

ОЦЕНКА СИЛ ИНЕРЦИИ МАСС V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ШАРНИРНО СОЕДИНЕННЫМИ ШАТУНАМИ

Т.И. Михина

mikhina.tanya010@gmail.com

В.С. Вялков

vyalkovvladislav@yandex.ru

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

Изучен вопрос определения значений сил инерции, действующих в кривошипно-шатунном механизме 8-цилиндрового V-образного двигателя с шарнирно соединенными шатунами. Шатуны рассмотрены в рамках эквивалентной сосредоточенной двухмассовой системы. Выполнены разделения ускорений поршней главного и прицепного шатунов на составляющие 1-го и 2-го порядков с использованием ряда Фурье. Оценено влияние геометрии прицепного шатуна на ускорение поршня и на значения сил инерции, показана значимость разности поступательно движущихся масс правого и левого рядов цилиндров при определении сил инерции. Получено, что в схеме с использованием прицепного шатуна наблюдается угловое смещение годографа сил инерции, а также уменьшение значений этих сил.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, V8, прицепной шатун, кривошипно-шатунный механизм, ускорение поршня, ряд Фурье, годограф, силы инерции

Введение. Для уменьшения габаритов силовой установки достаточно частым решением является использование V-образной схемы компоновки цилиндров двигателя [1]. При таком подходе могут применяться как рядом расположенные шатуны, так и сочлененные, которые, в свою очередь, делятся на шарнирно соединенные и центрально-сочлененные (рис. 1).

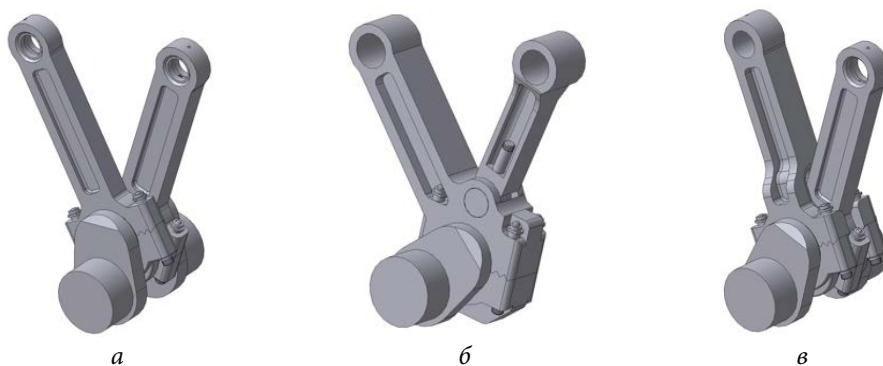


Рис. 1. Способы размещения шатунов [2]:

а — рядом сидящие; *б* — шарнирно соединенные; *в* — центрально-сочлененные

Проблемы, связанные с проектированием и использованием того или иного способа сочленения шатунов в значительной степени, поддаются прогнозированию с использованием современных конечно-элементных прикладных пакетов, в том числе Ansys, Логос и т. д. [3–7]. Однако принятие того или иного конструкторского решения должно происходить обоснованно с учетом преимуществ, которые дает тот или иной тип конструкции.

В настоящее время наибольшее распространение получила схема с рядом сидящими шатунами, однако использование сочлененной компоновки остается актуальной в том числе для магистральных и маневровых тепловозов, а также для судов российского производства [8]. Для таких двигателей учет различий в значениях сил инерции левого и правого рядов цилиндров вследствие конструктивных особенностей шатунов данного типа является важной прикладной задачей при проектировании и производстве. Этому вопросу посвящено данное исследование, в ходе которого были рассмотрены отличия ускорений поршней главного и прицепного шатунов, а также сил инерции, возникающих в исследуемом V-образном двигателе в двух случаях: при использовании рядом сидящих и сочлененных шатунов.

Объект исследования. В качестве исследуемого двигателя был выбран V-образный 8-цилиндровый двигатель типа ЧН 26/26 с номинальной частотой вращения 1000 об/мин [8]. Отметим, что у коленчатого вала этого двигателя кривошипы расположены в одной плоскости (рис. 2, а). Массы элементов кривошипно-шатунного механизма (КШМ) были получены из построенных твердотельных моделей (рис. 2, б). Основные размеры этих элементов приведены в табл. 1.



