

НОВЫЙ СПОСОБ ОЦЕНКИ ВНУТРЕННИХ ВОЗМУЩЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС

В. В. Гусаров, А. А. Ашишин



ГУСАРОВ
Владимир
Васильевич

Кандидат технических наук, профессор кафедры «Автомобили и двигатели» Московского государственного индустриального университета (МГИУ). Сфера научных интересов - исследование рабочих процессов и динамика автомобильных поршневых двигателей внутреннего сгорания. Автор свыше 60 научных работ.

инерционные силы и моменты, действуя в каждом цилиндре, образуют сложную пространственную систему сил и моментов. Для анализа обычно суммируют силы инерции и их моменты в отдельных цилиндрах, и оценку уравновешенности ДВС и в целом СА выполняют по следующим параметрам [1, 2]:

$$\Sigma P_{j1}, \Sigma P_{j2}, \Sigma P_c, \Sigma M_{j1}, \Sigma M_{j2}, \Sigma M_c,$$

где ΣP_{j1} – сумма сил инерции 1-го порядка от возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) КШМ двигателя; ΣP_{j2} – то же для сил инерции 2-го порядка; ΣP_c – то же для центробежных сил; $\Sigma M_{j1}, \Sigma M_{j2}, \Sigma M_c$ – суммарные моменты от этих сил.

Количественную оценку возмущений от этих факторов иногда выполняют по значениям их

Введение

Снижение вибрации – важнейшая составляющая улучшения общих экологических характеристик автомобиля. В настоящее время в Европе вводятся нормы предельно допустимых уровней шумового и вибрационного воздействий – правила R51.01, R51.02.

Вибрация силового агрегата (СА) автомобиля от работающего двигателя определяется в основном возмущением от неуравновешенных сил и моментов инерции, остаточным дисбалансом вращающихся деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и действием реактивного крутящего момента. В многоцилиндровом двигателе внутреннего сгорания (ДВС)

© В.В. Гусаров, А.А. Ашишин, 2009



АШИШИН
Алексей
Александрович

Старший преподаватель кафедры «Автомобили и двигатели» МГИУ. Специализируется в области уравновешивания и изучения рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. Автор 5 научных статей.

амплитуд [1] (что справедливо только при сравнительном анализе), либо по величине безразмерной амплитуды колебаний СА от суммарного действия всех неуравновешенных инерционных сил и моментов (критерий Стечкина–Климова) [2]. Заметим, что эти методы анализа применимы только при гармоническом характере возмущений.

Характер изменения результирующего крутящего момента M_k по углу поворота коленчатого вала φ поршневого двигателя на последней коренной шейке определяется числом цилиндров, схемой коленчатого вала, последовательностью вспышек, размерами и массами элементов кривошипов, действиями газовых сил в цилиндре. Этот момент является источником колебаний силового агрегата.

Функция $M_k(\varphi)$, в отличие от инерционных сил и моментов, является периодической, но не гармонической. Традиционные методы количественного анализа действия инерционных сил и моментов, которые представлены в [1, 2], здесь неприменимы. Поэтому отдельного количественного анализа возмущающего действия реактивного крутящего момента обычно не выполняют (иногда ограничиваются сравнительной оценкой отдельных гармоник от газовых и инерционных сил при исследованиях влияния конструктивных и режимных факторов). Практически отсутствуют данные прямого количественного сравнения возмущений от реактивного крутящего момента при действии разных факторов. Общий учет всех возмущений СА выполняют только в достаточно сложных методах анализа: при подсчете амплитуд колебаний СА по каждой отдельной опоре в зависимости от геометрических характеристик, параметров опор (жесткость, расположение и т.п.) [3]. Однако в этом случае дифференциальный учет «вклада» каждого фактора возмущения в общую виброактивность СА затруднен, поскольку он обусловлен также характеристиками подвески.

Способ оценки возмущений

На кафедре «Автомобили и двигатели» МГИУ разработан новый способ и вычислительная программа, позволяющие выполнять количественную оценку возмущений от любого из факторов, сравнивать их между собой, в частности, количественно оценивать неуравновешенность от действия крутящего момента.

Суть предлагаемого способа поясним на примере анализа возмущений СА от действия неравномерного крутящего момента.

