

сии» на 2009-2013 годы и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

Литература:

1. Рождественский, Ю.В. Связные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения: дисс....докт.техн.наук / Ю. В. Рождественский. – Челябинск, 1999. – 347 с.

2. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 40-42.

3. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев и др. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с.

4. Eringen, A. C. Theory of micropolar fluids / A. C. Eringen // J. Math. Mech. – 1966. – V. 16, – P. 1–18.

УРАВНОВЕШЕННОСТЬ РЯДНОГО 4-Х ЦИЛИНДРОВОГО 4-Х ТАКТНОГО ДВС СПОРТИВНОГО МОТОЦИКЛА С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СХЕМОЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Камышников Р.О. (Российский университет дружбы народов)

Данная статья является продолжением работы «Влияние конструктивной схемы коленчатого вала на степень неравномерности крутящего момента двигателя спортивного мотоцикла» и статьи опубликованной в журнале [5], в ней рассматриваются возможные варианты схем расположения колен коленчатого вала рядного, высоко-оборотистого, 4-х цилиндрового двигателя и его уравновешенность. В качестве объекта для анализа был выбран двигатель от гоночного мотоцикла Yamaha YZF-R1.

В статье «Влияние конструктивной схемы коленчатого вала на степень неравномерности крутящего момента двигателя спортивного мотоцикла», были рассмотрены параметры неравномерности крутящего момента данного двигателя с пространственной схемой коленчатого вала (рис.1, а) и рядном расположении цилиндров. Данная конструкция, по сравнению с классической плоской, зеркально-симметричной схемой коленчатого вала (рис.1, б) не уравновешена от моментов центробежных сил инерции и моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс 1-го порядка.

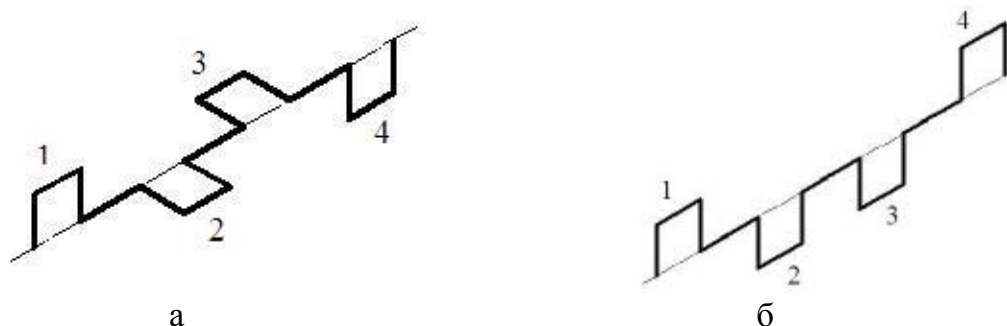


Рис.1. а – схема коленчатого вала мотоцикла Yamaha YZF-R1
б – классическая схема коленчатого вала

Нами были рассмотрены остальные разновидности схем коленчатого вала (рис.2) и различные порядки работы цилиндров для каждой схемы (табл.1) которые могут быть применены на рядном 4-х тактном, 4-х цилиндровом двигателе.

В табл.1 показаны возможные варианты порядка работы цилиндров каждой схемы для равномерного чередования вспышек.

Для анализа различных вариантов схем была составлена математическая модель в программе Mathcad 14, позволяющая определить значения сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j , центробежных сил вращающихся масс K_r и моменты от этих сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала по формулам (1, 2, 3) [1, 3], а также определить их максимальные значения:

$$K_r = -m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1)$$

где K_r – центробежная сила от вращающихся масс

m_r – приведенная масса от вращающихся деталей

r – радиус кривошипа

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала

$$P_{jI} = -C \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

где P_{jI} – сила инерции первого порядка

$$C = m_j \cdot r \cdot \omega^2$$

m_j – приведенная масса поступательно движущихся деталей

α – угол поворота коленчатого вала

$$P_{jII} = -\lambda \cdot C \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad (3)$$

