось y направлена вниз, поскольку положительной считается сила, направленная к оси вращения коленчатого вала. Ось x направлена так, чтобы образовалась «правая» система координат. В табл. 2 приведены значения углов $\gamma_{kin}, \gamma_{kin}$ между плоскостями 1-го и i -го кривошипов в левом и правом рядах цилиндров и координат z_i точек приложения сил (рис. 3).

Таблица 2

Значения углов $\gamma_{kin}, \gamma_{kin}$ и координат z_i точек приложения сил

Параметр	Цилиндр					
	1	2	3	4	5	6
$\gamma_{kin}, \gamma_{kin}$, град.	0	120	240	48	168	288
z_i	$-d$	0	d	$-d$	0	d

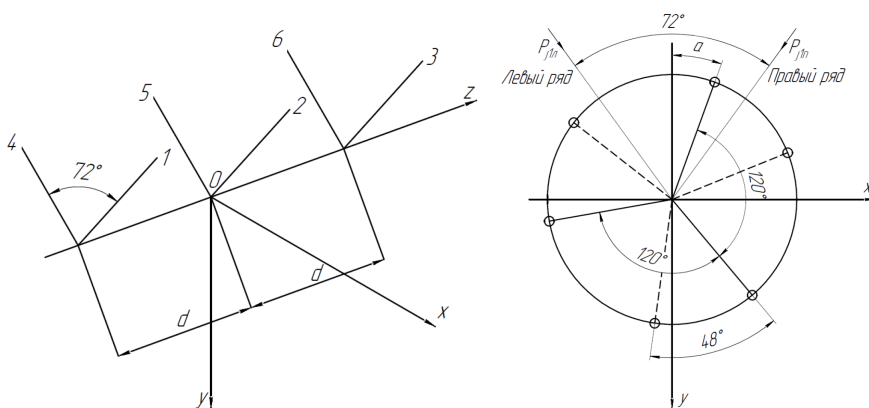


Рис. 3. К анализу уравновешенности

Силы инерции ПДМ 1-го порядка. Проекции главного вектора сил инерции ПДМ 1-го порядка:

$$R_{j1x} = P_1 \sin \frac{\gamma_{ц}}{2} - \left[\sum_1^3 \cos(\alpha + \gamma_{kin}) + \sum_4^6 \cos(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] = 0;$$

$$R_{j1y} = P_1 \cos \frac{\gamma_{ц}}{2} - \left[\sum_1^3 \cos(\alpha + \gamma_{kin}) + \sum_4^6 \cos(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] = 0,$$

где P_1 — сила инерции ПДМ 1-го порядка; α — угол поворота коленчатого вала.

Силы инерции ПДМ 2-го порядка. Проекция главного вектора сил инерции ПДМ 2-го порядка:

$$R_{j2x} = P_2 \sin \frac{\gamma_{ц}}{2} \left[-\sum_1^3 \cos 2(\alpha + \gamma_{kin}) + \sum_4^6 \cos 2(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] = 0;$$

$$R_{j2y} = P_2 \cos \frac{\gamma_{ц}}{2} \left[-\sum_1^3 \cos 2(\alpha + \gamma_{kin}) - \sum_4^6 \cos 2(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] = 0,$$

где P_2 — сила инерции ПДМ 2-го порядка.

Центробежные силы инерции. Проекция главного вектора центробежных сил инерции:

$$R_{Cx} = C \sum_1^3 \sin \left(\alpha + \gamma_{ki} - \frac{\gamma_{ц}}{2} \right) = 0;$$

$$R_{Cy} = C \sum_1^3 \cos \left(\alpha + \gamma_{ki} - \frac{\gamma_{ц}}{2} \right) = 0,$$

где C — центробежная сила инерции; γ_{ki} — угол расположения кривошипа.

Результаты вычислений позволяют заключить, что силы инерции ПДМ 1-го и 2-го порядков, а также центробежные силы в двигателе уравновешены.

