

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ЕГО УРАВНОВЕШЕННОСТЬ И КОЛЕБАНИЯ

Васильев А.В., д.т.н., проф.; Долгов К.О.;  
Волгоградский государственный технический университет

В статье представлена методика анализа влияния компоновочной схемы на уравновешенность и уровень колебаний двигателей в составе транспортного средства. Она позволяет выявить компоновки с углами развала цилиндров, обладающие не только хорошими данными по уравновешенности и приемлемыми массогабаритными показателями, но и минимальной виброактивностью.

При разработке компоновочных схем двигателей следует учитывать их виброактивность и габаритные показатели, которые в значительной мере определяются требованиями по размещению двигателя в моторном отсеке. С учетом этих тенденций представляет интерес анализ уравновешенности не только двигателей традиционных компоновок, но и редко встречающихся кривошипных схем с углами развала цилиндров  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  и  $30^\circ$ . Так, например, известны двигатели VR6 фирмы «Volkswagen», в которых реализован угол развала цилиндров, равный  $15^\circ$ . Такие компоновочные схемы совмещают в себе достоинства рядных и V-образных конструкций. От первых они имеют хорошие показатели уравновешенности, а от вторых — достаточные жесткости коленчатого вала и блока цилиндров.

Колебательный процесс двигателя на подвеске в составе наземно-транспортной системы во многом определяется компоновочной схемой, обуславливающей его уравновешенность и массогабаритные показатели. На базе обобщенного метода анализа номинальной уравновешенности двигателя [1] разработана единая методика определения неуравновешенных силовых факторов для двигателей с различными компоновочными схемами, расчета основных массогабаритных показателей компоновок [2], а также параметров их виброактивности.

В работе [2] проанализирована уравновешенность семейства шестицилиндровых двигателей и выполнен расчет их основных массогабаритных показателей, что позволяет выбрать наиболее приемлемые компоновки в соответствии с техническим заданием. Однако важным представляется определение параметров колебательного процесса, возбуждаемого данными силовыми

агрегатами на подвеске в составе транспортного средства (ТС). В соответствии с этим проведен анализ колебаний шестицилиндровых компоновок, установленных на основании ТС.

В данной статье представлена обобщенная математическая модель колебаний двигателя в составе ТС (рис. 1), которая имеет ряд отличительных особенностей: учитывает податливость основания; неуравновешенные силовые факторы приводятся к центру масс двигателя и представляются в общем виде согласно [1]. При этом предусмотрено определение сил, действующих в его опорах.

Общеприняты следующие основные допущения: не учитываются движущиеся массы в силовом агрегате и кориолисовы силы инерции, возникающие при колебаниях силового агрегата в его движущихся деталях; не рассматриваются упругие деформации силового агрегата; принимается, что основание ТС, на которое устанавливается двигатель, абсолютно жесткое; учитывается, что упругие характеристики опор силового агрегата и силы неупругого сопротивления опор, демпфирующих колебания силового агрегата, —

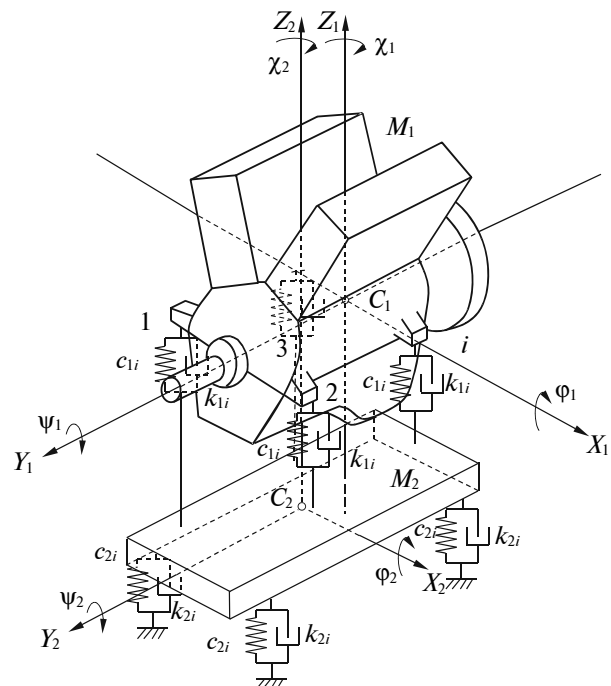


Рис. 1. Обобщенная математическая модель колебательной системы двигателя в составе транспортного средства