В качестве меры возмущений на данном режиме работы ДВС приняли энергию e от наибольшего за период импульса сил крутящего момента. Она определяется выражением:

$$e = \frac{\left(\int_{t_1}^{t_2} (M_k - M_i) \cdot dt \right)^2}{2J_{CA}} = \frac{(L_{\max})^2}{2J_{CA}}, \quad (1)$$

где M_k – переменный по времени (углу поворота коленчатого вала) результирующий крутящий момент, Н·м; M_i – средний индикаторный момент, Н·м; $L_{\max}$ – наибольший за период импульс момента от действия переменного крутящего момента (определяется из графика $M_k(\varphi)$), Н·м·с; t_1 и t_2 – границы интервала времени наибольшего за период импульса момента, с; J_{CA} – момент инерции СА относительно оси коленчатого вала, кг·м².

Величину $L_{\max}$ удобно находить из выражения [1]:

$$L_{\max} = \frac{A_{\max}}{\omega}, \quad A_{\max} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_k - M_i) \cdot d\varphi,$$

где $A_{\max}$ – максимальная за цикл избыточная работа; ω – угловая скорость коленчатого вала; φ_1 и φ_2 – границы интервала для угла поворота коленчатого вала, наибольшего за период импульса момента.

Поскольку затруднительно получить достаточно точные аналитические зависимости для выражения $M_k(\varphi)$, то вычисления удобнее выполнять численными методами с использованием специальных компьютерных программ по данным динамического расчета ДВС.

Из формулы (1) следует, что для одного и того же силового агрегата ($J_{CA} = \text{idem}$), кроме параметра e , величина $L_{\max}$ может быть использована для оценки возмущений от действия неравномерного крутящего момента. Эта величина зависит не только от типа ДВС, но и от режима работы двигателя (рис. 1). Например, по данным расчета, выполненного для рядного 4-х цилиндрового ДВС, на первом режиме $A_{\max} = 88$ Н·м·рад, на втором – $A_{\max} = 1349$ Н·м·рад. Для общей оценки возбуждающего угловые колебания действия неравномерного крутящего момента для всех режимов работы анализируемого типа двигателя использовали параметр E , определяемый из выражения (с учетом формулы (1)):

$$E = \sum_{i=1}^N (L_{i,\max})^2, \quad (2)$$

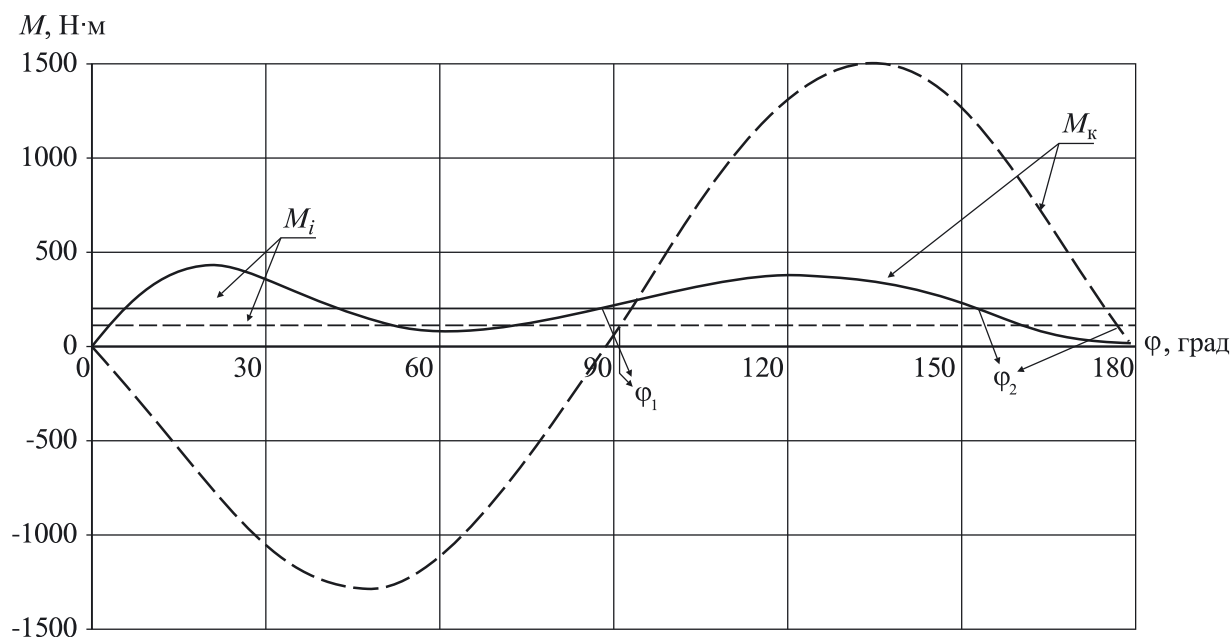


Рис. 1. Изменение крутящего момента у бензинового двигателя R4 на разных режимах.