а



б

Рис. 2. Коленчатый вал:

а — литой коленчатый вал двигателя 7-6Д49; б — разработанная твердотельная модель вала в сборке с ШППГ

Таблица 1

Основные размеры элементов КШМ

Параметр	Значение
Диаметр цилиндра D , м	0,26
Длина кривошипа R , м	0,13
Длина прицепа R_1 , м	0,150
Длина главного шатуна L , м	0,650
Длина прицепного шатуна L_n , м	0,500

Приведение и оценка масс шатунной группы для левого и правого ряда цилиндров. С целью проведения расчетов каждый шатун моделируется двумя замещающими массами, одна из которых относится к поступательно движущимся частям (ПДМ), а другая — к вращающимся [9, 10] (рис. 3).

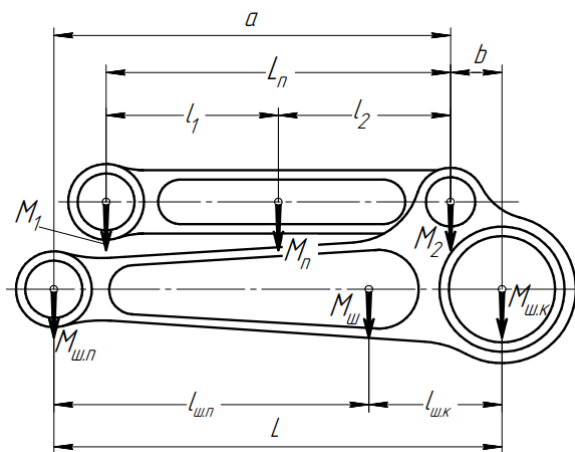


Рис. 3. Расчетная схема определения сосредоточенных масс [9]

Прицепной шатун (массой M_n) представляется в виде масс M_1 и M_2 , сосредоточенных на оси поршневого пальца и на оси пальца, установленного в проушинах главного шатуна соответственно:

$$M_{1,2} = M_n \frac{l_{2,1}}{L_n},$$

где l_1, l_2 — расстояние от центра масс (ЦМ) прицепного шатуна до осей поршневой головки и пальца прицепного шатуна соответственно.

Главный шатун (массой $M_{ш}$) моделируется с учетом части массы прицепного шатуна на следующие составляющие: массу $M_{ш.п}$, сосредоточенную в центре поршневого пальца, и массу $M_{ш.к}$, сосредоточенную на оси шатунной шейки:

$$M_{ш.п} = M_{ш} \frac{l_{ш.к}}{L} + M_2 \frac{b}{L};$$

$$M_{ш.к} = M_{ш} \frac{l_{ш.п}}{L} + M_2 \frac{a}{L},$$

где $l_{ш.к}$, $l_{ш.п}$ — расстояние от ЦМ главного шатуна; b , a — расстояние от оси пальца прицепного шатуна до осей кривошипной и поршневой головок соответственно.

С целью упрощения расчетов смещение ЦМ с оси главного шатуна в связи с добавлением массы M_2 не учитывается [9], что является оправданным, поскольку оно не превышает 4 % в продольном и поперечном направлении относительно габаритов шатуна.

Массы, полученные на основании построенных твердотельных моделей, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Массогабаритные характеристики

Величина	Значение, кг	Значение, отнесенное к площади поршня, кг/м ²	Ориентировочные значения, кг/м ² [1]
Масса поршневого комплекта $m_{п.к}$	44,1	799,2	600–1100
ПДМ правого ряда цилиндров $m_{п.л}$	66,0	1195,8	750–1400
ПДМ левого ряда цилиндров $m_{п.п}$	55,1	998,1	
Масса вращательно движущихся частей $m_{вр}$	133,3	2417,5	—

Полученное различие в массах поступательно движущихся частей правого и левого рядов цилиндров достигает 17 % и должно оказывать влияние на баланс сил в кривошипно-шатунном механизме.