ставляющие равнодействующей реакций, возникающих в опорах двигателя, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} R_{x_i} &= \sum_{i=1}^n c_{x_i} [(-X_1 - z_{1i}\psi_1 + y_{1i}\chi_1) - (-X_2 - z_{2i}\psi_2 + y_{2i}\chi_2)] - \\ &- k_{x_i} [\dot{X}_1 - z_{1i}\dot{\psi}_1 + y_{1i}\dot{\chi}_1 - (\dot{X}_2 - z_{2i}\dot{\psi}_2 + y_{2i}\dot{\chi}_2)]; \\ R_{y_i} &= \sum_{i=1}^n c_{y_i} [(-Y_1 - x_{1i}\lambda_1 + y_{1i}\phi_1) - (-Y_2 - x_{2i}\lambda_2 + y_{2i}\phi_2)] - \\ &- k_{y_i} [\dot{Y}_1 - x_{1i}\dot{\lambda}_1 + y_{1i}\dot{\phi}_1 - (\dot{Y}_2 - x_{2i}\dot{\lambda}_2 + y_{2i}\dot{\phi}_2)]; \\ R_{z_i} &= \sum_{i=1}^n c_{z_i} [(-Z_1 - y_{1i}\phi_1 + y_{1i}\psi_1) - (-Z_2 - y_{2i}\phi_2 + x_{2i}\psi_2)] - \\ &- k_{z_i} [\dot{Z}_1 - y_{1i}\dot{\phi}_1 + y_{1i}\dot{\psi}_1 - (\dot{Z}_2 - y_{2i}\dot{\phi}_2 + x_{2i}\dot{\psi}_2)]. \end{aligned} \right\} (3)$$

Аналогично определяются проекции моментов от суммарных реакций в опорах двигателя и основания, а также проекции моментов от суммарных реакций в опорах двигателя, воздействующие на основание ТС.

Разработанная обобщенная математическая модель колебаний двигателя в составе ТС апробирована (идентифицирована) как на подвижном, так и на неподвижном основании с учетом данных эксперимента по расчету вынужденных колебаний четырехцилиндрового рядного двигателя.

В качестве примера ее использования для выявления влияния компоновочной схемы на колебательный процесс поршневого ДВС рассмотрим колебания двигателя на неподвижном основании ТС. При этом проведена сравнительная оценка вынужденных колебаний шестицилиндровых четырехтактных V-образных двигателей с углами развала цилиндров  $\gamma$ , равными  $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$  от гармоник крутящего момента и моментов сил инерции поступательно движущихся масс (ПДМ) первого  $M_{j1}$  и второго  $M_{j2}$  порядков. Известно, что в этих компоновках не уравновешен момент сил инерции вращающихся масс  $M_c$ . Однако данный силовой фактор не учитывается в расчетах вследствие его уравновешивания системой противовесов.

Кроме того, в шестицилиндровом V-образном двигателе с  $\gamma = 90^\circ$  уравновешивание  $M_{j1}$  выполняется совместно с  $M_c$ , поэтому он также не фигурирует в уравнениях вынужденных колебаний; в шестицилиндровой V-образной компоновке с  $\gamma = 180^\circ$  момент сил инерции ПДМ второго порядка уравновешен. С точки зрения номинальной уравновешенности интересна компоновка с углом развала цилиндров  $\gamma = 60^\circ$ , так как в ней выражение  $M_{j2}$  не зависит от угла поворота коленчатого вала (ПКВ).

В качестве базовой компоновки при расчетах колебаний использовался V-образный двигатель с углом развала цилиндров  $\gamma = 90^\circ$  и кривошипам, расположенными под углом  $120^\circ$ . Принято, что все анализируемые компоновки с различными углами развала цилиндров имеют ту же мощность, массу, конструкцию коленчатого вала, располо-

жение в пространстве элементов подвески и ее основные параметры такие же, что и у базового двигателя. Величины главных центральных моментов инерции двигателей определены по расчетной методике с использованием стандартного пакета программ AutoCad [3]. Данная методика представляет расчет моментов инерции двигателя при изменении угла развала цилиндров.

На рис. 3 представлена кривая момента силы давления газов для одного цилиндра. При анализе крутящих моментов от сил давления газов и сил инерции большее влияние на суммарную кривую крутящего момента оказывают силы давления газов.

Гармонический анализ кривой крутящего момента базового двигателя на номинальном режиме показал, что наиболее интенсивны составляющие полуторного, третьего и четвертого с половиной порядков. При проведении гармонического анализа кривой крутящего момента шестицилиндрового V-образного двигателя с  $\gamma = 60^\circ$  выявлено, что в спектре разложения наиболее интенсивны гармоники полуторного, четвертого с половиной и шестого моторного порядков.