Режимы: 1 (—) — $n = 3000$ об/мин, $p_i = 1$ МПа;

2 (---) — $n = 6000$ об/мин, $p_i = 0,4$ МПа

где i – номер режима; N – общее число учитываемых режимов.

Оценка возмущений от действия различных факторов

Был выполнен сравнительный расчетный анализ возмущений двигателей разных конструктивных схем (с разным количеством цилиндров и их различным расположением) от действия неравномерного крутящего момента. Здесь геометрические характеристики СА исключены из анализа: принято $J_{CA} = idem$.

Чтобы оценить влияние только количества и расположения цилиндров для сравниваемых конструкций двигателей, задавали следующие одинаковые параметры: характеристики рабочего процесса, режимы работы, размеры и массы элементов КШМ. В частности, данные, приведенные в табл. 1 и 2, получены для бензиновых двигателей, имеющих ход поршня S и диаметр цилиндра D равные 95 мм, степень сжатия $\varepsilon = 10$, массу деталей совершающих возвратно-поступательное движение $m = 0,870$ кг. Для каждой анализируемой конструкции двигателя находили значение L_{max} на девяти разных скоростных режимах от $n = 2000$ об/мин до $n = 6000$ об/мин и при шести разных на-

грузочных режимах работы двигателя от $0,2p_i$ до $1,2p_i$ (p_i – номинальное среднее индикаторное давление), т. е. в общей сложности при 54 режимах работы. Приняли, что стопроцентной нагрузке соответствует значение среднего индикаторного давления $p_i = 1$ МПа. Значение нагрузки $1,2p_i$ соответствует работе с наддувом.

Значения импульсов L_{max} на разных режимах работы рядного четырехцилиндрового двигателя (R4) приведены в табл. 1. Аналогичные данные были получены для рядного трехцилиндрового (R3), рядного пятицилиндрового (R5), рядного шестицилиндрового (R6), V-образного шестицилиндрового с углом развала $\gamma = 90^\circ$ (V6), V-образного восьмицилиндрового с углом развала $\gamma = 90^\circ$ (V8), V-образных шестицилиндровых с малыми углами развала $\gamma = 10^\circ$ и $\gamma = 20^\circ$ (VR6).

Для наглядности по данным табл. 1 построен график поверхности значений L_{max} на разных режимах работы для двигателя R4 (рис. 2), который демонстрирует, что у этого двигателя меньшие значения импульса возмущений крутящего момента соответствуют наиболее распространенным в эксплуатации средним скоростным режимам работы.

