

## УРАВНОВЕШИВАНИЕ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С УГЛОВЫМ СМЕЩЕНИЕМ ШАТУННЫХ ШЕЕК РЯДОМ РАСПОЛОЖЕННЫХ ШАТУНОВ

П.Р. Вальехо Мальдонадо, РУДН, Россия

Н.Д. Чайнов, д.т.н., проф, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Рассматриваются вопросы уравнивания поршневых четырехтактных двигателей, представляющих собой квази-V-образную компоновку, с различными углами развала цилиндров, угловыми смещениями шатунных шеек рядом расположенных шатунов, дезаксажем и равномерным чередованием вспышек. Предложен способ уравнивания моментов сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс в подобных двигателях.

### Введение

Одной из тенденций двигателестроения является создание автомобильных двигателей повышенной объемной мощности, с равномерным чередованием вспышек и улучшенным уравниванием неуравновешенных сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов.

Распространенным способом повышения объемной мощности автомобильных двигателей является применение квази-V-образной схемы расположения цилиндров с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ), имеющим общую для двух смежных цилиндров шатунную шейку. При этом в квази-V-образных двигателях при несовпадении (или отсутствии кратности) угла развала цилиндров и углов между кривошипами равномерность чередования вспышек в цилиндрах не соблюдается, что ведет к усилению вибраций и структурного шума, излучаемого двигателем (рис. 1) [1, 7, 11, 17].

С целью обеспечить равномерное чередование вспышек в квази-V-образных двигателях ведущие автомобилестроительные фирмы используют коленчатые валы с угловым  $\gamma_{ш}$  смещением шатунных шеек соседних левого и правого цилиндров (рис. 2) каждой секции коленчатого вала [12–14].

Для четырехтактных двигателей с числом цилиндров  $i$  и их углом развала

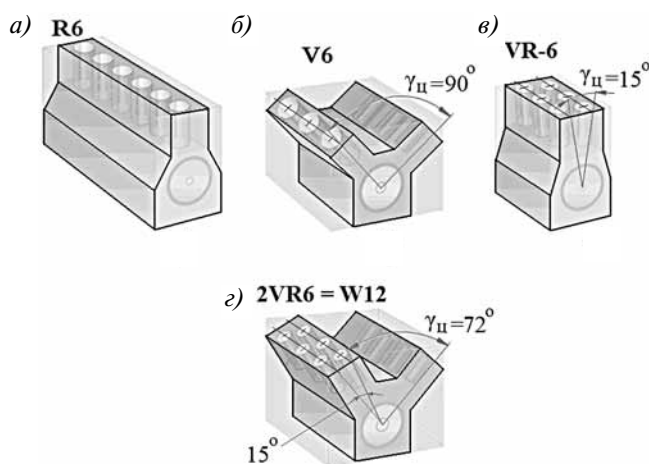


Рис. 1. Габаритные размеры 6-цилиндровых двигателей:

$\gamma_{ц}$  — угол развала цилиндров; а — двигатель Toyota серии 1JZ-GE, ( $N_e = 147$  кВт;  $\epsilon = 10,1$ ;  $n = 6000$  об/мин); б, в, г — двигатель соответственно V6 $\times$ 90°, VR-6, W12 (см. табл. 1)

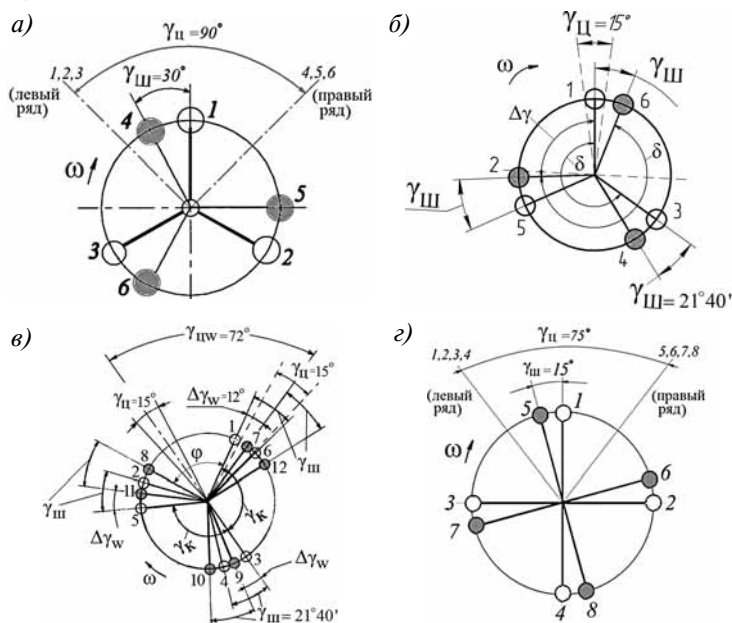


Рис. 2. Расположение кривошипов коленчатого вала, обеспечивающее равномерное чередование вспышек в четырехтактном V-образном двигателе:

а — 6-цилиндровом с углом развала цилиндров 90°; б — 6-цилиндровом типа VR с углом развала цилиндров 15°; в — 12-цилиндровом типа W12 (классификация концерна «Volkswagen») с углом развала блоков цилиндров 72°; г — 8-цилиндровом с углом развала цилиндров 75°

$\gamma_{ц}$  необходимую величину углового смещения  $\gamma_{ш}$  шеек можно определить по формуле (1)

$$\gamma_{ш} = (720^\circ/i) - \gamma_{ц}. \quad (1)$$

При наличии дезаксажа  $\gamma_{ш}$  определяется по формуле [3, 4]

$$\gamma_{ш} = \gamma_{ц} + 2|\varphi_{ВМТ}|, \quad (2)$$

где  $|\varphi_{ВМТ}| = \arcsin(\lambda K/(1 + \lambda))$  — абсолютное значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра в дезаксиальном КШМ при положении механизма в ВМТ;  $K$  — относительное смещение оси цилиндра;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Значение  $|\varphi_{ВМТ}|$  необходимо учитывать при определении формы коленчатого вала [7, 15, 16].