В табл. 1 представлены косинусные и синусные коэффициенты  $A_k, B_k$  разложения суммарных кривых крутящих моментов от силы давления газов для шестицилиндровых V-образных двигателей с  $\gamma = 60^\circ$  и  $90^\circ$ , а также амплитудные значения соответствующих гармоник  $C_k$  и фазовые углы  $\delta_k$ .

В ходе анализа результирующих от вертикальной и горизонтальной составляющих моментов сил инерции ПДМ первого порядка, действующих в шестицилиндровых V-образных двигателях с углами развала цилиндров  $\gamma = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ , показано, что в отличие от их значений в шестицилиндровом двигателе с  $\gamma = 90^\circ$ , они зависят от угла поворота коленчатого вала. Следовательно, полностью уравновесить их противовесами на коленчатом валу нельзя. В этом случае (применительно, например, к компоновке с  $\gamma = 60^\circ$ ) моменты, действующие в вер-

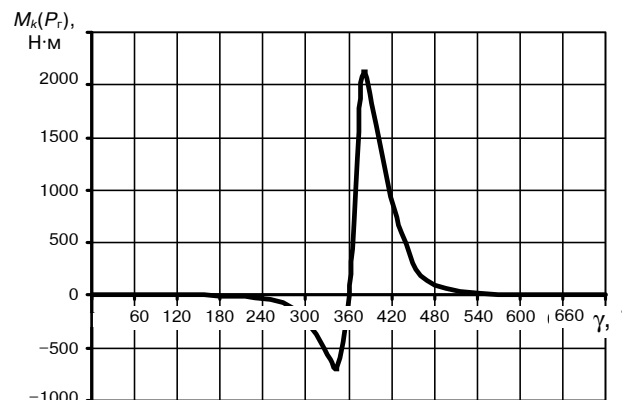


Рис. 3. Кривая момента сил давления газов для одного цилиндра

Таблица 1

## Параметры гармонического анализа компонок

$\gamma, ^\circ$	Порядок моторной гармоники	$A_k,$ Н·м	$B_k,$ Н·м	$C_k,$ Н·м	$\delta_k, ^\circ$
60	1,5	667,83	-1037,88	1234,18	147,23
	4,5	-232,8	-436,84	495	208,1
	6	-197,1	363,77	413,7	331,53
90	1,5	548,6	-380,37	667,57	124,71
	3	534,2	622,8	820,56	40,64
	4,5	409,85	-499,65	646,24	140,62

тикальной и горизонтальной плоскостях, приводятся к моменту, не зависящему от угла ПКВ, и к моменту, действующему в вертикальной плоскости. Для их уравнивания используют две системы. Одна система представляет обычные противовесы на коленчатом валу, образующие момент центробежных сил, а другая состоит из двух валов, вращающихся с угловой частотой коленчатого вала в противоположном направлении, и создает уравнивающий момент, действующий в вертикальной плоскости в противофазе составляющей момента сил инерции ПДМ первого порядка.

В табл. 2, 3 приведены данные, необходимые для расчета колебаний базовой компоновки, часть из которых взята из литературного источника [4].

Колебания исследуемых силовых агрегатов являются двухсвязными, так как опоры подвески расположены симметрично относительно двух плоскостей  $Y_1 C_1 Z_1$  и  $X_1 C_1 Y_1$  (см. рис. 1). В этом случае центр жесткости и центр тяжести лежат на одной оси (оси наименьшего момента инерции силово-

го агрегата  $C_1 Y_1$ ). При этом несвязанными являются собственные колебания двигателя вокруг и вдоль оси  $C_1 Y_1$ . Попарно связаны колебания вдоль оси  $C_1 X_1$  и вокруг оси  $C_1 Z_1$ , а также вокруг оси  $C_1 X_1$  и вдоль оси  $C_1 Z_1$ .

Двигатели, установленные на подвеске, состоящей из четырех опор, имеют достаточно низкую частоту собственных колебаний в направлении действия крутящего момента. Несвязанность колебаний вокруг оси  $C_1 Y_1$  является для них благоприятным фактором, поскольку уменьшение частоты собственных колебаний вокруг этой оси не вызывает изменения значений других частот собственных колебаний двигателя [4].

В результате проведения исследования колебательного процесса шестицилиндровых двигателей с углами развала цилиндров  $\gamma = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$  установлено, что в соответствии со схемой расположения опор, выбранными жесткостями и коэффициентами демпфирования данные силовые агрегаты совершают линейные поперечные  $X_1$  и угловые колебания ( $\psi_1$  и  $\chi_1$ ) относительно продольной  $Y_1$  и вертикальной  $Z_1$  осей.