Момент сил инерции ПДМ 1-го порядка. Проекция момента сил инерции ПДМ 1-го порядка относительно координатных осей:

$$M_{j1x} = P_1 \cos \frac{\gamma_{ц}}{2} \left[\sum_1^3 z_i \cos(\alpha + \gamma_{kin}) + \sum_4^6 z_i \cos(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] \neq 0;$$

$$M_{j1y} = P_1 \sin \frac{\gamma_{ц}}{2} \left[-\sum_1^3 z_i \cos(\alpha + \gamma_{kin}) + \sum_4^6 z_i \cos(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] \neq 0.$$

Момент сил инерции ПДМ 2-го порядка. Проекция момента сил инерции ПДМ 2-го порядка относительно координатных осей:

$$M_{j2x} = P_2 \cos \frac{\gamma_{ц}}{2} \left[\sum_1^3 z_i \cos 2(\alpha + \gamma_{kin}) + \sum_4^6 z_i \cos 2(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] \neq 0;$$

$$M_{j2y} = P_2 \cos \frac{\gamma_{ц}}{2} \left[-\sum_1^3 z_i \cos 2(\alpha + \gamma_{kin}) + \sum_4^6 z_i \cos 2(\alpha - \gamma_{ц} + \gamma_{kin}) \right] \neq 0.$$

Момент центробежных сил инерции. Проекция момента центробежных сил инерции:

$$M_{jCx} = C \sum_1^3 z_i \cos \left(\alpha - \frac{\gamma_{ц}}{2} + \gamma_{ki} \right) \neq 0;$$

$$M_{jCy} = C \sum_1^3 z_i \sin \left(\alpha - \frac{\gamma_{ц}}{2} + \gamma_{ki} \right) \neq 0.$$

На рис. 4 красным цветом представлены годографы главных неуравновешенных моментов сил инерции ПДМ 1-го и 2-го порядков и главного момента центробежных сил инерции, построенные в программе Mathcad.

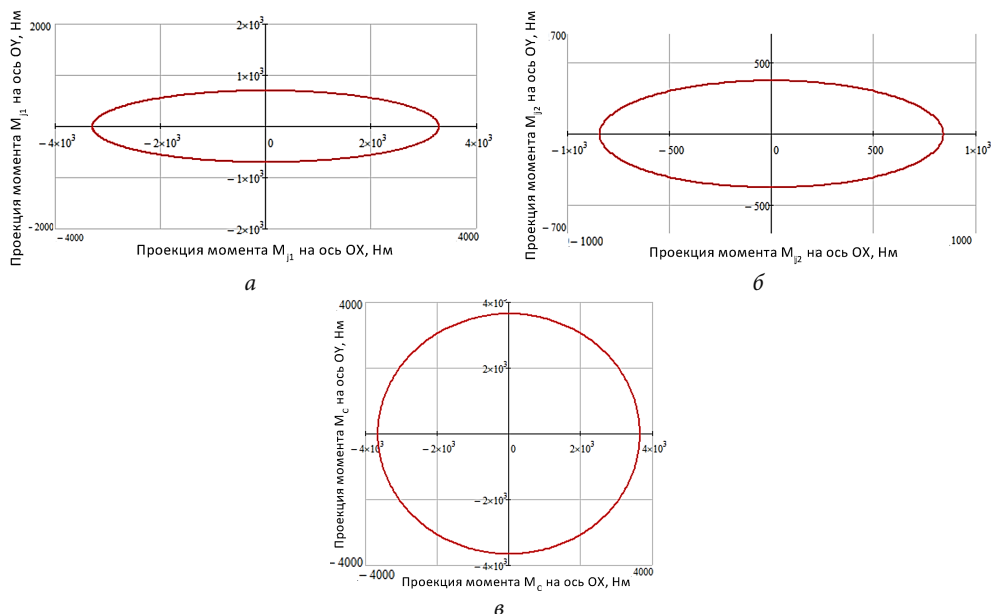


Рис. 4. Годографы главных моментов:

a — сил инерции ПДМ 1-го порядка; *б* — сил инерции ПДМ 2-го порядка; *в* — центробежных сил инерции НВМ