Кинематика КШМ двигателя с сочлененными шатунами. Выполнена оценка влияния конструкции шарнирно соединенных шатунов на ускорение поршня прицепного шатуна (левый ряд цилиндров) $j_{п.п}$ по сравнению с ускорением поршня главного шатуна $j_{п}$.

В качестве исходных используются следующие зависимости:

$$S_{п} = R(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta); \tag{1}$$

$$S_{п.п} = R(1 - \cos \alpha_1) + L_{п}(1 - \cos \beta_1) + R_1(1 - \cos \beta); \tag{2}$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha); \tag{3}$$

$$\beta_1 = \arcsin(\lambda_1 \sin \alpha_1 - \delta \lambda \sin \alpha), \tag{4}$$

где $S_{п}$, $S_{п.п}$ — перемещения поршней главного и прицепного шатунов соответственно; α , α_1 — угол поворота коленчатого вала (ПКВ) относительно осей цилиндров правого и левого рядов соответственно; β , β_1 — угловое перемещение главного и прицепного шатунов соответственно; λ , λ_1 — отношение радиуса кривошипа к длине главного шатуна и прицепного соответственно; δ — отношение длины прицепа к длине прицепного шатуна.

Встроенными в Mathcad методами численного дифференцирования на основании зависимостей (1)–(4) могут быть получены значения ускорений (рис. 4, а).

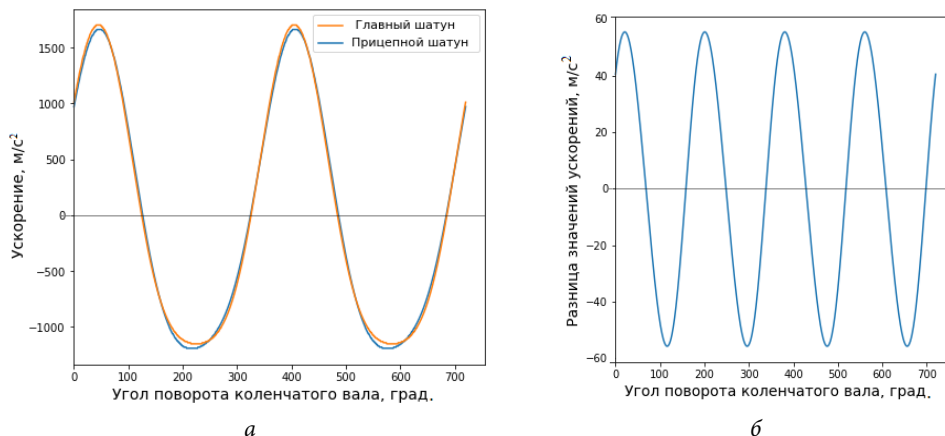


Рис. 4. Зависимость от угла ПКВ без учета сдвига по фазе:

а — ускорений поршней левого $j_{п}(\alpha - 45^\circ)$ и правого $j_{п.п}(\alpha)$ рядов цилиндров; б — разница полученных ускорений $(j_{п}(\alpha - 45^\circ) - j_{п.п}(\alpha))$

Функции, рассматриваемые на рис. 4, а, подобны, однако заметны отличия значений ускорений в районе верхних (ВМТ) и нижних мертвых точек

(НМТ). График на рис. 4, б не позволяет сказать, что ускорение одного из двух поршней однозначно больше другого: в процессе движения поршня от ВМТ к НМТ знак функции разности значений ускорений дважды изменяется (для обратного направления движения аналогично). Наибольшая разница для участков $j_n > j_{n.п}$ достигается при $20 + \pi k$ град. угла ПКВ (т. е. до ВМТ) и составляет 3,6 % от средних максимальных значений ускорений поршней; а для $j_n < j_{n.п}$ при $115 + \pi k$ град. угла ПКВ (т. е. до НМТ) и достигает 3,9 % от тех же значений. Мертвые точки соответствуют $45 + \pi k$ град. угла ПКВ (где k — целое число).