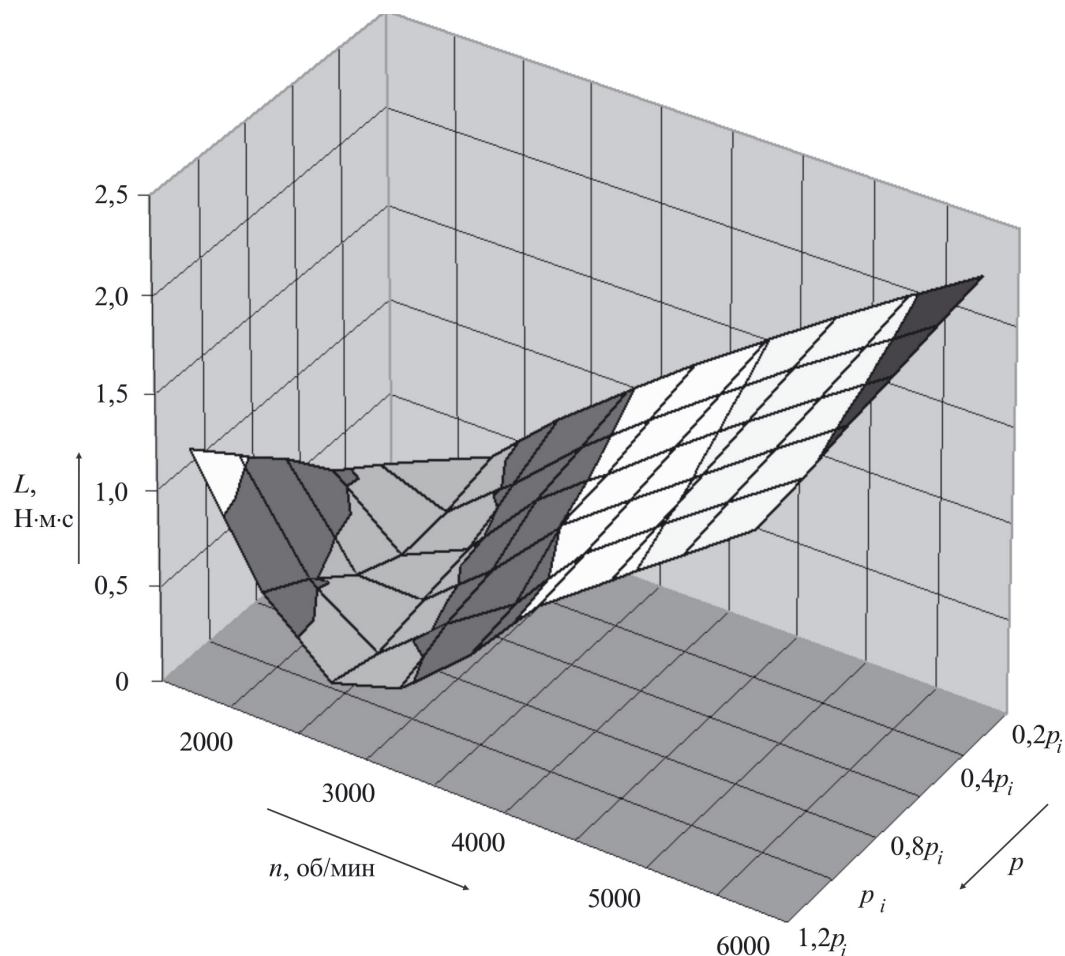


Рис. 2. Возмущение от действия крутящего момента в разных точках режима у ДВС типа R4

Таблица 1

Значения импульса момента $L_{\max}$ (Н·м·с) у бензинового двигателя R4

Частота вращения n , об/мин	Нагрузка					
	$0,2p_i$	$0,4p_i$	$0,6p_i$	$0,8p_i$	p_i	$1,2p_i$
6000	1,93	1,98	2,04	2,09	2,15	2,20
5500	1,67	1,73	1,79	1,85	1,91	1,97
5000	1,41	1,47	1,54	1,60	1,67	1,73
4500	1,14	1,20	1,27	1,34	1,42	1,49
4000	0,75	0,81	1,00	1,07	1,15	1,24
3500	0,44	0,57	0,64	0,81	0,88	0,97
3000	0,34	0,28	0,35	0,41	0,55	0,69
2500	0,67	0,53	0,35	0,29	0,28	0,36
2000	1,28	1,05	0,82	0,56	0,39	0,21

Общую сравнительную оценку возмущающего действия неравномерного крутящего момента для двигателей разных конструктивных схем выполнили с использованием параметра E (табл. 2).

Как следует из выражений (1) и (2), величина E по физической сути является сравни-

тельной мерой энергии колебаний от действия неравномерного крутящего момента с учетом всех точек поля анализируемых режимов (при равенстве моментов инерции сравниваемых силовых агрегатов).

Таблица 2

Значения параметра E для анализируемых бензиновых двигателей

Тип ДВС	R3	R4	R5	R6	VR6, $\gamma = 10^\circ$	VR6, $\gamma = 20^\circ$	V6, $\gamma = 90^\circ$	V8, $\gamma = 90^\circ$
$E, (\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с})^2$	64,3	86,7	29,1	12,3	19,7	30,0	43,8	6,6

Полученные результаты показывают, что при учете всех режимов самое большое возмущающее действие от неравномерного крутящего момента имеет рядный четырехцилиндровый двигатель типа R4.

Кроме того, у двигателя R4 возмущение от действия неравномерного крутящего момента, оцениваемое параметром $L_{\max}$, меняется на разных режимах работы в большей мере по сравнению с другими двигателями (табл. 1): на среднем скоростном режиме при $n = 3000$ об/мин и полной нагрузке ($p = p_i$) – $L_{\max} = 0,28$ (Н·м·с), а при максимальной частоте вращения $n = 6000$ об/мин и нагрузке равной $0,4p_i$ от номинальной – $L_{\max} = 2,15$ (Н·м·с). Таким образом, возмущение, оцениваемое по импульсу момента, в этом диапазоне изменения режима меняется более чем в 7 раз, а по энергии, как следует из (1), – более чем в 50 раз. Заметим, что оба сравниваемых режима мало отличаются по индикаторной мощности. Для наглядности на рис. 1 показаны кривые результирующего крутящего момента $M_k(\varphi)$ для этого двигателя на указанных режимах. Видно, что кривая на среднем скоростном режиме (см. на рис. 1 режим 1) имеет более сглаженный характер.

