

Из результатов расчетов (см. рисунок) следует, что использование предлагаемого дизеля в качестве ГД на типовом морском транспортном судне малого дедвейта по сравнению с использованием дизеля L35MC позволит уменьшить потребляемую мощность для привода гребного винта на 4% при скорости хода  $v_s=14$  уз. и на 8% при  $v_s=12$  уз. Указанное уменьшение обеспечено улучшением пропульсивных качеств судна.

#### **Литература:**

1. Сулов В.Ф., Даниловский А.Г., Шаманов Н.П. Оптимизация судового машиностроительного оборудования / Под общ. ред. В.Ф. Сулова: В 2-х т. – СПб.: Издательский центр СПбГМТУ, 2004. – Том 2. – 230 с.
2. Ачкинадзе А.Ш., Гаврилов В.В., Степанов И.Э. Автоматизированное проектирование пропульсивного комплекса морского транспортного судна: Учебное пособие. – СПб.: СПбГМТУ, 2000. – 75 с.
3. Marine Engine: Programme 2nd edition, 2005. – Copenhagen: MAN B&W Diesel A/S, 2005. – 128 p.

### **УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВС КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ V-6 БЕЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БАЛАНСИРНЫХ ВАЛОВ**

**Гусаров В.В., Ашишин А.А.**

(Московский государственный индустриальный университет)

Двигатели конструктивной схемы V-6 в последние годы находят всё большее применение на автомобилях. Такая компоновка, хотя и уступает рядной R-6 по уравновешенности, но превосходит её по компактности и жесткости.

В автомобильных двигателях схемы V-6 наиболее часто применяют 3-х коленный вал с углом расклинки кривошипов  $120^\circ$  и углом развала цилиндров  $90^\circ$ .

Такая компоновка может обеспечить равномерное чередование вспышек только при разрезной конструкции шатунных шеек коленчатого вала. В этом случае для уравновешивания момента от сил инерции 1-го порядка  $\sum M_{ji}$  обычно устанавливают балансирный вал. Ранее выполненный анализ показал, что в такой схеме частичное уравновешивание  $\sum M_{ji}$  можно обеспечить за счет специально подобранных нащечных противовесов коленчатого вала [1] без применения балансира вала, что существенно упрощает конструкцию.

В настоящей работе проанализирована уравновешенность ДВС схемы V-6 с разрезными шатунными шейками, обеспечивающими равномерное чередование вспышек, при разных углах развала цилиндров. Причём уравновешивание момента  $\sum M_{ji}$  во всех случаях рассматривали без применения балансира вала, только естественным способом – с помощью нащечных противовесов.

Количественную оценку виброактивности выполнили для пяти вариантов углов развала:  $\gamma = 100^\circ, 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$ . С учетом ранее полученных результатов, свидетельствующих о резком увеличении виброактивности ДВС такой схемы, при неравномерном чередовании вспышек [1], выбирали для каждого варианта такой угол смещения шатунных шеек  $\alpha$  (рис.1), при котором бы обеспечивалось равномерное чередование вспышек. Очевидно, что для рассматриваемой схемы это условие выполняется при:  $\alpha = 120^\circ - \gamma$  (рис.1).

Таким образом, пять анализируемых вариантов ДВС схемы V-6 с 3-х коленным валом и разрезными шатунными шейками, характеризовались следующими

значениями углов развала  $\gamma$  и смещения шеек  $\alpha$ : 1)  $\gamma = 100^\circ$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ; 2)  $\gamma = 90^\circ$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ; 3)  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\alpha = 40^\circ$ ; 4)  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\alpha = 50^\circ$ ; 6)  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\alpha = 60^\circ$ . Для каждого варианта количественно оценили виброактивность от действия неуравновешенных моментов от сил инерции 1-го и 2-го порядков ( $\sum M_{jI}$  и  $\sum M_{jII}$ ), а также нашли оптимальные параметры нащечных противовесов коленчатого вала, которые в максимальной мере уменьшают виброактивность от действия  $\sum M_{jI}$ .