Общепринятой практикой при анализе уравновешенности двигателей является выделение ускорений 1-го и 2-го порядков. С этой целью полученные значения полных ускорений были разложены в ряд Фурье:

$$j_f = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N (a_k \cos k\alpha + b_k \sin k\alpha).$$

Приняв $k = 0 \dots 2$; $T = 2\pi$, коэффициенты для ускорений первого и второго порядка можно определить как

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T j d\alpha;$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T j \cos k\alpha d\alpha;$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T j \sin k\alpha d\alpha,$$

Тогда формулы для определения ускорений первого и второго порядка будут иметь следующий вид:

$$j_1 = a_1 \cos 1\alpha + b_1 \sin 1\alpha;$$

$$j_2 = a_2 \cos 2\alpha + b_2 \sin 2\alpha.$$

На рис. 5, а графики функций $j_{n1}(\alpha)$ и $j_{n.п1}(\alpha)$ совпали, т. е. ускорения 1-го порядка для поршней обоих цилиндров идентичны, что можно считать ожидаемым результатом.

Для ускорений 2-го порядка (рис. 5, б) имеет место различие графиков функций, наиболее заметное при амплитудах (13,3 %), из чего можно заключить, что ускорение 2-го порядка окажет влияние на форму годографа соответствующей силы инерции.

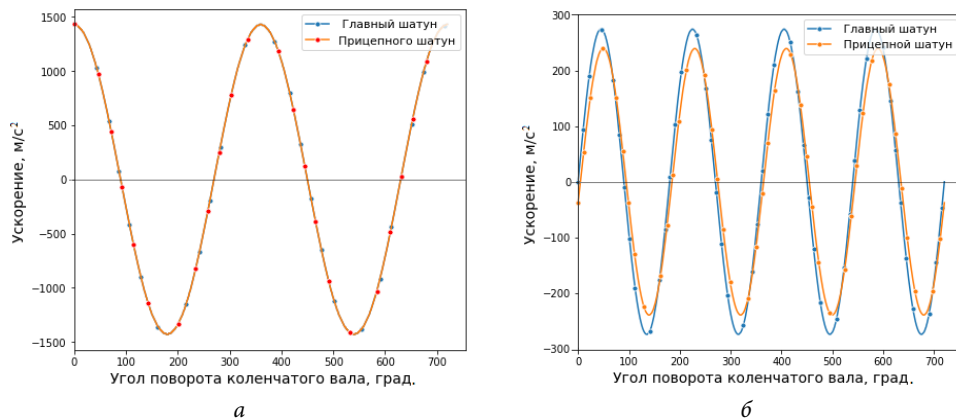


Рис. 5. Зависимости от угла ПКВ без учета сдвига по фазе ускорений: *a* — 1-го порядка для поршней главного $j_{п1}(\alpha)$ и прицепного $j_{п,п2}(\alpha)$ шатунов; *б* — 2-го порядка для поршней главного $j_{п2}(\alpha)$ и прицепного $j_{п,п2}(\alpha)$ шатунов

При разложении на 1-й и 2-й порядок важно оценить амплитуду ускорений оставшихся порядков, особенно это может касаться ускорения для прицепного шатуна. Кинематика главного шатуна аналогична кинематике рядом сидящих шатунов, а значит, достаточно хорошо изучена, поэтому рассмотрим амплитуду остаточного ускорения поршня только прицепного шатуна (рис. 6). Для исследуемого двигателя она составила 0,17 % от полного значения ускорения, следовательно, при расчетах ею можно пренебречь.

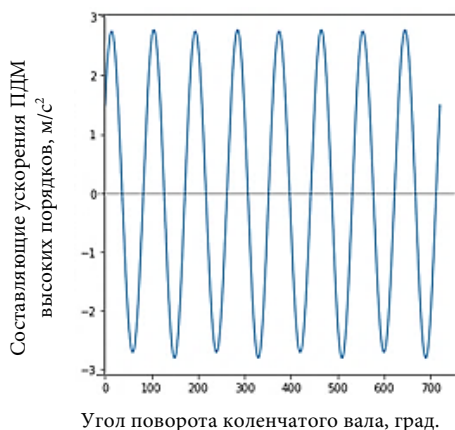


Рис. 6. Остаточная величина ускорения поршня прицепного шатуна

Таким образом, получено, что конструкция сочлененных шатунов не влияет на ускорение 1-го порядка, но значения ускорений 2-го порядка для левого и правого поршней становятся различны. Более высокие порядки ускорений не влияют на действующие в КШМ силы, и их можно не рассматривать.