У других двигателей характер изменения значений $L_{\max}$ на разных режимах иной. Например, у двигателя V8 с увеличением скоростного режима неравномерность крутящего момента уменьшается на всех нагрузочных режимах, у двигателя V6 с уменьшением нагрузки минимальные значения величины $L_{\max}$ обеспечивают при уменьшении скоростного режима.

У двигателей разных конструктивных схем неравномерность крутящего момента по-разному зависит от массы поршневого комплекта и верхней части шатуна (m). Особенно сильна эта зависимость у двигателей типа R4. Например, при параметрах быстроходного двигателя R4, указанных в табл. 1, увеличение этой массы на 80% (до значения $m = 1,58$ кг) приведет к увеличению значения параметра E более чем в четыре раза. При увеличении массы m

значения $L_{\max}$ увеличиваются на средних и особенно сильно на высоких оборотах, а на малых скоростных режимах наоборот уменьшаются. Поэтому для малооборотных двигателей типа R4 ($n < 2000$ об/мин) некоторое «утяжеление» поршневого комплекта приведет к уменьшению неравномерности крутящего момента. Для среднеоборотных двигателей существуют оптимальные значения m (достаточно реальные для практического исполнения), обеспечивающие минимум неравномерности по критерию E . Так, для дизеля R4 с параметрами $S = D = 110$ мм, $\varepsilon = 19$, работающего в поле скоростных режимов от 1000 до 3000 об/мин при нагрузках, соответствующих значениям среднего давления p_i от 0,15 до 0,90 МПа, оптимальное значение m составляет примерно 1,6 кг.

У двигателей типа R3 и R6 влияние массы m на неравномерность крутящего момента слабое: например, для режимов, приведенных в табл. 1 и 2, увеличение m на 80% приводит к увеличению параметра E всего на 12%. У двигателей типа R5 и V8 изменение массы m практически не сказывается на неравномерности крутящего момента во всех точках поля режимов работы.

По-разному изменяется неравномерность крутящего момента при изменении размеров цилиндра (S и D) у двигателей разных конструктивных схем. В наибольшей мере это влияние проявляется у двигателя R4, в наименьшей – у двигателя V8. Так, для условий, указанных в табл. 1, при уменьшении размеров цилиндра до $S = D = 78$ мм ($V_{\text{ц}} = 0,37$ л вместо $V_{\text{ц}} = 0,67$ л) величина параметра E уменьшается более чем в 5 раз, а для двигателя типа V8 – всего в 3 раза. Заметим, что фактическое уменьшение энергии возмущения угловых колебаний от неравномерного крутящего момента при уменьшении размеров цилиндра будет меньше: оно будет зависеть от изменения величины момента инерции силового агрегата J_{CA} (1) при изменении размеров цилиндра.

Из данных в табл. 2 видно, что применение даже небольшого угла развала цилиндров для

шестицилиндрового двигателя (в основном по компоновочным соображениям) существенно увеличивает возмущение.

Разработанный способ оценки возмущений ДВС достаточно универсален. Он позволяет выполнять сравнение возмущений двигателей от таких разных факторов, как действие сил инерции и неравномерного крутящего момента.

Например, для двигателя типа R4 сравнили значения энергий возбуждения колебаний: e_j – от действия неуравновешенных сил инерции 2-го порядка; e – от действия неравномерного крутящего момента. Анализ выполнен для бензинового двигателя с размерами цилиндра $S = D = 90$ мм, массой $m = 0,885$ кг, при степени сжатия $\varepsilon = 10$.

Энергия возбуждения колебания e_j от действия неуравновешенной силы инерции 2-го порядка P_{j2} определяется из выражения аналогично (1):

$$e_j = \frac{\left(\int_{t_1}^{t_2} P_{j2} \cdot dt \right)^2}{2M_{CA}} = \frac{(L_{j\max})^2}{2M_{CA}}, \quad (3)$$

где M_{CA} – масса силового агрегата, кг; $L_{j\max}$ – максимальный за период импульс от силы инерции, Н·м·с.

В табл. 3 и 4 показаны значения импульсов для разных режимов работы (аналогично как в табл. 1), определяющих энергию колебаний

от действия неравномерного крутящего момента (табл. 3) и от сил инерции 2-го порядка (табл. 4).