Годографы неуравновешенных главных моментов сил инерции ПДМ 1-го и 2-го порядка (рис. 4, а, б) показывают невозможность полного уравновешивания противовесами (эллипсоидная форма годографа свидетельствует о непостоянстве модуля неуравновешенного момента), в то же время главный момент центробежных сил инерции может быть полностью уравновешен противовесами (рис. 4, в).

В качестве критерия определения моментов, создаваемых противовесами, можно использовать обобщенный критерий Стечкина — Каца [11]:

$$\xi = \frac{1}{mD\omega^2} \left(R_{j1\Sigma} + 0,25R_{j2\Sigma} + \frac{6l_d}{l_d^2 + h_d^2} (M_{j1ост} + 0,25M_{j2ост}) \right); \quad (2)$$

$$\eta = \frac{1}{m\omega^2 D} \left(R_{jc\Sigma} + \frac{6l_d}{m\omega^2 D(l_d^2 + h_d^2 + hl_d^2 + h_d^2)} M_{jc\Sigma} \right), \quad (3)$$

где m — масса двигателя; l_d , b_d , h_d , D — соответственно длина, ширина, высота и диаметр цилиндра двигателя; $R_{j1\Sigma}$, $R_{j2\Sigma}$ — суммарные силы инерции ПДМ 1-го и 2-го порядков; $M_{j1ост}$, $M_{j2ост}$ — остаточные неуравновешенные моменты сил инерции ПДМ 1-го и 2-го порядков; $R_{jc\Sigma}$ — суммарная центробежная сила инерции; $M_{jc\Sigma}$ — суммарный момент центробежных сил инерции.

Если $\xi < 0,002$ и $\eta < 0,002$, то двигатель можно считать уравновешенным, если $\xi > 0,01$ и $\eta > 0,01$, то двигатель недостаточно уравновешен.

Для оценки степени уравновешенности сил и моментов в двигателе обычно используется критерий Стечкина — Каца. Однако в данной работе предложено использовать его как дополнительное ограничение для определения предельных значений моментов, создаваемых противовесами. Для определения моментов, создаваемых противовесами, которые позволили бы обеспечить достаточную уравновешенность двигателя, была проанализирована зависимость величины ξ от моментов данных противовесов. Эта зависимость построена в программе MATLAB и представлена на рис. 5.

Годографы моментов, создаваемых противовесами, построенные вместе с годографами неуравновешенных моментов в программе Mathcad, представлены на рис. 6.

Амплитуда момента $M_{soz dj1}$ составляет 52 % от большей амплитуды неуравновешенного момента сил инерции ПДМ 1-го порядка, а для $M_{soz dj2}$ — 72 % от большей амплитуды неуравновешенного момента сил инерции ПДМ

2-го порядка. Это связано с неодинаковым вкладом силовых факторов в итоговую зависимость для ξ (2).

Полученные значения амплитуд моментов приведены в табл. 3.