При анализе приведенных графиков выявлено, что максимальные амплитуды вынужденных колебаний (рис. 4, 5, 6) получаются в шестицилиндровых компоновках с  $\gamma = 60^\circ, 90^\circ$  и  $150^\circ$ , для которых характерна наибольшая неравномерность чередования всплеск. Так, амплитуда резонанса поперечных колебаний  $X_1$  составляет 0,58 мм (компоновка с  $\gamma = 90^\circ$ ), а максимальные амплитуды угловых ( $\psi_1$  и  $\chi_1$ ) – 0,495 и 0,108 град соответ-

Таблица 2

## Основные характеристики компонок

Основные характеристики	Базовый шестицилиндровый двигатель ( $\gamma = 90^\circ$ )			Шестицилиндровый двигатель ( $\gamma = 60^\circ$ )		
	Тактность	4			4	
Число цилиндров	6			6		
Масса силового агрегата	1220			1220		
Положение центра инерции: в вертикальной плоскости	0,11 м от передней опоры вверх; 0,672 м от передней опоры вдоль оси коленчатого вала			0,128 м от передней опоры вверх; 0,674 м от передней опоры вдоль оси коленчатого вала		
в горизонтальной плоскости	0,345 м от оси боковых опор двигателя			0,345 м от оси боковых опор двигателя		
Моменты инерции двигателя относительно осей, проходящих через центр инерции, кг·м <sup>2</sup>	$J_{x1} = 258$ $J_{y1} = 71,6$ $J_{z1} = 226$			$J_{x1} = 268,22$ $J_{y1} = 65,3$ $J_{z1} = 221,14$		
Неуравновешенные гармоники моментов сил инерции ПДМ	1, 2 порядков			1, 2 порядков		
Неуравновешенные гармоники крутящего момента двигателя	1,5; 3; 4,5 порядков			1,5; 4,5; 6 порядков		
Координаты упругих опор двигателя в системе координат с началом в его центре инерции, м:	$X_1$	$Y_1$	$Z_1$	$X_1$	$Y_1$	$Z_1$
передняя	0	0,586	-0,286	0	0,586	-0,286
боковая правая	0,345	-0,19	0,061	0,345	-0,19	0,061
боковая левая	-0,345	-0,19	0,061	-0,345	-0,19	0,061
задняя	0	-1,054	0,122	0	-1,054	0,122

Таблица 3

Параметры подвески базового двигателя

Жесткости, Н·м	Коэффициенты демпфирования, Н·с/м
$c_{x11} = 300 \cdot 10^3$	$k_{x11} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{x12} = 250 \cdot 10^3$	$k_{x12} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{x13} = 250 \cdot 10^3$	$k_{x13} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{x14} = 170 \cdot 10^3$	$k_{x14} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{y11} = 250 \cdot 10^3$	$k_{y11} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{y12} = 800 \cdot 10^3$	$k_{y12} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{y13} = 800 \cdot 10^3$	$k_{y13} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{y14} = 170 \cdot 10^3$	$k_{y14} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{z11} = 1500 \cdot 10^3$	$k_{z11} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{z12} = 800 \cdot 10^3$	$k_{z12} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{z13} = 800 \cdot 10^3$	$k_{z13} = 13,6 \cdot 10^3$
$c_{z14} = 500 \cdot 10^3$	$k_{z14} = 13,6 \cdot 10^3$

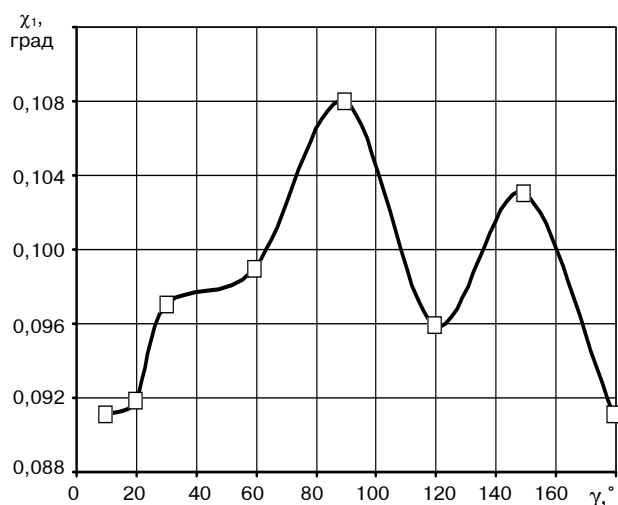


Рис. 4. Зависимость амплитуд резонанса угловых колебаний шестицилиндровых компоновок относительно вертикальной оси от угла развала цилиндров