Дезаксаж, например, в двигателе VR-6 и его семействе (VR-5, W-10, W-12) необходим для предотвращения пересечения стенок цилиндров в их нижней части. Поэтому оси правых цилиндров (рис. 3) имеют положительный дезаксаж, а оси левых цилиндров смещены относительно оси коленчатого вала в отрицательном направлении.

Применение дезаксажа в двигателе VR-6 может привести к усилению износа пар цилиндр–поршень, расположенных в левом ряду по сравнению с парами, расположенными в правом ряду. Это объясняется тем, что при положительном смещении оси цилиндра уменьшается угол отклонения шатуна  $\beta_{(6)}$  во время прямого хода поршня ( $\varphi \approx 0^\circ$ ), обеспечивая уменьшение боковой силы  $N_{(6)}$ , прижимающей поршень к стенке цилиндра на такте расширения (рис. 4, з). Одновременно возрастает угол отклонения шатуна  $\beta_{(6)}$  во время обратного хода поршня, и, соответственно, увеличивается сила  $N_{(6)}$ , прижимающая поршень к противоположной стенке цилиндра на такте сжатия ( $\varphi \approx 540^\circ$ ). При этом получается более равномерный износ пар цилиндр–поршень, расположенных в правом ряду.

При отрицательном смещении оси цилиндра увеличивается угол отклонения шатуна  $\beta_{(1)}$  во

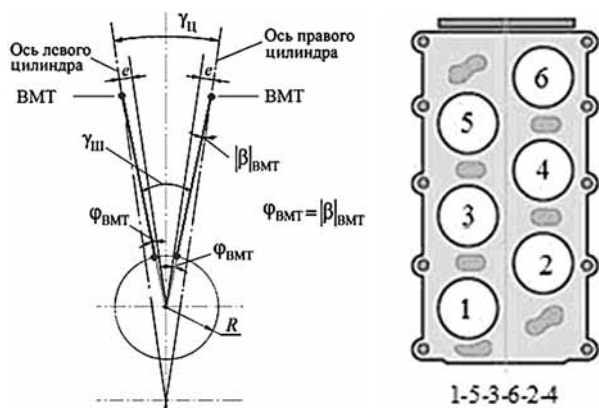


Рис. 3. Кинематическая схема двигателя VR-6 с дезаксиальным КШМ

время прямого хода поршня ( $\varphi \approx 360^\circ$ ), обеспечивая увеличение боковой силы  $N_{(1)}$ , прижимающей поршень к стенке цилиндра на такте расширения (см. рис. 4, з). Это приводит к усилению износа [8–10]. Одновременно снижается угол отклонения шатуна  $\beta_{(1)}$  во время обратного хода поршня, при этом уменьшается сила  $N_{(1)}$ , прижимающая поршень к противоположной стенке цилиндра на такте сжатия ( $\varphi \approx 180^\circ$ ), что усиливает неравномерность износа пар цилиндр–поршень, расположенных в левом ряду.

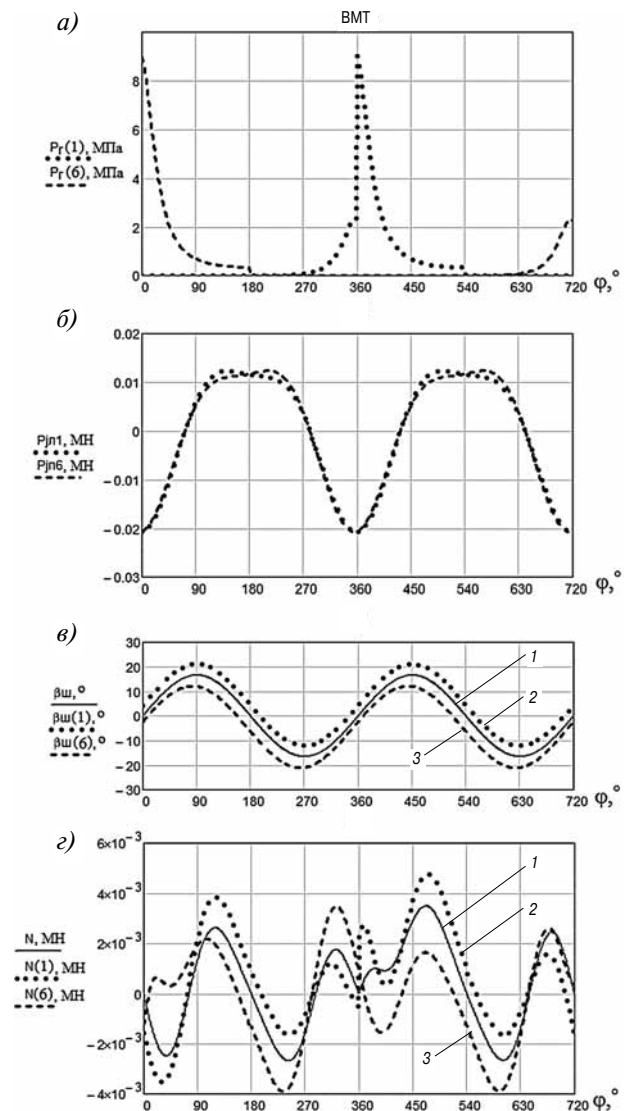


Рис. 4. Изменение давления ( $P_r$ ) в цилиндре двигателя VR-6; сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс ( $P_i$ ); отклонения шатуна ( $\beta$ ); боковой силы ( $N$ ), перпендикулярной к оси цилиндра от угла поворота кривошипа, град:

при  $R = 0,0475$  м;  $n = 6300$  об/мин;  $\lambda = 0,283$ ; при массе возвратно-поступательно движущихся деталей  $m_i = 0,781$  кг; порядке работы цилиндров 1-5-3-6-2-4;

1 — двигатель с центральным КШМ; 2 — первый цилиндр с отрицательным дезаксажем; 3 — шестой цилиндр с положительным дезаксажем

Основные параметры двигателей

Параметры	Модель автомобиля			
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
	E280	Golf	Audi-A8	Gelendwagen G400 CDI
Тип двигателя*	1	1	1	2
Концерн	Mercedes-Benz	Volkswagen	Volkswagen	Mercedes-Benz
Диаметр цилиндра ( <i>D</i> ), мм;	89,9	84,5	84,0	86,0
Ход поршня ( <i>S</i> ), мм	73,5	95,0	90,168	86,0
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна ( $\lambda$ )	0,239	0,283	0,283	0,279
Номинальная частота вращения ( <i>n</i> ), об/мин	5500	6300	6000	4000
Степень сжатия ( $\epsilon$ )	10,0	11,3	10,75	18
Эффективная мощность ( <i>N<sub>e</sub></i> ), кВт	162	185	309	184
Дезаксаж ( <i>e</i> ), мм	0	±12,5	±12,5	0
Относительное смещение оси цилиндра по модулю ( $K = e/R$ )	0	±0,263	±0,263	0
Число цилиндров ( <i>i</i> )	6	6	12	8
$\gamma_{ш}$	30°	21°40'	21°40'	15°

\* 1 — с искровым зажиганием; 2 — дизель.

Смещение шатунных шеек в пределах одной секции коленчатого вала (одного колена) при квази-V-образном расположении осей цилиндров соответствующей секции блока цилиндров вносит ряд особенностей в расчет динамики подобных двигателей, включая уравновешивание сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов.

В таблице приведены основные параметры двигателей, представленных на рис. 1.

Для удобства определения суммарной силы инерции первого и второго порядков используются проекции этих сил на оси *x* и *y* (рис. 5). Моменты этих сил определяются относительно центральной точки «о» коленчатого вала (рис. 5). Соответ-