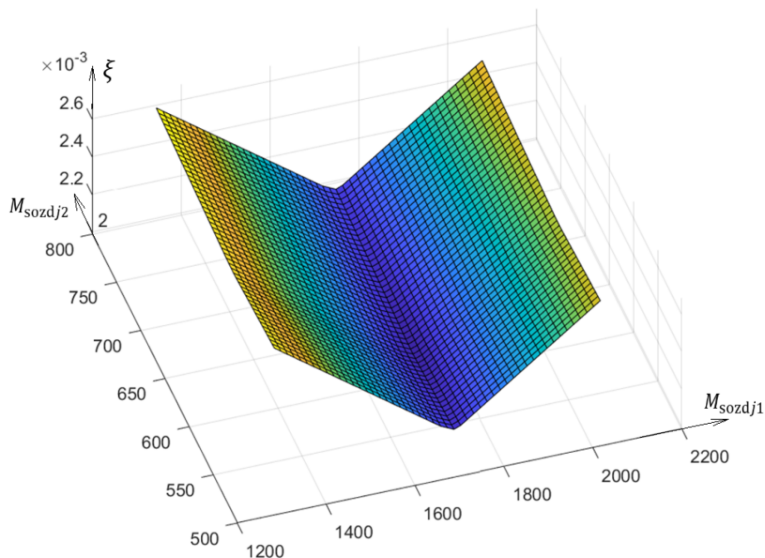


Рис. 5. Зависимость ξ от моментов сил, создаваемых противовесами:

$M_{soz dj1}$ — момент противовеса, предназначенного для уравнивания момента сил инерции ПДМ 1-го порядка; $M_{soz dj2}$ — момент противовеса, предназначенного для уравнивания момента сил инерции ПДМ 2-го порядка

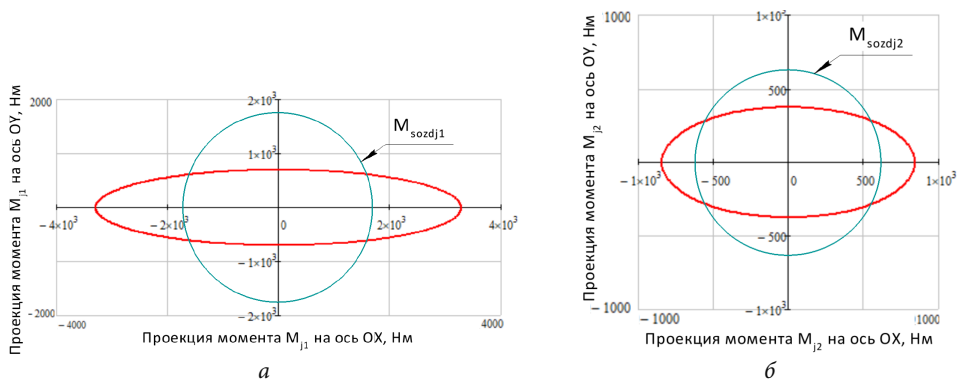


Рис. 6. Годографы моментов, создаваемых противовесами, для уравнивания момента сил инерции ПДМ 1-го порядка (а) и момента сил инерции ПДМ 2-го порядка (б)

Таблица 3

Результаты анализа уравновешенности

Амплитуда	R_{j1}	R_{j2}	R_c	M_{j1}	M_{j2}	M_{jc}
Неуравновешенного момента, Н · м	0	0	0	2913,00	798,30	3652,1
Создаваемая противовесами, Н · м	—	—	—	1729,92	623,66	3652,1
Остаточных неуравновешенных моментов, Н · м	—	—	—	1183,08	174,64	0

В соответствии с формулами (2) и (3) получены следующие значения:

$$\xi = 0,00198; \eta = 0.$$

При этом $\eta = 0$, так как центробежные силы и момент центробежных сил в данном двигателе полностью уравновешены.

Выбранные значения моментов противовесов позволяют считать двигатель уравновешенным в соответствии с выбранным критерием.

Предложение по уравновешиванию. Если уравновешивание момента сил инерции ПДМ 2-го порядка имеет единственное решение (он частично уравновесится противовесами на балансирном вале), то уравновешивание момента сил инерции ПДМ 1-го порядка и момента центробежных сил можно реализовать различными вариантами (поскольку они уравновешиваются противовесами на коленчатом валу, а вариаций их установки существует несколько).

Используем компоновку двигателя прототипа для формулирования геометрических ограничений задачи уравновешивания. Для этого зададим основные размеры коленчатого вала (рис. 7). В качестве целевой функции используем значение массы вала, что является важной величиной для транспортного двигателя и в том числе влияет на продолжительность переходных процессов [1].