Оценка сил, действующих в секции двигателя. Для V-образных двигателей целесообразно рассмотреть задачу оценки сил, действующих в отдельной секции, состоящей из одного цилиндра левого ряда и одного — правого. В связи с этим было проведено сравнение годографов сил инерции, построенных для сочлененных и рядом сидящих шатунов. Таким образом, получено, что конструкция с прицепным шатуном деформирует годограф силы инерции 1-го порядка и уменьшает значения силы (рис. 7, а). Поскольку ранее было установлено, что данная конструкция не оказывает влияние на ускорение 1-го порядка, то деформация объясняется именно разницей ПДМ.

Годограф силы инерции 2-го порядка (рис. 7, б) благодаря различной кинематике и разным ПДМ левого и правого цилиндров также деформируется, но в большей степени, чем годограф силы инерции 1-го порядка. Значения данной силы вдоль обеих осей годографа также заметно уменьшаются.

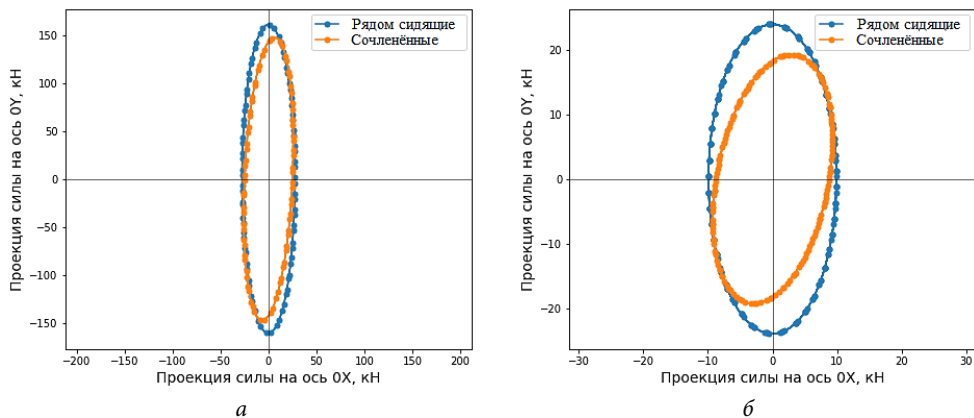


Рис. 7. Силы инерции для секции двигателя с рядом сидящими и сочлененными шатунами: а — первого порядка; б — второго порядка

Таким образом, из сравнения годографов сил инерции для конструкций с рядом сидящими и сочлененными шатунами можно сделать вывод, что последняя позволяет уменьшить значения сил, но деформирует годографы этих сил, поворачивая их в сторону оси цилиндра с главным шатуном.

Анализ внешней уравновешенности. Анализ выполнен с использованием универсального алгоритма анализа внешней уравновешенности V-образ-

ного двигателя [10]. Начало системы координат, введенной для расчета, расположено в середине коленчатого вала (рис. 8). Ось Z этой системы направлена от носка к хвостовику, ось Y — вниз, а ось X таким образом, чтобы образовывалась правая система координат. Данные, полученные по схеме расположения цилиндров и необходимые для расчета, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения углов между плоскостями 1-го и i -го кривошипов в левом и правом рядах цилиндров (γ_{kin} , γ_{kin}) и координаты точек приложения сил (z_i)

Параметр	Цилиндр							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$\gamma_{kin}, \gamma_{kin}$	0	180	180	0	0	180	180	0
z_i	$-3d/2$	$-d/2$	$d/2$	$3d/2$	$-3d/2$	$-d/2$	$d/2$	$3d/2$

Задача расчета заключается в определении значений сил инерции, возникающих в двигателе, и обусловленных ими моментов для дальнейшего анализа влияния различной кинематики масс левого и правого рядов цилиндров, а также разницы ПДМ на получаемые значения.

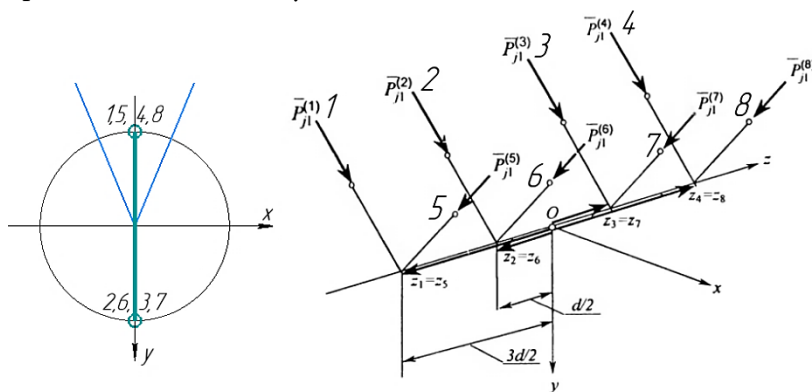


Рис. 8. Расчетная схема двигателя типа 8ЧН 26/26

Результаты анализа показали, что вне зависимости от совпадения параметров правого и левого рядов неуравновешенной является только сила инерции 2-го порядка P_{j2} . Сравним полученный годограф данной силы с аналогичным для конструкции с рядом сидящими шатунами (рис. 9, а).

С целью выяснения того, что именно на данный результат оказывает большее влияние (кинематика или масса), построим годографы P_{j2} (рис. 9, б)

при различной кинематике в разноименных рядах цилиндров, но равных ПДМ, и для обратного случая. Таким образом, получаем, что различный закон движения элементов КШМ уменьшает большую ось эллипса на 14,4 %, а 17-процентная разница масс — на 7,9 %; для меньшей оси эти значения составляют 0,08 и 10,2 % соответственно. Вместе с этим оба этих фактора поворачивают оси эллипса относительно установленной системы координат на одинаковую величину ($\approx 5^\circ$).

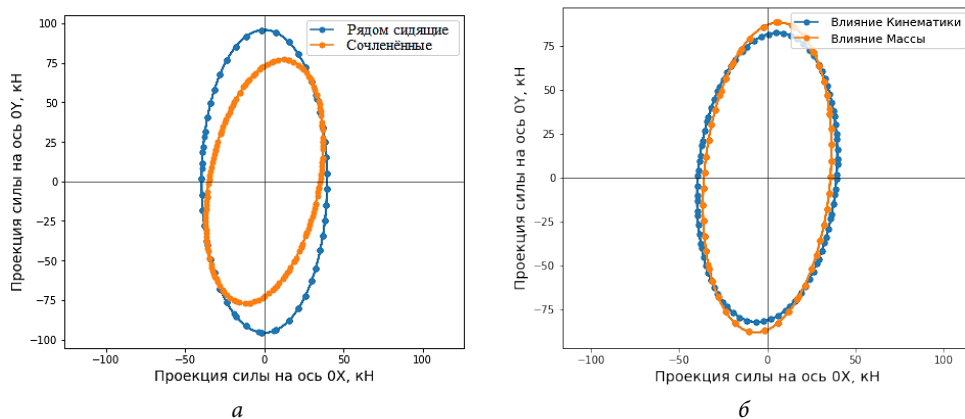


Рис. 9. Силы инерции второго порядка для случаев использования:

а — рядом сидящих и сочлененных шатунов; *б* — сочлененных шатунов при идентичной кинематике в обоих рядах, но разных ПДМ, и при равных ПДМ, но различной кинематике

В результате имеем, что угловое смещение ($\approx 10^\circ$) осей годографа силы инерции 2-го порядка при использовании прицепных шатунов (рис. 9, *а*) обусловлено равнозначным влиянием различной кинематики и различных ПДМ обоих рядов цилиндров. Оба рассматриваемых фактора уменьшают значение силы в направлении большой полуоси вектора годографа, вдоль малой полуоси влияние оказывает только разница ПДМ.

Выводы. В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Для исследуемого двигателя различие ПДМ левого и правого рядов цилиндров составляет 17 %.

2. Различие значений полных ускорений достигает 3,9 %, при этом для поршней главного и прицепного шатунов ускорения 1-го порядка одинаковы; а различие ускорений 2-го порядка достигает 13 %.

3. Различия ПДМ и законов изменения ускорений поршней оказывают сопоставимое влияние на годографы сил инерции обоих порядков в рамках

секции двигателя: деформируют их, уменьшая оси (различие масс преимущественно меньшую, различие в ускорениях — большую).

4. На силы инерции 1-го порядка влияет только различие ПДМ; на силы инерции 2-го порядка — различия обоих исследуемых параметров.

5. При деформации годографа угол между большей его осью и осью ряда цилиндров с главным шатуном уменьшается, что может привести к дополнительному нагружению главного шатуна.

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] *Шатунные механизмы V-образных двигателей*. URL: <https://dvgatelist.narod.ru> (дата обращения 08.04.2024).
- [3] Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Мягков Л.Л., Матисен А.Б. Прочностной анализ шатунов тепловозных дизелей с помощью поэтапного соединения макроэлементной и конечно-элементной моделей. *Двигателестроение*, 2004, № 4, с. 3–5.
- [4] Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаров В.В., Чайнов Н.Д. Динамические расчеты поршневых двигателей со сложными кинематическими схемами. Часть 2. *Грузовик*, 2020, № 2, с. 3–7.
- [5] 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>
- [6] 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.
- [7] Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Блинов А.С. Уточненный метод расчета коленчатого вала на выносливость с учетом крутильных колебаний. *7-е Лукинские чтения. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе. Междунар. науч.-техн. конф.: тез. докл.* Москва, МАДИ, 2015, с. 89–91.
- [8] *Дизель Д49*. URL: <https://www.kolomnadiesel.com/catalog/diesels/> (дата обращения 08.04.2024).
- [9] Заикин А.Е., ред. *Авиационные двигатели. Конструкция и расчет двигателей*. Москва, Военная воздушная ордена Ленина академия К.А. Жуковского, 1941, 39 с.

- [10] Яманин А.И., Жаров А.В. *Динамика поршневых двигателей*. Москва, Машиностроение, 2003, 464 с.

Поступила в редакцию 30.05.2024

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

Вялков Владислав Сергеевич — студент 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:

Михина Т.И., Вялков В.С. Оценка сил инерции масс V-образного двигателя с шарнирно соединенными шатунами. *Политехнический молодежный журнал*, 2024, № 05 (94). URL: <https://ptsj.bmstu.ru/catalog/pmc/ejrknx/1001.html>

ASSESSING INERTIA FORCES IN A V-ENGINE WITH THE ARTICULATED CONNECTING RODS

T.I. Mikhina

mikhina.tanya010@gmail.com

V.S. Vyalkov

vyalkovvladislav@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

The paper studies the problem of determining values of the inertial forces acting in the crank mechanism of an 8-cylinder V-engine with the articulated connected rods. It considers connecting rods within the framework of an equivalent concentrated two-mass system. Accelerations of the main and trailer connecting rods pistons are separated into components of the 1st and 2nd orders using the Fourier series. The paper assesses influence of the trailer connecting rod geometry on the piston acceleration and on the inertial force value; significance of the difference in the translational moving masses of the right and left rows of cylinders in determining the inertial forces is shown. It is found that the scheme using a trailer connecting rod provides an angular shift in the inertial forces hodograph, as well as a decrease in the values of these forces.

Keywords: internal combustion engine, V8, trailer connecting rod, crank mechanism, piston acceleration, Fourier series, hodograph, inertia forces

Received 30.05.2024

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

Vyalkov V.S. — 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:

Mikhina T.I., Vyalkov V.S. Assessing inertia forces in a V-engine with the articulated connecting rods. *Politekhnicheskij molodezhnyy zhurnal*, 2024, no. 05 (94). (In Russ.). URL: <https://ptsj.bmstu.ru/catalog/pmc/ejrknx/1001.html>