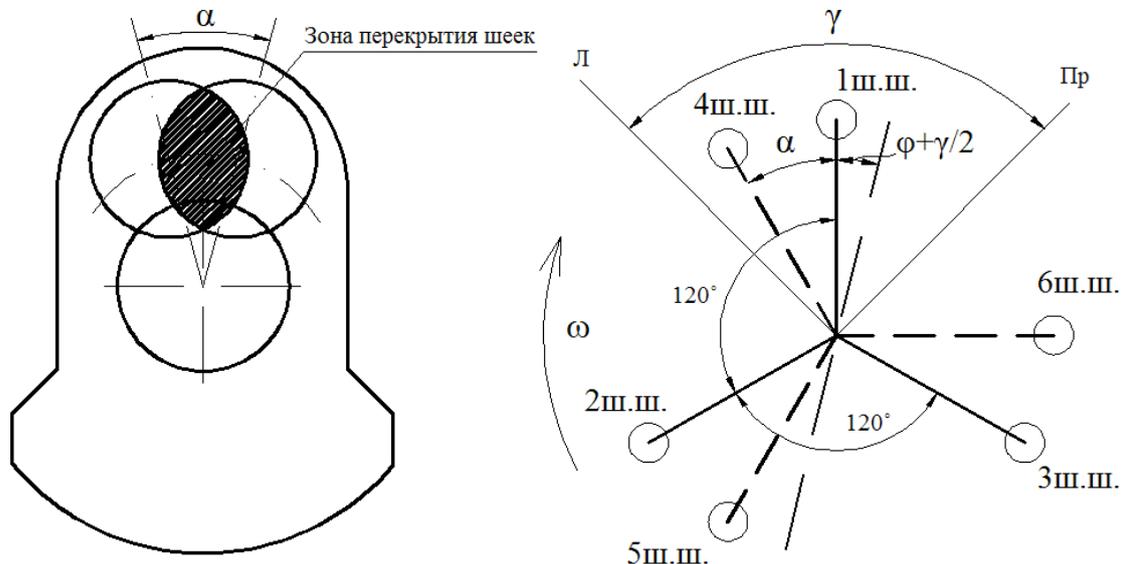


Рис.1. Схема КШМ двигателя V-6 с 3-х коленным валом и разрезными шатунными шейками.

Количественные оценки виброактивности от действия моментов  $\sum M_{jI}$  и  $\sum M_{jII}$ , определение оптимальных параметров нащечных противовесов выполнили с использованием в качестве критерия величины максимального импульса сил соответствующего момента  $L_{\dot{e}ir \cdot \max}$  за цикл [2].

Эту величину находили как разницу максимального и минимального значения переменной первообразной (момента) за период.

В анализе использовали безразмерные значения моментов  $M_{\dot{a} \cdot \delta}$ :

$$M_{\dot{a} \cdot \delta} = \frac{M}{m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a},$$

где:  $M$  – действующее значение момента, Н·м;  $m$  – масса частей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение для одного цилиндра, кг;  $r$  – радиус кривошипа, м;  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;  $a$  – расстояние между осями цилиндров (в одном блоке), м.

Оптимизацию параметров нащечных противовесов выполняли из условия минимизации величины остаточной виброактивности (параметр  $L_{\dot{e}ir \cdot \max}$ ) от совместного действия центробежного момента нащечных противовесов  $M_{\dot{n}}$  и момента от сил инерции 1-го порядка  $\sum M_{jI}$ .

Параметры нащечных противовесов характеризуются значением величины момента  $M_{\dot{n} \cdot \dot{a} \cdot \delta}$  (в расчете использовали безразмерные значения) и углом  $\phi$ , определяющим плоскость действия этого момента (рис.1).

На рис.2 показаны некоторые результаты выполненного анализа: годографы моментов  $\sum M_{jI \cdot \dot{a} \cdot \delta}$ ,  $\sum M_{jII \cdot \dot{a} \cdot \delta}$ , оптимального центробежного  $M_{\dot{n} \cdot \dot{a} \cdot \delta}$  и результиру-

ющего от действия  $\sum M_{jl \dot{\alpha}.\dot{\delta}} + M_{\ddot{n} \dot{\alpha}.\dot{\delta}}$  для вышеуказанных пяти вариантов ДВС V-

6.