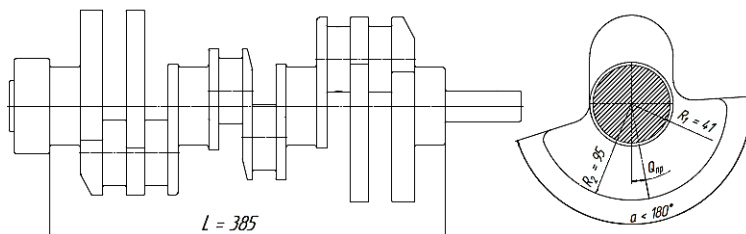


Рис. 7. Основные размеры коленчатого вала

Постановка задачи. Для каждой выбранной схемы расположения противовесов определить суммарную массу вала. Для вариантов, удовлетворяю-

щих описанным выше ограничениям определить схему с минимальной массой. Задача поиска имеет следующий вид:

- целевая функция $\min(M_{\text{вала}})$;
- ограничения $L, \theta_{\text{пр}}, R_1, R_2, \alpha$;
- независимые параметры — схема расположения противовесов на щеках.

Для данной конструкции коленчатого вала существует порядка 40 различных вариантов расположения противовесов. Далее рассмотрим наиболее перспективные (табл. 4), отобранные с учетом следующих предварительных соображений:

- установка противовесов с максимально возможным расстоянием между ними, приведет к уменьшению массы коленчатого вала;
- установка противовесов с минимально возможным расстоянием позволит разгрузить коренные подшипники.

На схемах уравнивания выделим черным цветом противовесы для момента центробежных сил инерции НВМ, а серым — для момента сил инерции ПДМ 1-го порядка.

Таблица 4

Варианты расположения противовесов

Номер варианта	Схема	Описание
1		Моменты $M_{jc} > M_{j1}$, M_{jc} уравниваются противовесами на крайних щеках (рис. 5 толщина крайних щек больше чем соседних, и соответственно больший момент можно уравновесить на них), а M_{j1} частично уравниваются противовесами на соседних щеках
2		В отличие от 1-го варианта противовесы располагаются не на двух щеках, а по всему коленчатому валу, для каждого рассматриваемого момента
3		Как и в варианте 2, противовесы располагаются на всех щеках, но M_{jc} уравнивается противовесами на крайних, а M_{j1} частично уравнивается противовесами на оставшихся

Окончание табл. 4

Номер варианта	Схема	Описание
4		Момент M_{jc} уравнивается крайними противовесами, а для M_{j1} противовесы располагаются через каждую щеку
5		Момент M_{jc} уравнивается двумя крайними противовесами и одним центральным. А M_{j1} двумя противовесами, расположенными по соседству
6		Противовесы для M_{jc} и M_{j1} располагаются на одних и тех же крайних щеках

Определение углов противовесов. Для определения положения противовесов в координатных системах годографов отображаются оси цилиндров и коленчатый вал в положении, соответствующем нахождению поршня 1-го цилиндра в верхней мертвой точке ($\alpha = 0$), а также вектор неуравновешенного момента $M_{jC\Sigma}$ (рис. 8). Далее для определения угла противовеса используется выражение

$$\theta_{пр} = \frac{\gamma_{ц}}{2} - (90^\circ - \theta_1),$$

где угол θ_1 определяется при $\alpha = 0$ как $\operatorname{arctg} \left| \frac{M_{jCx\Sigma}}{M_{jCy\Sigma}} \right|$.

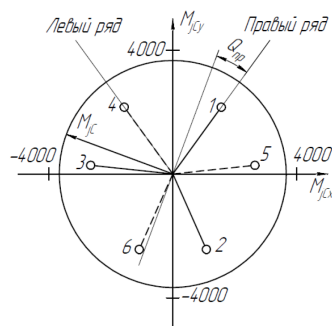


Рис. 8. Годограф неуравновешенного момента центрбежных сил инерции:

1–6 — номера цилиндров

Тогда для момента центробежных сил инерции $\theta_{пр}$ равен 30° , а для момента сил инерции ПДМ 1-го порядка $\theta_{пр}$ будет равен 32° .

Таким образом, противовесы для моментов сил инерции ПДМ 1-го порядка и центробежных сил инерции рассматриваются отдельно, так как их углы различаются.

Дальнейший расчет геометрии противовесов для рассматриваемых моментов выполнен по алгоритму, представленному в учебнике [11].

Анализ результатов моделирования расположения противовесов. Результаты расчетов уравнивания момента сил инерции ПДМ 1-го порядка и момента центробежных сил инерции для вариантов, представленных выше в табл. 4, приведены в табл. 5.

Таблица 5

Результаты расчетов уравнивания момента сил инерции ПДМ 1-го порядка и момента центробежных сил инерции для всех шести рассматриваемых вариантов уравнивания

Номер варианта расположения противовесов	Момент центробежных сил инерции НВМ		Момент сил инерции ПДМ 1-го порядка	
	$b_{пр}$, м	$m_{пр}$, кг	$b_{пр}$, м	$m_{пр}$, кг
1	0,021	1,81	0,017	1,436
2	0,080	7,016	0,048	4,155
3	0,021	1,810	0,104	9,116
4	0,021	1,810	0,046	3,998
5	0,040	3,465	0,017	1,436
6	0,021	1,810	0,015	1,248

Примечание: $b_{пр}$ — толщина противовеса, $m_{пр}$ — масса противовеса.

Как и было описано выше, при выборе предпочтительного варианта учитываются геометрические ограничения, а именно длина коленчатого вала, и получившаяся по итогам уравнивания его масса. Итоговая длина и масса коленчатого вала и полученная компоновочная схема представлены в табл. 6.

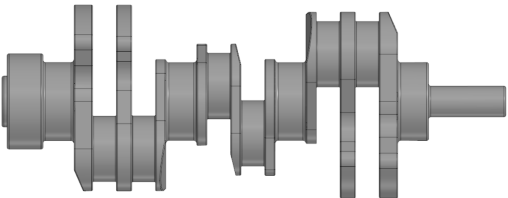
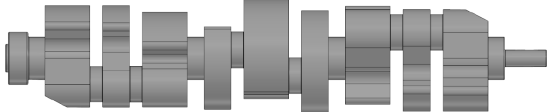
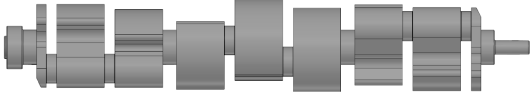
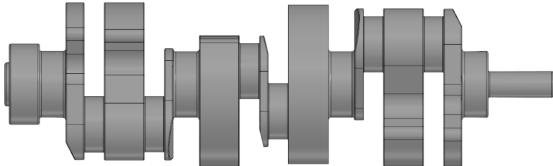
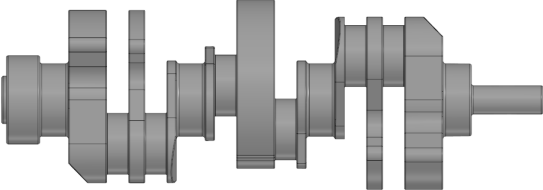
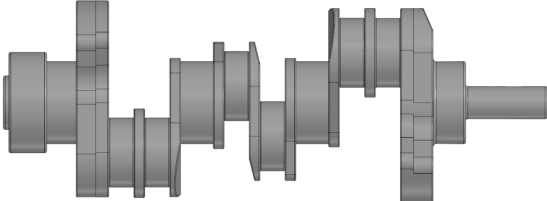
Варианты 2–5 характеризуются значительно большей шириной щек, что приводит к увеличению длины коленчатого вала по сравнению с вариантами 1 и 6, а также массы вала. Первый вариант соответствует прототипу, однако наиболее оптимальным следует считать вариант 6, так как он удовлетворяет

геометрическим ограничениям и имеет минимальную массу (масса ниже на 1,57 % чем у прототипа).