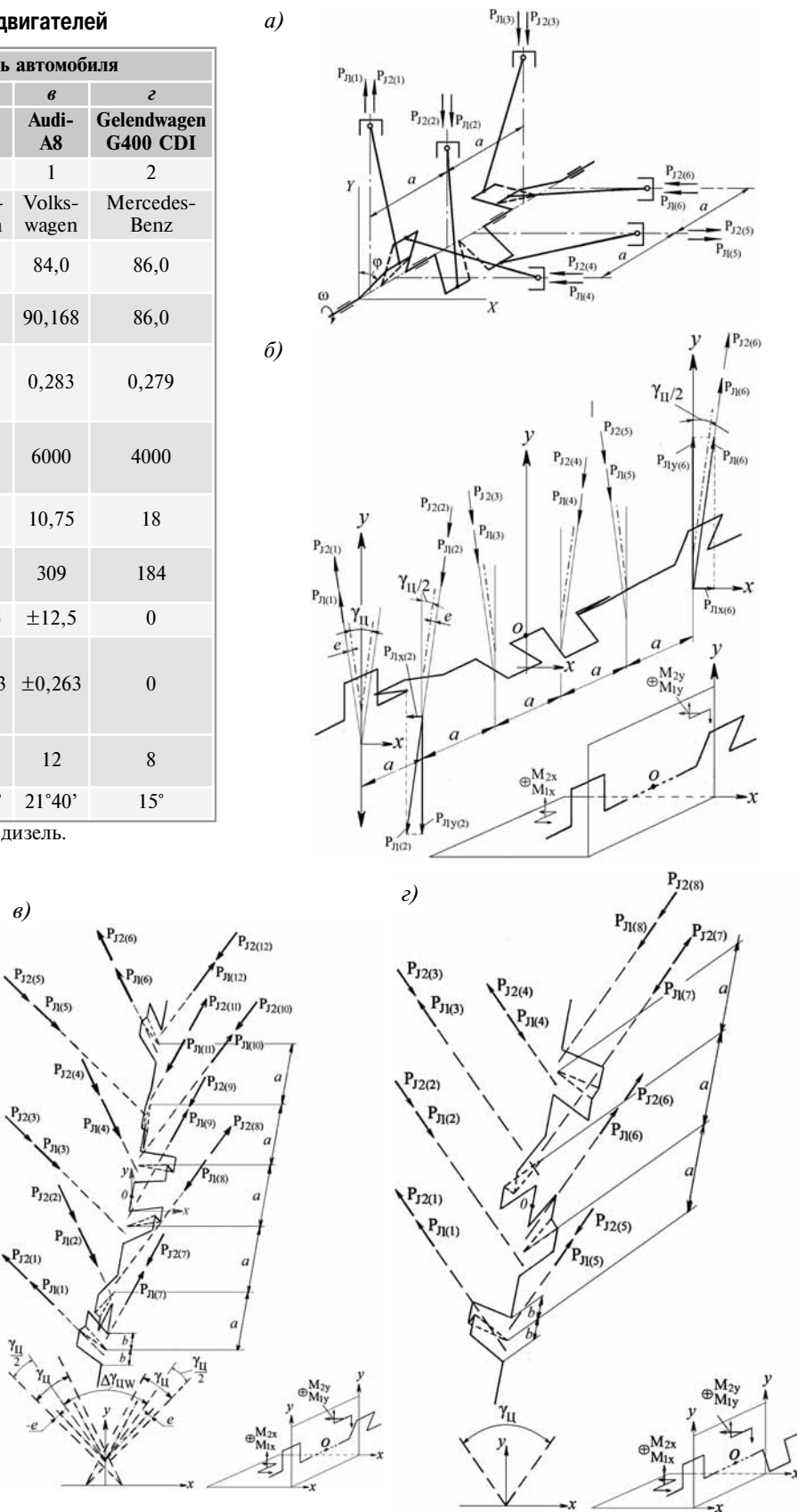
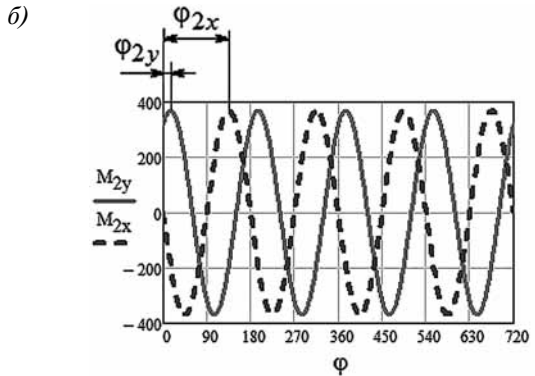
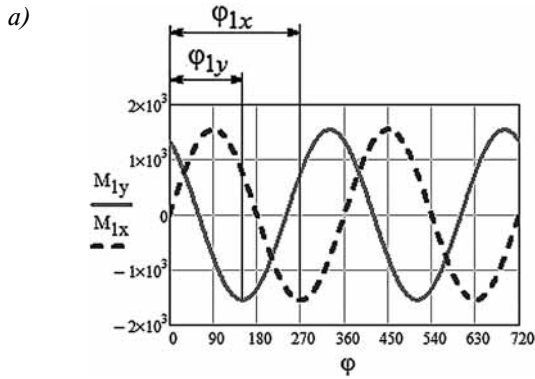
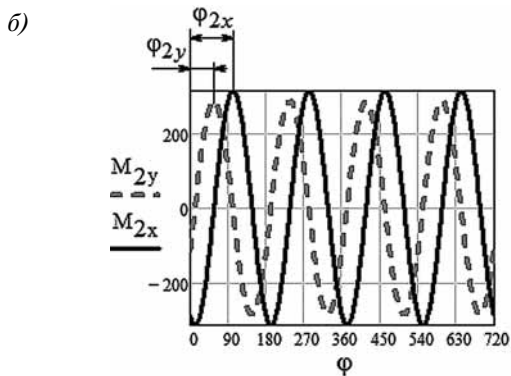
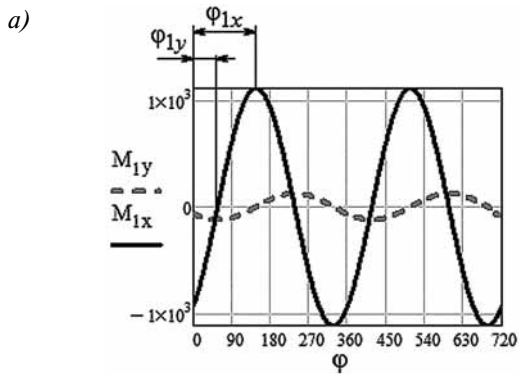


Рис. 5. Составляющие сил инерции и их моменты:

*a* — 6-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 90°; *б* — 6-цилиндрового двигателя типа VR с углом развала цилиндров 15°; *в* — 12-цилиндрового двигателя типа W12 (концерн «Volkswagen» принимает такую классификацию) с углом развала блоков цилиндров 72°; *г* — 8-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 75°

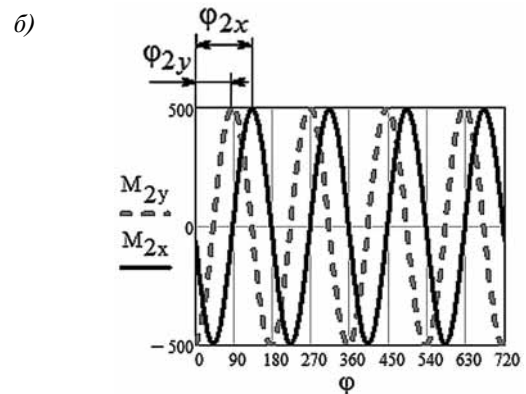
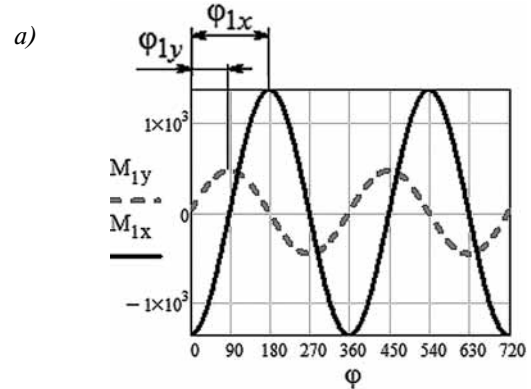


**Рис. 6. Графики изменения моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Нм, в плоскостях осей  $y$  и  $x$  двигателя  $V6 \times 90 \times 30$ :  
 а — от сил инерции первого порядка; б — от сил инерции второго порядка**