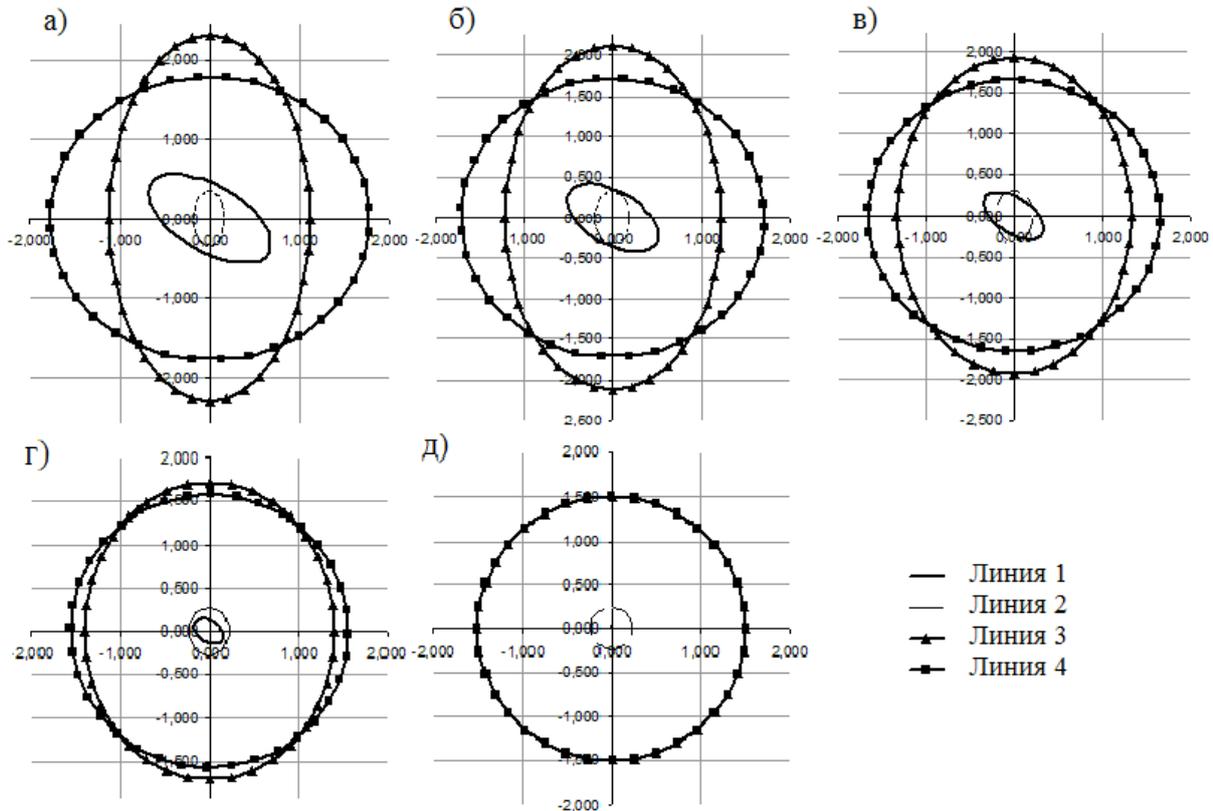


Рис.2. Годографы моментов от сил инерции первого (Линия 3) и второго порядка (Линия 2), центробежных, уравнивающих  $\sum M_{jl}$  (Линия 4) и результирующего (Линия 1): а)  $\gamma = 100^\circ$ ,  $\alpha = 20^\circ$ , б)  $\gamma = 90^\circ$ ,  $\alpha = 30^\circ$ , в)  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\alpha = 40^\circ$ , г)  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\alpha = 50^\circ$ , д)  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\alpha = 60^\circ$ .

В табл.1 показаны численные сравнительные значения параметров виброактивности и оптимальные параметры нащечных противовесов для разных вариантов.

Таблица 1. Данные анализа для разных углов развала.

Вариант	$\gamma$	$\varphi$	$M_{\ddot{n} \dot{\alpha}.\dot{\delta}}$	$L'_{\dot{\epsilon}\ddot{i}\ddot{r}} .\max$	$L''_{\dot{\epsilon}\ddot{i}\ddot{r}} .\max$	$L'''_{\dot{\epsilon}\ddot{i}\ddot{r}} .\max$
5	60	-30	1,50	0	2,16	17,20
4	70	-29	1,58	1,40	2,43	18,90
3	80	-27	1,66	2,67	2,71	21,00
2	90	-25	1,73	4,00	2,87	22,50
1	100	-23	1,80	5,26	3,22	24,30