ственно. Виброактивность шестицилиндровых двигателей с углами развала цилиндров  $\gamma = 10^\circ, 20^\circ, 120^\circ, 180^\circ$  достаточно мала. Например, амплитуда резонанса поперечных колебаний  $X_1$  шестицилиндровой компоновки с  $\gamma = 10^\circ$  составляет 0,54 мм, а максимальные амплитуды угловых ( $\psi_1$  и  $\chi_1$ ) – 0,44 и 0,091 град. Данное обстоятельство объясняется высокой равномерностью крутящего момента двигателя для схем с  $\gamma = 10^\circ$  и  $20^\circ$  и равномерным чередованием вспышек в компоновке с  $\gamma = 120^\circ$ .

Таким образом, в данной статье представлена методика анализа влияния компоновочной схемы на уравновешенность и уровень колебаний двигателей в составе ТС. Она позволяет выявить компоновки с углами развала цилиндров, обладающие не только хорошими данными по уравновешенности и приемлемыми массогабаритными показателями, но и минимальной виброактивностью. На примере шестицилиндровых V-образных двигателей при заданных параметрах подвески

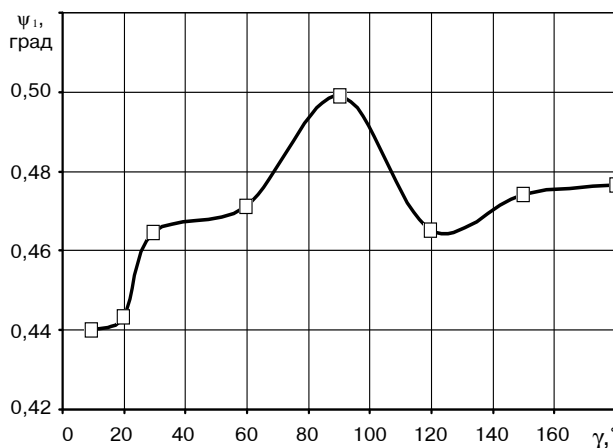


Рис. 5. Зависимость амплитуд резонанса угловых колебаний шестицилиндровых компоновок относительно продольной оси от угла развала цилиндров

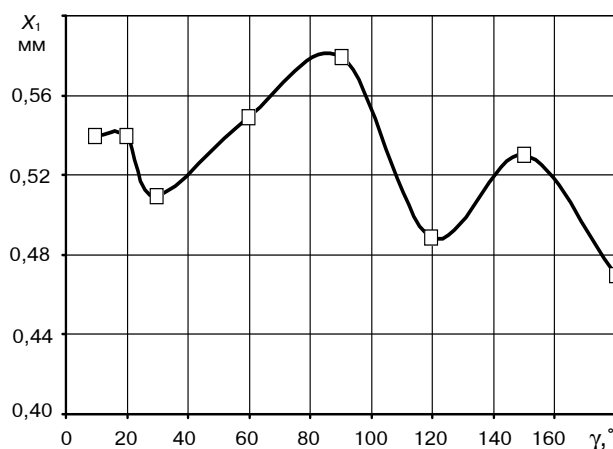


Рис. 6. Зависимость амплитуд резонанса поперечных колебаний шестицилиндровых компоновок от угла развала цилиндров

определены углы развала цилиндров  $\gamma = 10^\circ, 20^\circ, 120^\circ$ , удовлетворяющие перечисленным требованиям. На основе обобщенной модели колебательной системы двигателя на ТС, также учитывающей варьирование параметров подвески, возможно выполнить подобные исследования для других семейств двигателей.

Литература

1. Григорьев Е.А. Периодические и случайные силы, действующие в поршневом двигателе. — М. : Машиностроение, 2002. — 272 с.
2. Григорьев Е.А., Васильев А.В., Долгов К.О. Влияние числа и расположения цилиндров и кривошипов на уравновешенность и массогабаритные показатели двигателей // Двигателестроение. — 2004. — № 3. — С. 9–12.
3. Россоловский А.В. AutoCad 2002, 2002 LT, 2000. Справочник команд. — М.: КУДИЦ-ОБРАЗ, 2002. — 720 с.
4. Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. Колебания силового агрегата автомобиля/ Под ред. В.Е. Тольского. — М. : Машиностроение, 1976. — 266 с.