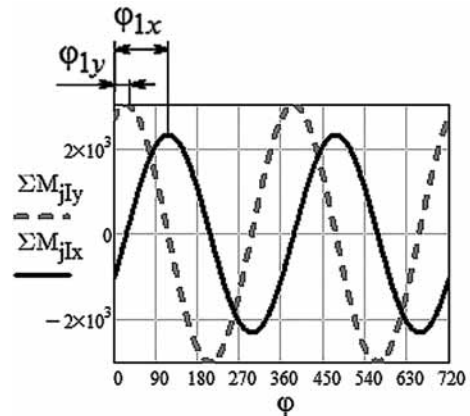


**Рис. 7. Графики изменения моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Нм, в плоскостях осей  $y$  и  $x$  двигателя VR-6:  
 а — от сил инерции первого порядка; б — от сил инерции второго порядка**

вующие уравнения, необходимые при динамических расчетах выше указанных двигателей, представлены в работах [2–6]. В них показано, что силы инерции первого и второго порядков от возвратно-поступательно движущихся масс, а также от вращающихся масс уравновешены. Изменение величин неуравновешенных моментов этих сил показано на рис. 6–9. Исключение — моменты сил инерции второго порядка двигателя  $V8 \times 75 \times 15$ .



**Рис. 8. Графики изменения моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Нм, в плоскостях осей  $y$  и  $x$  двигателя W-12:  
 а — от сил инерции первого порядка; б — от сил инерции второго порядка**



**Рис. 9. Графики изменения моментов сил инерции первого порядка, Н·м, двигателя  $V8 \times 75 \times 15$**

Полное уравнивание каждого из моментов  $M_{1y}$  и  $M_{1x}$  достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополни-

тельных валах, параллельных оси коленчатого вала и вращающихся в разные стороны с угловыми скоростями  $\omega$  и  $-\omega$  (рис. 10–13).

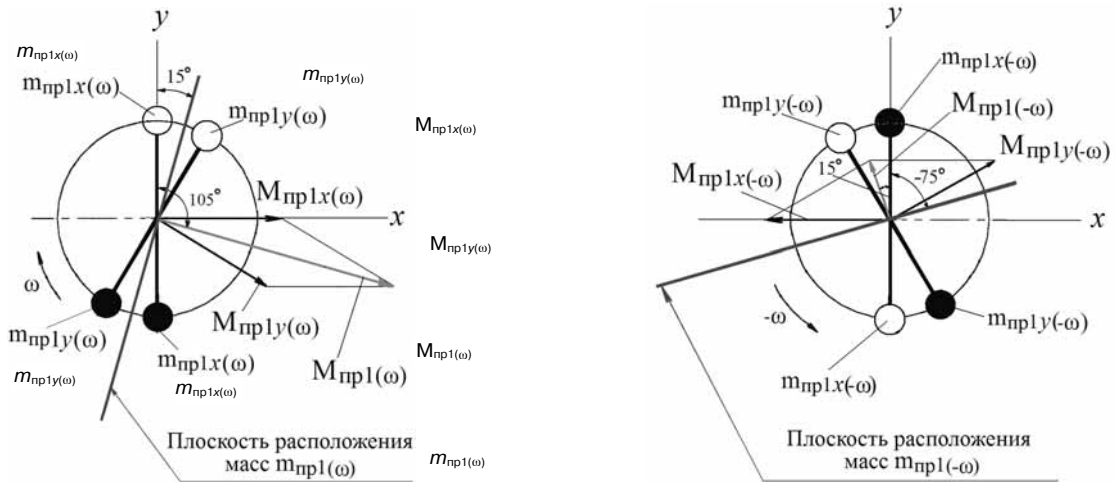


Рис. 10. К уравниванию моментов от сил инерции 1-го порядка двигателя V6×90×30

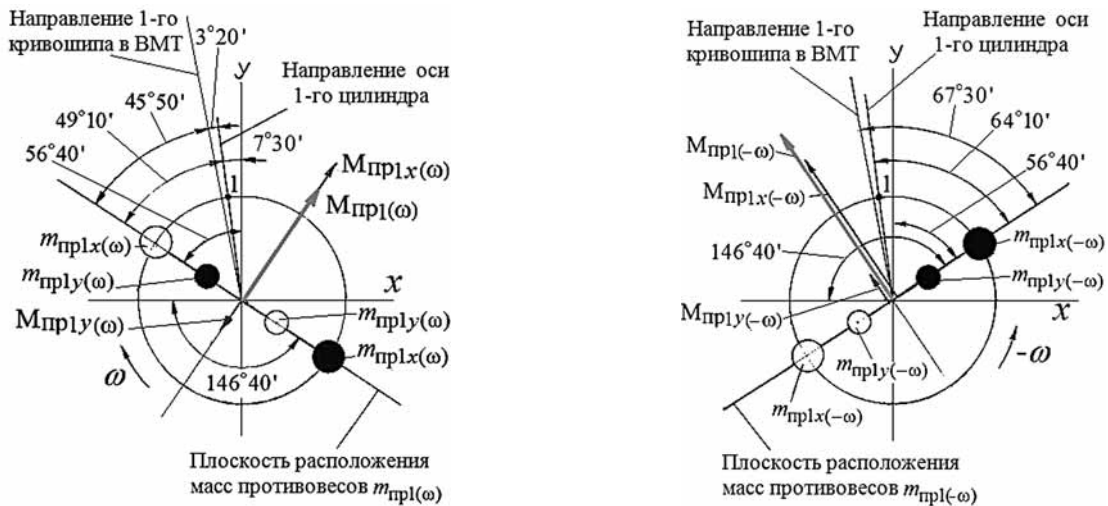


Рис. 11. К уравниванию моментов от сил инерции первого порядка ( $\varphi = 0$ ) двигателя VR-6