где P_{jII} – сила инерции второго порядка

$$\lambda = \frac{r}{L_{ш}}$$

$L_{ш}$ – длина шатуна

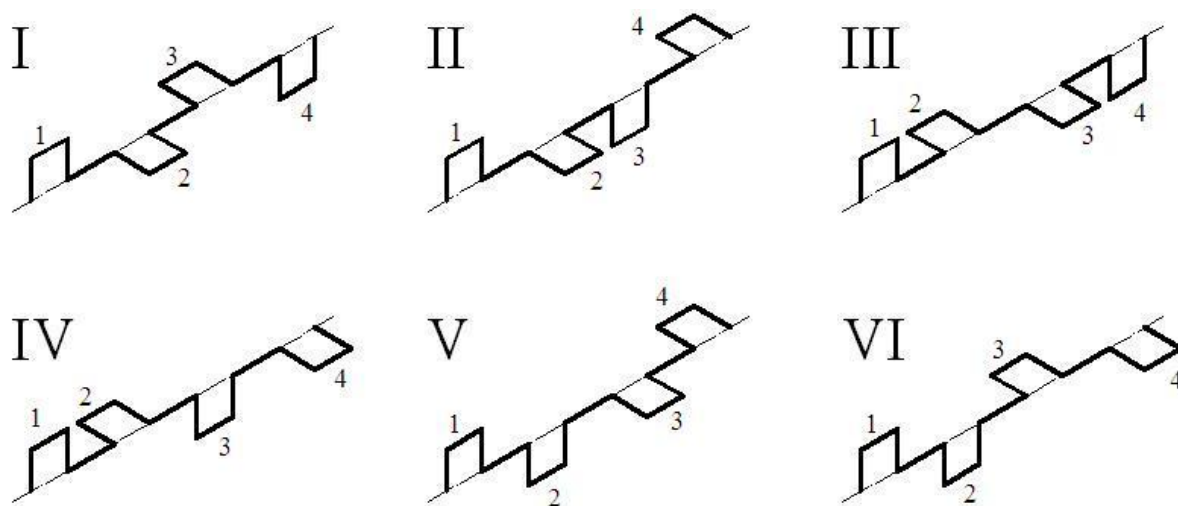


Рис.2. Пространственные схемы коленчатого вала
1, 2, 3, 4 – номер соответствующего цилиндра

Таким образом, при использовании классической схемы не уравновешенна сила инерции 2-го порядка от возвратно-поступательно движущихся масс, для уравновешивания которой необходима установка дополнительного вала с удвоенной частотой вращения по сравнению с частотой вращения коленчатого вала [1].

При использовании пространственных схем I и III неуравновешенны момент от центробежных сил и момент от сил инерции 1-го порядка.

Таблица 1. Варианты чередования вспышек рядного 4-х цилиндрического, 4-х тактного двигателя

Порядок работы цилиндров	Схема коленчатого вала					
	I	II	III	IV	V	VI
1 – 2 – 3 – 4	да	нет	да	нет	да	да
1 – 2 – 4 – 3	нет	да	нет	да	да	да
1 – 3 – 2 – 4	да	да	да	да	нет	нет
1 – 3 – 4 – 2	нет	да	нет	да	да	да
1 – 4 – 2 – 3	да	да	да	да	нет	нет
1 – 4 – 3 – 2	да	нет	да	нет	да	да

Обозначение: да – равномерное чередование вспышек, нет – неравномерное чередование вспышек

Таблица 2. Уравновешенность рядного 4-х цилиндрического, 4-х тактного двигателя

Схема коленчатого вала	K_R	M_R	P_{II}	M_{PII}	P_{III}	M_{PIII}
I	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	0
II	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
III	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	0
IV	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
V	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
VI	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
Классическая схема	0	0	0	0	$\neq 0$	0

Если же применять схемы II, IV, V и VI максимальное значение момента от центробежных сил и момента от сил инерции 1-го порядка уменьшается до 2-х раз. При этом остается неуравновешен еще и момент от сил инерции 2-го порядка, требующий для уравновешения установку дополнительного вала вращающегося с удвоенной частотой как и в случае с классической зеркально-симметричной схемой коленчатого вала, что делает данные схемы менее желательными из за усложнения конструкции двигателя.