Твердотельная модель КШМ выбранного варианта представлена на рис. 9.

Таблица 6

Параметры полученных коленчатых валов

Номер варианта	Длина коленчатого вала, м	Масса коленчатого вала, кг	Компоновочная схема коленчатого вала
1	0,385	24,192	
2	0,85	69,398	
3	1,026	85,131	
4	0,515	37,312	
5	0,452	30,965	
6	0,381	23,816	

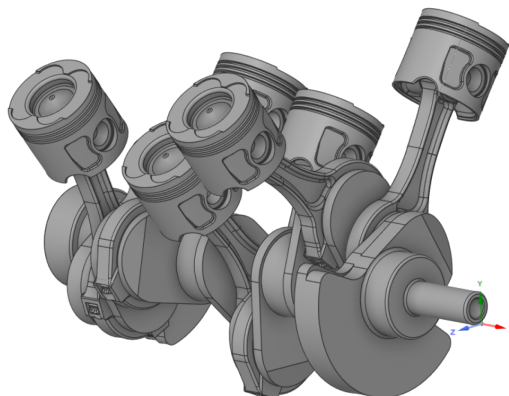


Рис. 9. Твёрдотельная модель КШМ выбранного варианта

Уравновешивание момента сил инерции ПДМ 2-го порядка. Момент сил инерции ПДМ 2-го порядка M_{j_2} уравнивается установкой противовесов на балансирном вале.

Балансирный вал двигателя прототипа и его твёрдотельная модель, полученная по результатам расчетов, представлены на рис. 10.



Рис. 10. Балансирный вал рассматриваемого двигателя (а) и его твёрдотельная модель (б), полученная в результате расчетов

Результаты. По итогам исследования можно сделать некоторые обобщения:

1) для рассматриваемого двигателя неуравновешенными факторами являются: моменты сил инерции ПДМ 1-го и 2-го порядка, а также момент центробежных сил.

2) определены значения частично уравнивающих моментов с использованием критерия оценки остаточной неуравновешенности Стечкина — Каца (для M_{j_1} : 2283 Н · м; для M_{j_2} : 692 Н · м);

3) решена задача определения расположения противовесов для обеспечения минимально возможной массы коленчатого вала с учетом геометрических ограничений, полученных с двигателя прототипа;

4) в результате расчетов, с учетом имеющихся ограничений, был определен наиболее предпочтительный вариант установки противовесов. Им оказался вариант, где противовесы для M_{jc} и M_{j1} расположены на одних и тех же крайних щеках коленчатого вала:

- у выбранного варианта масса ниже на 1,57 % чем у прототипа;
- установка противовесов увеличивает массу коленчатого вала на 25,68 %.

Выводы. На основе полученных результатов можно сформулировать следующие выводы:

- 1) смещение шеек не влияет на наличие неуравновешенных факторов;
- 2) критерий Стечкина — Каца может быть использован для определения массы противовесов и соотношения амплитуды постоянного момента создаваемого ими и момента неуравновешенных сил;
- 3) постановка задачи определения минимальной массы с соблюдением геометрических ограничений вала позволяет получить единственное решение для расположения противовесов на коленчатом валу;
- 4) полученное решение не учитывает ограничений, связанных с удельными нагрузками на шейки вала.

Литература

- [1] Чайнов Н.Д. и др. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [2] Myagkov L.L., Strizhov E.E., Malastovskii N.S. Modeling of the Thermal State of the Diesel Cylinder Cover with Allowance for Liquid Flow in the Cooling Cavity. *Heat Transfer Research*, 2008, vol. 39, iss. 8, pp. 685–694. <https://doi.org/10.1615/HeatTransRes.v39.i8.40>
- [3] Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Блинов А.С. Уточненный метод расчета коленчатого вала на выносливость с учетом крутильных колебаний. *7-е Луканинские чтения. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе. Междунар. науч.-техн. конф.: тез. докл.* Москва, МАДИ, 2015, с. 89–91.
- [4] Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Дьякова Л.Н., Блинов А.С. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра высокофорсированного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 2, с. 42–52.
- [5] Dagna A., Delprete C., Gastaldi C. A General Framework for Crankshaft Balancing and Counterweight Design. *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, art. 8997. <https://doi.org/10.3390/app11198997>

- [6] Гусаров В.В., Ашишин А.А. Новый способ анализа и расчета уравнивания поршневого двигателя типа R2. *Журнал Известия МГИУ*, 2006, № 4 (5), с. 5–10.
- [7] Зенкин В.А., Горбунов В.А. Оптимизация системы уравнивания двухцилиндрового четырехтактного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 30–41.
- [8] Khasnis V., Ukhande M., Tilekar G., Mane R., Shegavi G. Crankshaft Design Optimization to Improve Dynamic Balancing and Fatigue Strength. *International Journal of Automotive Engineering*, 2015, vol. 6, pp. 59–66. https://doi.org/10.20485/jsaeijae.6.2_59
- [9] Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Уравнивание V-образных двигателей с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов. *Двигателестроение*, 2019, № 2 (276), с. 17–25.
- [10] Mollenhauer K., Tschoeke H. *Handbook of Diesel Engines: руководство*. Германия, Springer, 2010, 634 с.
- [11] Яманин А.И., Жаров А.И. *Динамика поршневых двигателей*. Москва, Машиностроение, 2003, 464 с.

Поступила в редакцию 30.05.2024

Вялков Владислав Сергеевич — студент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Михина Татьяна Игоревна — студентка кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Маластовский Николай Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Вялков В.С., Михина Т.И. Задача определения мест расположения противовесов для двигателей со смещенными шатунными шейками. *Политехнический молодежный журнал*, 2024, № 05 (94). URL: <https://ptsj.bmstu.ru/catalog/pmc/ejrknx/997.html>

THE PROBLEM OF DETERMINING THE COUNTERWEIGHTS POSITION FOR ENGINES WITH THE CONNECTING ROD JOURNALS OFFSET

V.S. Vyalkov

vyalkovvladislav@yandex.ru

T.I. Mikhina

mikhina.tanya010@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

The paper considers the problem of balancing an engine with the complex crank mechanism design. Using a universal analytical algorithm for analyzing the external balance, it indicates the inertia forces and moments arising in rotation of the crankshaft of a 6-cylinder V-shaped engine with the connecting rod journals offset by 48°. Values of the counterweights position angles for the first-order inertia moments and rotating masses are determined. The Stechkin — Katz criterion for assessing residual imbalance is used to determine values of the partially balancing moments created by counterweights on the shaft cheeks extensions. The problem of determining the counterweights position to ensure the minimum possible crankshaft mass is formulated. Based on the prototype engine layout the paper specifies geometric constraints of the problem. Possible options for positioning the counterweights are preliminary assessed; those promising are selected. The obtained simulation results are making it possible to form the crankshaft appearance. The paper presents conclusions and recommendations for balancing the analog engines.

Keywords: piston engine, dynamics, connecting rod journal offset, balancing, inertia forces, counterweights, Stechkin — Katz criterion, V6, hodograph

Received 30.05.2024

Vyalkov V.S. — Student, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Mikhina T.I. — Student, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Malastovskiy N.S., Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Vyalkov V.S., Mikhina T.I. The problem of determining the counterweights position for engines with the connecting rod journals offset. *Politekhnikheskiy mlodezhnyy zhurnal*, 2024, no. 05 (94). (In Russ.). URL: <https://ptsj.bmstu.ru/catalog/pmc/ejrknx/997.html>