Для наглядности в табл. 4 показаны не фактические значения $L_{j\max}$ (Н·м·с), а условные эквивалентные $L'_{j\max}$ (Н·м·с), которые, как и значения, приведенные в табл. 3, определяют энергию e_j через момент инерции J_{CA} (1):

$$L'_{j\max} = L_{j\max} \sqrt{\frac{J_{CA}}{M_{CA}}};$$

$$e_j = \frac{(L'_{j\max})^2}{2J_{CA}}.$$

Таким образом, значения $L_{\max}$ (табл. 3) и $L'_{j\max}$ (табл. 4) приведены к общему знаменателю (при подсчетах энергий e и e_j) и сравнение энергий возможно по их величинам.

Это близкие величины: на малых оборотах импульсы возбуждения колебаний от неравномерного крутящего момента при всех нагрузках больше, чем от действия неуравновешенных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, на больших оборотах – наоборот. Сравнительный анализ энергий колебаний по параметру E показывает, что у двигателей типа R4 разных размерностей как бензиновых, так и дизельных для поля режимов работы, соответствующего нагрузкам от холостого хода до

Таблица 3

Значения импульсов от действия крутящего момента возбуждающих колебания $L_{\max}$ (Н·м·с) для разных режимов работы у бензинового двигателя R4 при $S = D = 90$ мм, $\varepsilon = 10$, $m = 0,885$ кг

n , об/мин	Нагрузка					
	$1,2p_i$	p_i	$0,8p_i$	$0,6p_i$	$0,4p_i$	$0,2p_i$
6000	1,75	1,79	1,83	1,87	1,91	1,95
5500	1,51	1,55	1,60	1,64	1,68	1,73
5000	1,15	1,31	1,35	1,40	1,45	1,50
4500	0,94	0,98	1,02	1,16	1,20	1,26
4000	0,72	0,77	0,81	0,86	0,91	1,02
3500	0,51	0,54	0,58	0,64	0,70	0,75
3000	0,46	0,35	0,39	0,42	0,45	0,51
2500	0,69	0,60	0,51	0,42	0,29	0,30
2000	1,25	1,09	0,93	0,75	0,61	0,44
1500	2,04	1,82	1,59	1,37	1,15	0,92
1000	3,51	3,18	2,84	2,51	2,17	1,84

Таблица 4

Значения импульсов от действия неуравновешенных сил инерции второго порядка $L'_{j\max}$ (Н·м·с) для разных режимов работы у бензинового двигателя R4 при $S = D = 90$ мм, $\varepsilon = 10$, $m = 0,885$ кг

n, об/мин	Нагрузка					
	$1,2p_i$	p_i	$0,8p_i$	$0,6p_i$	$0,4p_i$	$0,2p_i$
6000	4,80	4,80	4,80	4,80	4,80	4,80
5500	4,40	4,40	4,40	4,40	4,40	4,40
5000	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00
4500	3,60	3,60	3,60	3,60	3,60	3,60
4000	3,20	3,20	3,20	3,20	3,20	3,20
3500	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80
3000	2,40	2,40	2,40	2,40	2,40	2,40
2500	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
2000	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60
1500	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
1000	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80

полной и частотам вращения от минимальной до 2500 об/мин, энергия возбуждения колебаний от неравномерного крутящего момента больше, чем от действия неуравновешенных сил инерции второго порядка.

Заключение

Разработанный способ и вычислительная программа анализа позволяют выполнять комплексную количественную оценку возмущений поршневых двигателей как от действия неуравновешенных моментов и сил инерции, так и от действия крутящего момента, сравнивать двигатели различных конструктивных схем и решать задачи оптимизации уравнивающих устройств.

На основе использования в качестве меры возмущений СА значения импульса от сил реактивного крутящего момента и смещенных ба-

лансирных валов был разработан новый способ оценки оптимального смещения уравнивающих балансирующих валов в ДВС типа R4 [4].

Список литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2: Динамика и конструирование: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. – М. Высш. шк. 2005. – 400 с.
2. Дизели. Справочник. / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
3. Колебания силового агрегата автомобиля. В.Е. Тольский и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с.
4. Гусаров В.В. Уравнивание рядных четырехцилиндровых поршневых двигателей // Грузовик. 2004. № 7. С. 28–30.

Уважаемые читатели!

Журнал «Машиностроение и инженерное образование» входит в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора или кандидата наук.