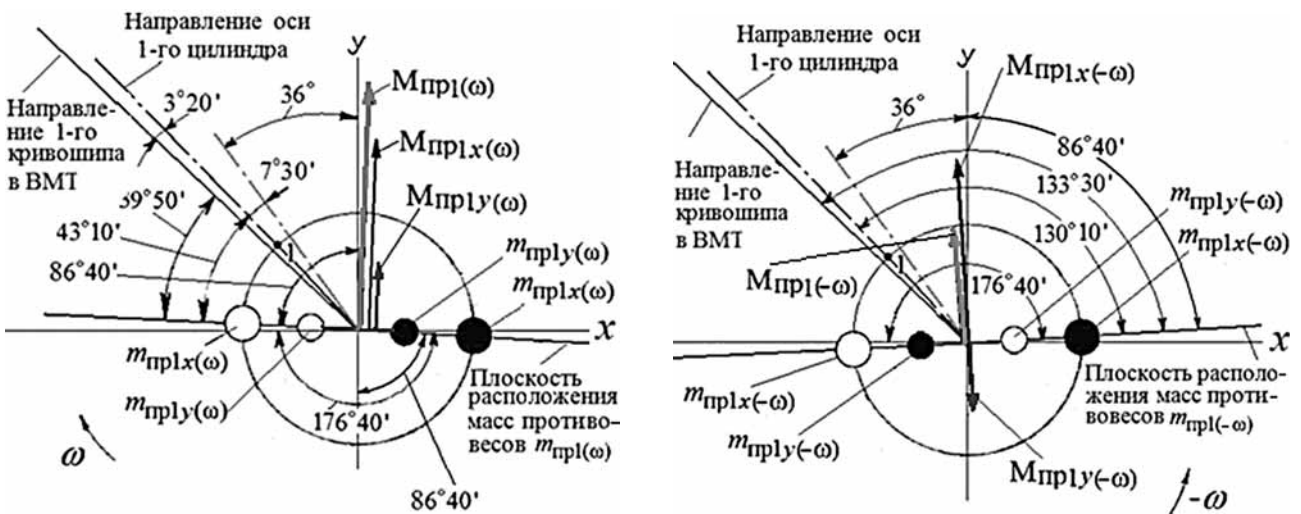


Рис. 12. К уравниванию моментов от сил инерции первого порядка ( $\varphi = 0$ ) двигателя W-12



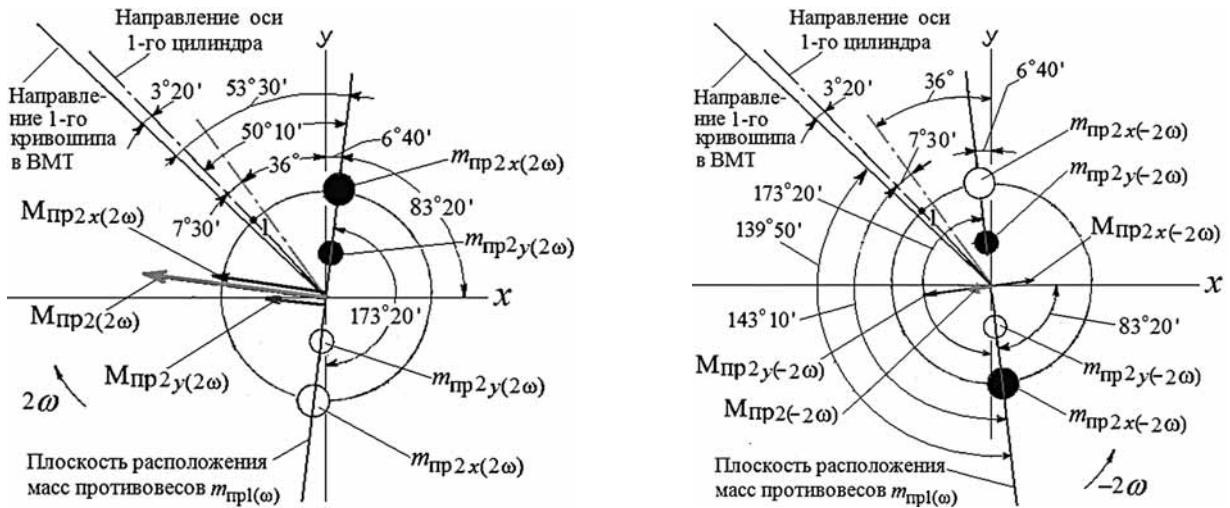


Рис. 16. К уравновешиванию моментов сил инерции второго порядка ( $\varphi = 0$ ) двигателя W-12

Уравновешивание моментов от центробежных сил в подобных двигателях также достигается с

помощью двух противовесов, установленных на коленчатом валу (рис. 17–20).

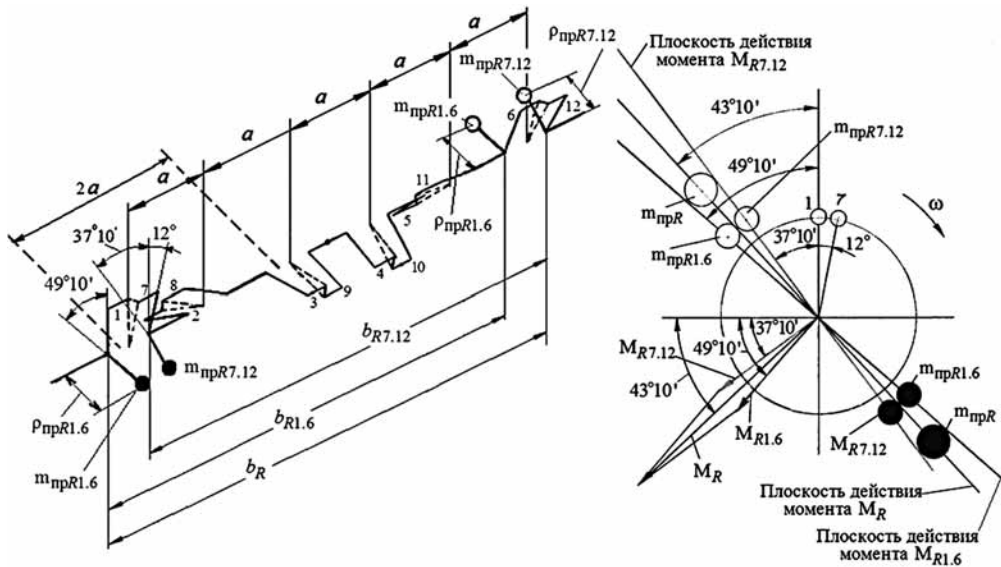


Рис. 17. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции V6x90x30

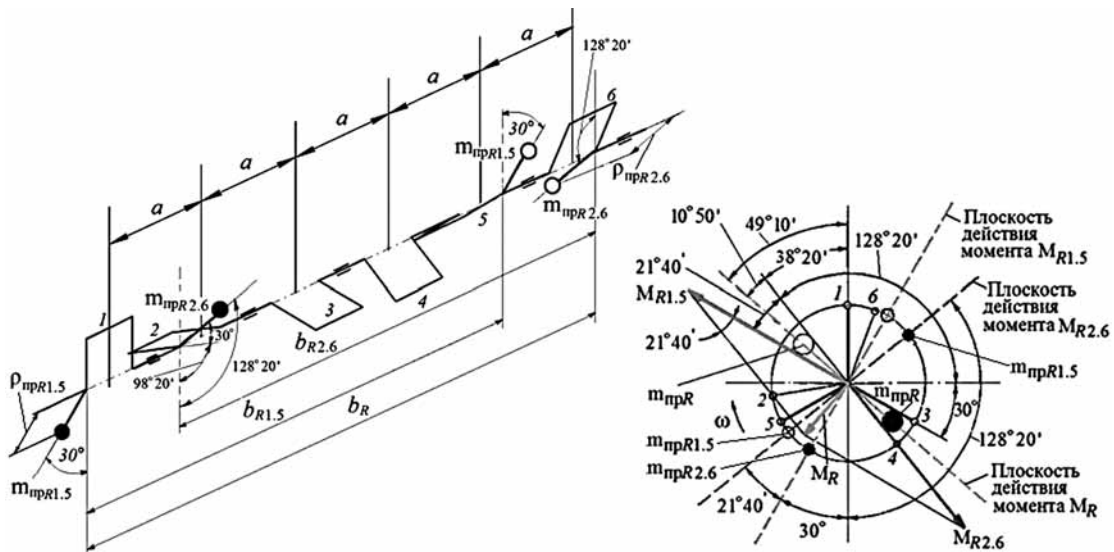


Рис. 18. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции VR-6

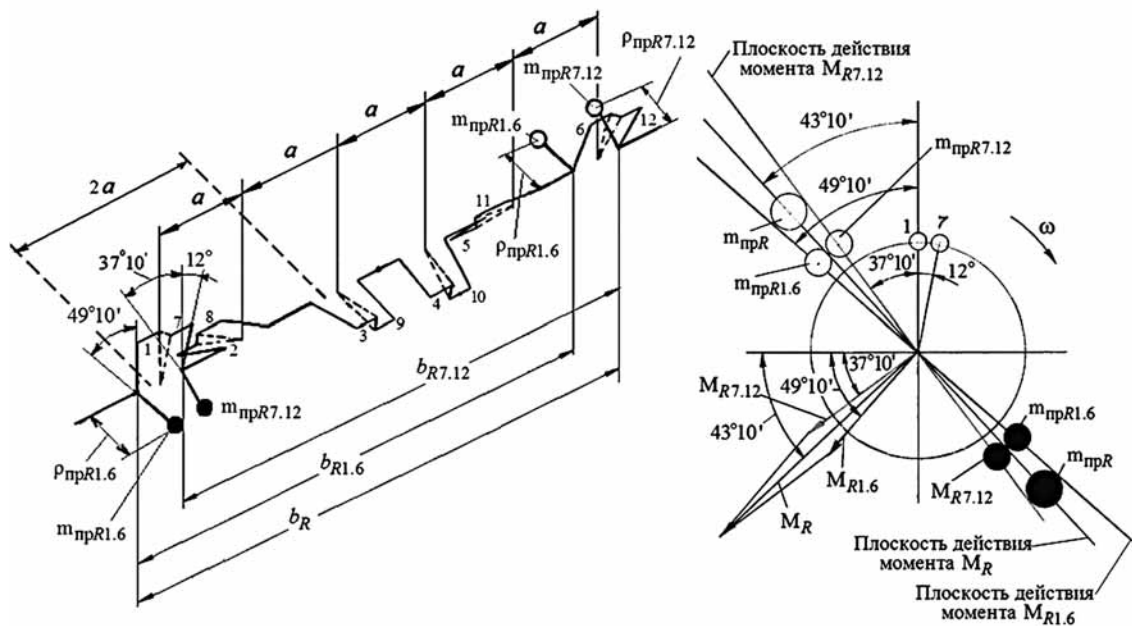


Рис. 19. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции W-12

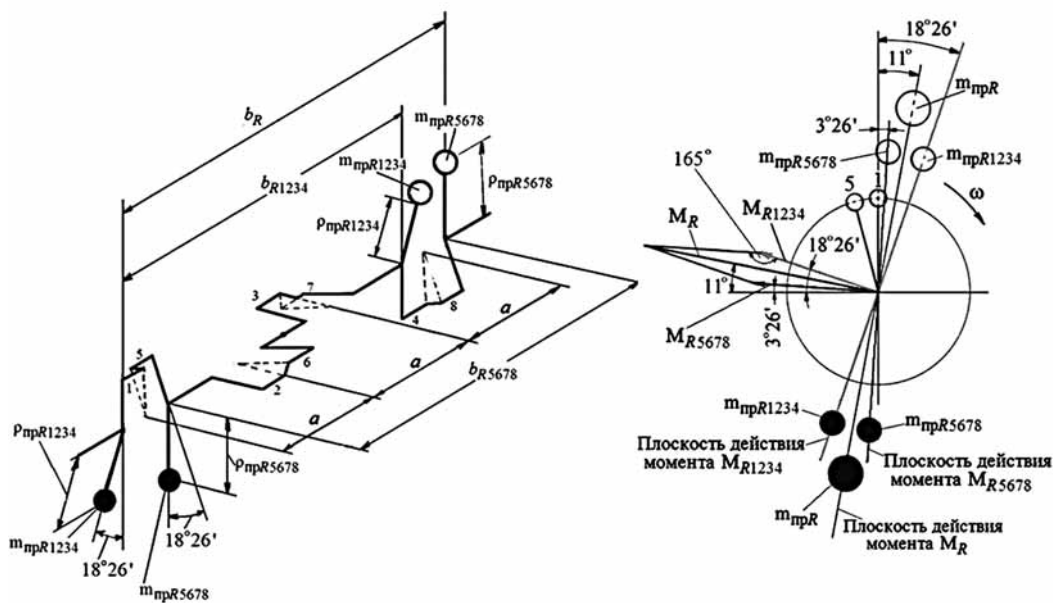


Рис. 20. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции V8x75x15

### Вывод

Проведенный анализ показывает, что для уравновешивания моментов всех сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс в вышеуказанных двигателях достаточно двух пар дополнительных валов с противовесами, которые совместно вращаются с угловыми скоростями  $\pm\omega$  и  $\pm 2\omega$  соответственно. При использовании коленчатого вала ( $\omega$ ) в качестве одного из уравновешивающих валов можно оставить три дополнительных вала с противовесами. Один из них вместе с противовесами вращается с угловой скоростью  $-\omega$ , а остальные два вращаются в противоположных друг другу направлениях с

угловыми скоростями  $2\omega$  и  $-2\omega$ . Выбор величин масс противовесов представлен в работах [2–6].

Данная методика может применяться при динамическом анализе уравновешивания четырехтактного двигателя, имеющего V-образную компоновку с разными углами развала цилиндров, угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов, с учетом дезаксажа и равномерным чередованием вспышек.

### Литература

1. Сегаль В.Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. — Л. : Машиностроение, 1974. — 248 с.



2. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек // Грузовик. — 2015. — № 6. — С. 14–20.
3. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 6-цилиндрового четырехтактного двигателя типа VR с углом развала цилиндров 15° и дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом // Грузовик. — 2016. — № 5. — С. 3–13.
4. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 12-цилиндрового четырехтактного двигателя типа W дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Ч. 1 // Грузовик. — 2017. — № 11. — С. 3–7.
5. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 12-цилиндрового четырехтактного двигателя типа W дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Ч. 2 // Грузовик. — 2017. — № 12. — С. 3–7.
6. Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 8-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 75° // (передана в печать) Грузовик. — 2019. — № 1.
7. Конструирование и расчет поршневых двигателей: учебник для студентов вузов./ Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. — М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. — 536 с.
8. Кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов / П.Р. Вальехо Мальдонадо, Д.К. Гришин, Н.Д. Чайнов. — М. : МГМУ МАМИ, 2012. — 120 с.
9. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К., Автоматизированное построение теоретической программы износа шатунной шейки коленчатого вала двигателя. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014613323 от 25.03.2014.
10. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С. Автоматизированное построение теоретической диаграммы износа подшипника скольжения шатунной шейки коленчатого вала двигателя и определение средней нагрузки на шатунный подшипник за период максимальных давлений в нем (ПО «АПТИПОДСШ КВД»). Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016615126 от 17.05.2016.
11. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Динамика и конструирование: учебник / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев и др.; под ред. В.Н. Луканина — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 2007. Кн. 2. — 400 с.
12. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей: учебное пособие. — М. : Машиностроение, 2003. — 464 с.
13. Григорьев Е.А. Периодические и случайные силы, действующие в поршневом двигателе. — М. : Машиностроение, 2002. — 272 с.
14. Григорьев Е.А. Анализ уравновешенности десятицилиндровых двигателей // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 28–30.
15. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. — М. : Высшая школа, 1972. — 327 с.
16. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». — М. : Машиностроение, 1989. — 256 с.
17. Гусаров В.В. Уравновешивание поршневых двигателей: учебное пособие. — М. : МГИУ, 2010. — 134 с.