Здесь  $L'_{\dot{\epsilon}\ddot{i}\ddot{r}} .\max$  – безразмерное значение максимального импульса от действия  $\sum M_{jl \dot{\alpha}.\dot{\delta}} + M_{\ddot{n} \dot{\alpha}.\dot{\delta}}$ ;  $L''_{\dot{\epsilon}\ddot{i}\ddot{r}} .\max$  – безразмерное значение максимального импульса от действия  $\sum M_{jll \dot{\alpha}.\dot{\delta}}$ ;  $L'''_{\dot{\epsilon}\ddot{i}\ddot{r}} .\max$  – безразмерное значение максимального импульса от действия только  $\sum M_{jl \dot{\alpha}.\dot{\delta}}$  (соответствует случаю отсутствия уравнивания с помощью нащечных противовесов);  $M_{\ddot{n} \dot{\alpha}.\dot{\delta}}$  – оптимальное значение центробежного момента нащечных противовесов для уравнивания  $\sum M_{jl}$ ;  $\varphi$  – угол, характеризующий плоскость действия момента  $M_{\ddot{n} \dot{\alpha}.\dot{\delta}}$  (рис.1).

По данным выполненного анализа получили регрессионные МНК полиномиальные модели для основных параметров оценки виброактивности и оптимальных параметров нащечных противовесов в зависимости от угла развала цилиндров  $\gamma$ :

$$L'_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = 0,000005 \cdot \gamma^3 - 0,00136 \cdot \gamma^2 + 0,251 \cdot \gamma - 11,228$$

$$L''_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = 0,000015 \cdot \gamma^3 - 0,0036 \cdot \gamma^2 + 0,304 \cdot \gamma - 6,465$$

$$L'''_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = -0,0000084 \cdot \gamma^3 + 0,0017 \cdot \gamma^2 + 0,067 \cdot \gamma + 8,809$$

$$\varphi = -0,000083 \cdot \gamma^3 + 0,0214 \cdot \gamma^2 - 1,62 \cdot \gamma + 8,057$$

$$M_{\dot{n} \dot{a} \dot{o}} = -0,000021 \cdot \gamma^2 + 0,0109 \cdot \gamma + 0,921$$

По этим моделям можно оценивать виброактивность и определять параметры нащечных противовесов для уравнивания  $\sum M_{ji}$  и для иных (промежуточных) углов развала цилиндров рассматриваемой схемы.

#### **Вывод.**

Выполненный анализ показывает возможность существенного снижения виброактивности двигателей типа V-6 со смещенными шатунными шейками без применения балансирных валов, естественным способом – только с помощью нащечных противовесов. При этом с уменьшением угла развала цилиндров монотонно уменьшается виброактивность от действия всех инерционных моментов. При углах развала менее  $80^\circ$  виброактивность “остаточного” момента от сил инерции первого порядка (после уравнивания его нащечными противовесами) меньше, чем от момента от сил инерции 2-го порядка, т.е. весьма незначительна. С точки зрения уравниваемости вариант ДВС с  $\gamma = 80^\circ$  лучше, чем с  $\gamma = 90^\circ$ . Однако с уменьшением углов развала, конструкция коленчатого вала с разрезными шатунными шейками ослабляется, в следствии всё меньшего перекрытия шеек при увеличении угла смещения шеек  $\alpha$  (рис.1). Оптимальным представляется угол порядка  $\gamma = 80^\circ$ , впрочем, оптимальная величина развала  $\gamma$  будет зависеть от конкретных особенностей проектируемого ДВС: диаметров шеек, размеров цилиндров, материала коленчатого вала и др.

#### **Литература:**

1. Гусаров В.В., Ашишин А.А. Анализ уравниваемости 6-ти цилиндровых V-образных поршневых ДВС с углом развала цилиндров  $90^\circ$  градусов. Сборник научных докладов VI научно-практической конференции. 2006. С. 38-43.
2. Гусаров В.В. Анализ возмущающего действия неравномерного крутящего момента. Журнал “Грузовик”. 2002. №6. С. 27-30.

### **РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНТАКТА НЕРОВНОСТИ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО ТРЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА И ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА**

**Заренбин В.Г.** (Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры)

**Заренбин А.В.** (ООО ИП «НЦВО – Фотоника»)

Расчету температуры на микроконтакте трибосопряжений посвящен ряд исследований [1-4], в том числе применительно и к парам трения в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) [5,6]. В приведенных публикациях по ДВС расчетные выражения даны при установившейся температуре вспышки.

Вместе с тем, трение поршневого кольца (ПК) о гильзу цилиндра (ГЦ) ДВС осуществляется при изменяющихся в широких пределах в течение рабочего цикла