Из всех возможных конструкций пространственных и плоских схем коленчатого вала наиболее оптимальной для 4-х тактного, 4-х цилиндрического двигателя спортивного мотоцикла является схема I, предложенная фирмой Yamaha в мотоцикле YZF-R1, с применением схемы коленчатого вала I и порядком работы 1 – 3 – 2 – 4. Так как наряду с положительным эффектом от снижения коэффициента неравномерности крутящего момента μ с 11,9 до 4,9, данная схема не требует установки дополнительных валов к основному валу. Противовесы для уравновешения моментов M_R и M_{II} можно разместить на самом коленчатом валу двигателя.

Литература:

5. Двигатели внутреннего сгорания. 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.

6. Девянин С.Н. Методические рекомендации по использованию программы «Кинематика и динамика ДВС» на ПЭВМ в курсовом и дипломном проектировании. Тракторы и автомобили. Часть 1. Двигатели. – М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2004. – 16 с.

7. Фомин В.М., Савастенко А.А. Методическое руководство для курсового и дипломного проектирования по курсу «Конструкция и расчет д.в.с.» Тема «Динамический расчет двигателей внутреннего сгорания». – М.: Изд-во РУДН. – 1992. – 16 с.

8. А. Воронцов «Год большого скачка», журнал «Мото». – М.: Изд-во «За рулем», №2, 2009г. – с. 58-60

9. «Автомобильная промышленность». – М.: Изд-во «Машиностроение», №6, 2010г.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ РАСЧЕТА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА И РИСКА ОТКАЗА СЭУ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ

Семионичев Д.С. (ФГУ «Российский морской регистр судоходства»);
Медведев В.В. (СПбГМТУ)

В настоящее время в отечественной практике остается актуальной задача создания методики оценки остаточного ресурса и риска отказа СЭУ, рассматриваемой в качестве единого комплекса механизмов, с использованием современных математических моделей, которая была бы разработана с учетом формализованной оценки безопасности (ФОБ), соответствовала бы международным стандартам качества, требованиям Международной конвенции по охране человеческой жизни на море СОЛАС-74 и, в частности, положениям главы 9 Конвенции – Международного кодекса по управлению безопасностью (МКУБ), резолюциям и руководству КБМ ИМО, отвечала бы задачам Федеральной целевой программы РФ «Развитие гражданской морской техники на 2009-2016 годы».

Опираясь на рекомендации работы [1] и используя опыт работ [2]-[4] выполнена разработка математической модели и программного комплекса для расчета остаточного ресурса и риска отказа СЭУ и ее элементов.

Разработке предшествовал анализ типовых конструктивных решений элементов СЭУ с позиции их надежности, построение типовых деревьев событий для следующих вариантов состава СЭУ: СЭУ с малооборотным главным двигателем (ГД) и прямой передачей мощности на гребной винт фиксированного шага; СЭУ с малооборотным ГД и прямой передачей мощности на гребной винт регулируемого шага; СЭУ с высокооборотным ГД и передачей мощности на гребной винт фиксированного шага через реверс-редукторную передачу; СЭУ с высокооборотным ГД и передачей мощности на гребной винт регулируемого шага через редукторную передачу; СЭУ с высокооборотным ГД и передачей мощности на гребной винт через винто-рулевую колонку.

В качестве примера на рис. 1 приведено два верхних уровня (из восьми) дерева событий для СЭУ.

При анализе конструкции и управлении техническим состоянием СЭУ построенные деревья событий могут быть скорректированы с учетом особенностей проекта судна.

На базе построенных деревьев событий разработаны математическая модель и соответствующий программный комплекс (рис. 2), позволяющие с использованием имитационного моделирования рассчитать остаточный ресурс СЭУ и вероятность выхода из строя ее компонентов в течение исследуемого периода времени.

При математическом моделировании приняты следующие основные допущения: