
СНИЖЕНИЕ СТЕПЕНИ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ДВС

Э.А. Савастенко, И.А. Никишин

Кафедра теплотехники и тепловых двигателей
Инженерный факультет
Российский университет дружбы народов
Подольское шоссе, 8/5, Москва, Россия, 113093

С.Н. Девянин

Кафедра «Тракторы и автомобили»
Московский государственный агроинженерный
университет имени В.П. Горячкина
ул. Тимирязевская, 58, Москва, Россия, 127550

В статье проводится анализ влияния неравномерности крутящего момента двигателя на снижение тяговых качеств машины и необходимости снижения неравномерности. Показана возможность снижения неравномерности крутящего момента двигателя оптимизацией углового расположения шатунных шеек коленчатого вала. Приведены результаты расчетной оптимизации для двигателя 2Ч 8,6/7,7.

Ключевые слова: ДВС, крутящий момент, неравномерность момента, сцепление колеса с дорогой, конструкция коленчатого вала, порядок работы цилиндров.

Тенденция развития двигателей для мобильных машин направлена на повышение удельной мощности и снижение частоты вращения при максимальном моменте, что приводит к росту амплитуды колебаний крутящего момента двигателя. Кроме того, уменьшение инерционности подвижных деталей и жесткости трансмиссии приводит к снижению эффекта сглаживания колебаний крутящего момента двигателя. Склонность перехода ведущего колеса в режим полного буксования выше у транспортных средств с увеличением отношения мощности двигателя к массе машины. Наиболее ощутимо это явление у современных мотоциклов, имеющих мощные двигатели и малую инерционность движущихся масс.

Традиционными методами снижения неравномерности крутящего момента двигателя являются увеличение числа цилиндров и обеспечение равномерного чередования вспышек в цилиндрах. При этом увеличение количества цилиндров приводит к существенному увеличению стоимости двигателя.

Современные ДВС для мотоциклов спортивного класса имеют достаточно высокие крутящие моменты и число цилиндров обычно не ниже четырех при их рядном расположении. Классическая рядная четырехтактная четверка имеет равномерное чередование вспышек через 180° поворота коленчатого вала, отличающегося относительно простотой конструкцией с плоской и зеркально-симметричной схемой расположения колен и удовлетворительной уравниваемостью инерционных сил. Однако не всегда равномерное чередование вспышек приводит к малой неравномерности крутящего момента.

Известно, что даже на установившемся режиме работы поршневого АВС, когда нагрузка и средняя частота вращения коленчатого вала не меняются, вра-

щение коленчатого вала неравномерное и за один оборот вала мгновенное значение частоты вращения может изменяться до 10% и более от среднего значения. Такие колебания частоты вращения отрицательно сказываются на равномерности движения машины, повышение динамических нагрузок в трансмиссии, снижении комфорта и др.

Основной причиной таких колебаний является характер изменения крутящего момента двигателя в течение рабочего цикла двигателя. При постоянной средней нагрузке на коленчатом валу M_c и равенстве среднего значения крутящего момента двигателя $M_{кр}$ моменту сопротивления ($M_d = M_c$) динамический баланс действующих моментов может быть записан в виде [1]

$$M_d - M_c = J \cdot \frac{d\omega_d}{dt},$$

где M_d — мгновенное значение крутящего момента на коленчатом валу ДВС; J — приведенный к оси коленчатого вала момент инерции движущихся масс установки; ω_d — угловая скорость вращения коленчатого вала; t — время.

Различие в моменте двигателя M_d и моменте сопротивления M_c приводит к изменению частоты вращения, которое может быть найдено из уравнения:

$$d\omega_d = \frac{1}{J}(M_d - M_c) \cdot dt \text{ или } d\omega_d = \frac{1}{J} \cdot \Delta M \cdot dt.$$

Большое влияние на амплитуду колебаний M_d двигателя оказывает число цилиндров. Например, для 6-цилиндрового четырехтактного двигателя мощностью 75 кВт при частоте вращения 3000 мин^{-1} характер колебаний момента и частоты вращения показан на рис. 1а. А для четырехцилиндрового двигателя с такой же цилиндровой мощностью и общей, равной 50 кВт, амплитуда колебаний момента почти в 3 раза больше (рис. 1б). Для сохранения колебаний частоты вращения на уровне шестицилиндрового двигателя требуется маховик, обеспечивающий в 2 раза больший момент инерции J .

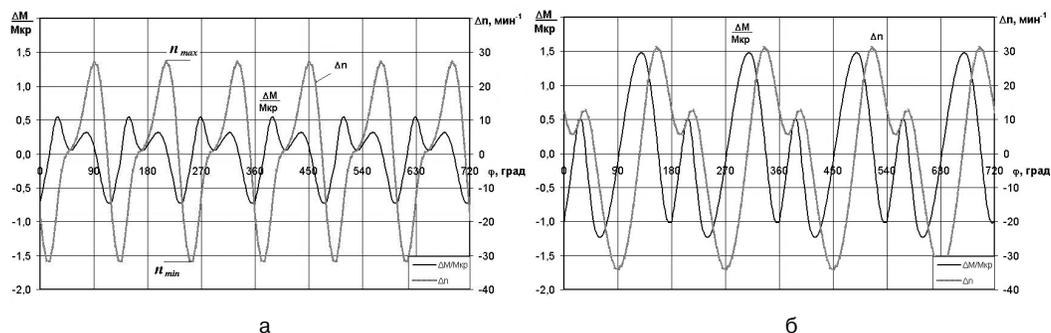


Рис. 1. Изменение момента и частоты вращения вала за рабочий цикл при $n_{cp} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и цилиндровой мощности 12,5 кВт:

- а) шестицилиндрового двигателя; б) четырехцилиндрового двигателя с увеличенным в два раза моментом инерции

Колебания частоты вращения принято оценивать коэффициентом неравномерности хода σ [1]:

$$\sigma = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ср}}} \quad \text{или} \quad \sigma = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}},$$

значения которого не должны превышать на номинальном режиме для автомобильных ДВС — 0,03 и для тракторных и комбайновых дизелей — 0,01.

Неравномерность крутящего момента оценивают коэффициентом неравномерности μ :

$$\mu = \frac{M_{e\max} - M_{e\min}}{M_{e\text{ср}}},$$

где $M_{e\max}$ и $M_{e\min}$ — соответственно максимальный и минимальный крутящий момент, а $M_{e\text{ср}}$ — его среднее значение.

Коэффициент неравномерности крутящего момента зависит от режима работы двигателя, равномерности чередования вспышек в цилиндрах и количества цилиндров. Так, при увеличении количества цилиндров двигателя от 1 до 12 величина μ уменьшается от $\mu \approx 12$ —20 до $\mu \approx 0,3$. Например, коэффициент неравномерности крутящего момента для 6-цилиндрового двигателя (см. рис. 1а) составляет $\mu = 1,3$, а для четырехцилиндрового двигателя (см. рис. 1б) составляет $\mu = 2,8$, что в 2,2 раза больше.

Обеспечение требуемой неравномерности хода достигается, как правило, выбором момента инерции маховика, доля которого в инерционности подвижных масс превышает 80%. Однако увеличение инерционности подвижных масс ухудшает динамические качества двигателя и машины, а для транспортного средства увеличивает расход топлива и выбросы токсичных компонентов при разгоне.

Переменный крутящий момент, создаваемый двигателем передается по трансмиссии на ведущие колеса и создает переменную силу тяги ведущего колеса.

В процессе передачи крутящего момента по трансмиссии машины амплитуда колебаний снижается за счет действия динамических моментов инерционных масс, упругости трансмиссии, потерь энергии в механизмах передачи момента, однако эти колебания момента сохраняются в большей или меньшей степени на ведущем колесе. В общем виде процесс передачи момента может быть выражен через энергетический баланс:

$$W_{\text{к}} = W_{\text{д}} - W_{\text{ж}} - W_{\text{у}} - W_{\text{т}},$$

где $W_{\text{к}}$ — механическая энергия от крутящего момента $M_{\text{к}}$ на ведущем колесе; $W_{\text{д}}$ — механическая энергия снимаемая с вала двигателя; $W_{\text{ж}}$ — часть $W_{\text{д}}$, затраченной на увеличение скорости подвижных деталей; $W_{\text{у}}$ — часть $W_{\text{д}}$, затраченной или полученной от изменения деформации трансмиссии; $W_{\text{т}}$ — часть $W_{\text{д}}$, потерянной в узлах трансмиссии за счет трения, и т.п.

Колебание крутящего момента на ведущем колесе увеличивает вероятность перехода в режим буксования, в результате чего теряются тяговые качества машины, увеличивается износ протектора, расход топлива и загрязнение окружающей среды. Влияние колебаний крутящего момента на буксование ведущего колеса показано на рис. 2, где приведена кривая коэффициента буксования δ от крутящего момента M_k на ведущем колесе и изменение крутящего момента M_k от времени t .

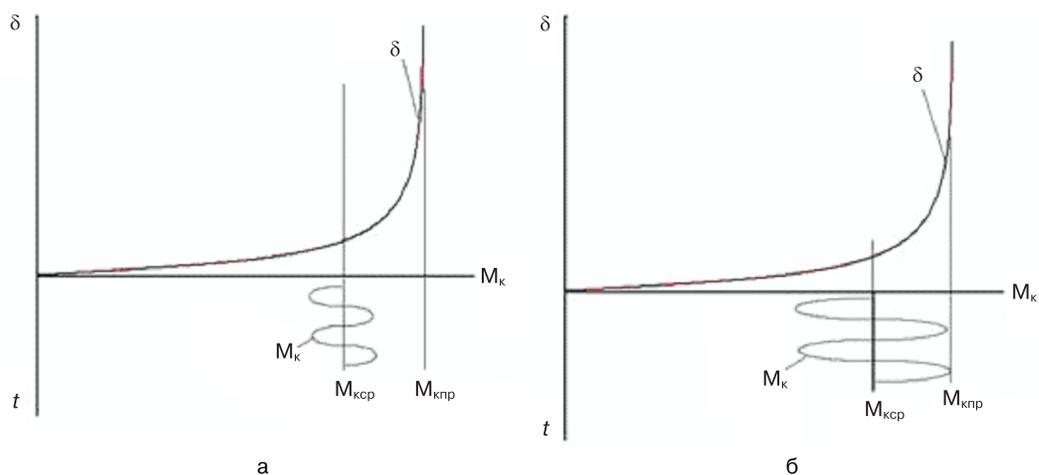


Рис. 2. Влияние колебаний крутящего момента на снижение сцепления колеса с дорогой:

- а) колебания крутящего момента, не приводящие к потере сцепления;
- б) колебания крутящего момента, приводящие к потере сцепления

В случае незначительных колебаний момента относительно среднего значения $M_{к\text{ср}}$ (см. рис. 2а) максимальное его значение не достигает предельного значения $M_{к\text{пр}}$, при котором ведущее колесо теряет сцепление с дорогой. При увеличении колебаний момента максимальное значение может достигнуть предельного значения и сцепление колеса с дорогой нарушится (см. рис. 2б).

Составляющие механической энергии W_j и W_y способствуют сглаживанию колебаний момента двигателя за счет накопления энергии в фазе превышения момента выше среднего значения и ее возвращения, увеличивая крутящий момент в фазе снижения момента двигателя ниже среднего значения.

Чтобы уменьшить колебания крутящего момента японские фирмы Yamaha и Suzuki отошли от классической конструктивной схемы коленчатого вала и равномерного чередования вспышек. При классической плоской, зеркально-симметричной конструкции коленчатого вала с чередованием вспышек в цилиндрах $180^\circ—180^\circ—180^\circ—180^\circ$ характер изменения крутящего момента, полученный по результатам кинематического и динамического расчета двигателя [2; 3], показан на рис. 3, и при этом получается коэффициент неравномерности $\mu = 11,9$.

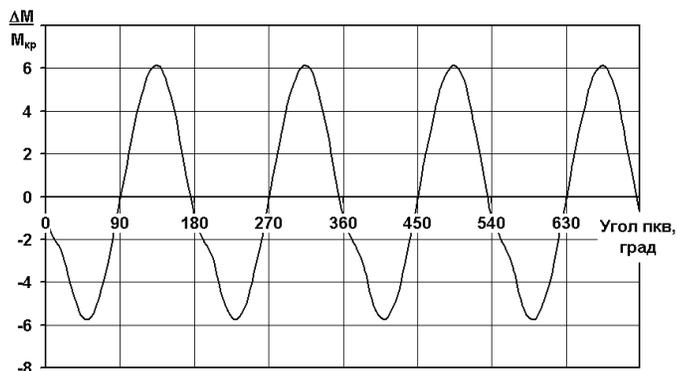


Рис. 3. Диаграмма изменения крутящего момента четырехцилиндрового двигателя мотоцикла при равномерном чередовании вспышек ($180^\circ-180^\circ-180^\circ-180^\circ$)

На гоночном «спортбайке» Big Bang [4] установлен рядный 4-цилиндровый двигатель с неравномерным чередованием вспышек ($70^\circ-290^\circ-70^\circ-290^\circ$). Проведенные расчеты показали, что это приводит к изменению крутящего момента, показанному на рис. 4а. Коэффициент неравномерности момента при этом получается $\mu = 8,4$.

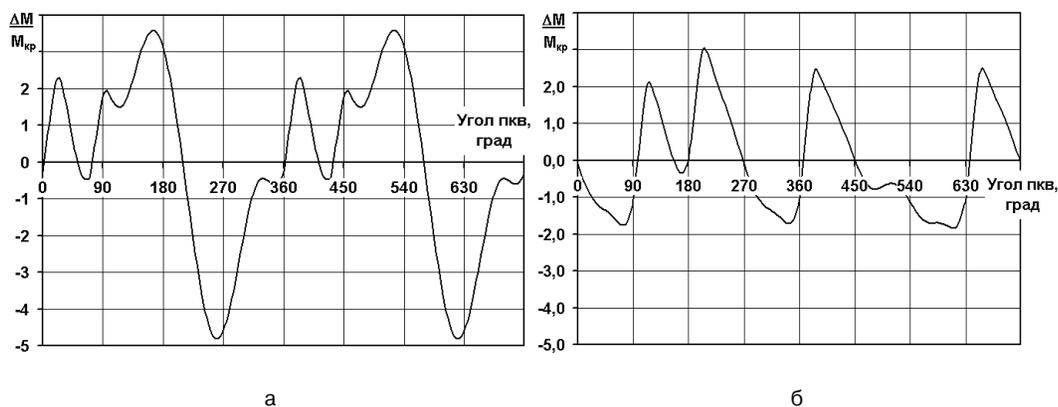


Рис. 4. Диаграммы изменения крутящего момента 4-цилиндрового двигателя мотоцикла при неравномерном чередовании вспышек:

- а) $70^\circ-290^\circ-70^\circ-290^\circ$ (Big Bang);
- б) $270^\circ-180^\circ-90^\circ-180^\circ$ (YZF-R1)

Фирма Yamaha для своего «спортбайка» YZF-R1 выполнила пространственный коленчатый вал, где кривошипы расположены под углом 90° друг к другу и имеют несимметричное расположение относительно середины коленчатого вала. При такой схеме вала двигатель имеет также неравномерное чередование вспышек $270^\circ-180^\circ-90^\circ-180^\circ$. Результаты расчета двигателя мотоцикла Yamaha YZF-R1 представлены в виде графика крутящего момента на рис. 4б. Такой порядок чередования вспышек позволил получить коэффициент неравномерности $\mu = 4,9$.

Для исследования влияния чередования вспышек на равномерность крутящего момента были проведены расчетные исследования четырехтактного двух-

цилиндрового двигателя 2Ч 8,6/7,7. Расчеты выполнены для номинального режима работы двигателя. Номинальная мощность — 35 кВт при частоте вращения 5600 мин⁻¹. Выбор для анализа двух цилиндрового двигателя существенно упрощает решаемую задачу.

При проведении расчетов угол между кривошипами вала (вспышками) изменялся через 5°. Анализ результатов расчета выполнялся по степени неравномерности крутящего момента μ и коэффициенту неравномерности хода σ . Результаты расчетов представлены на рис. 5.

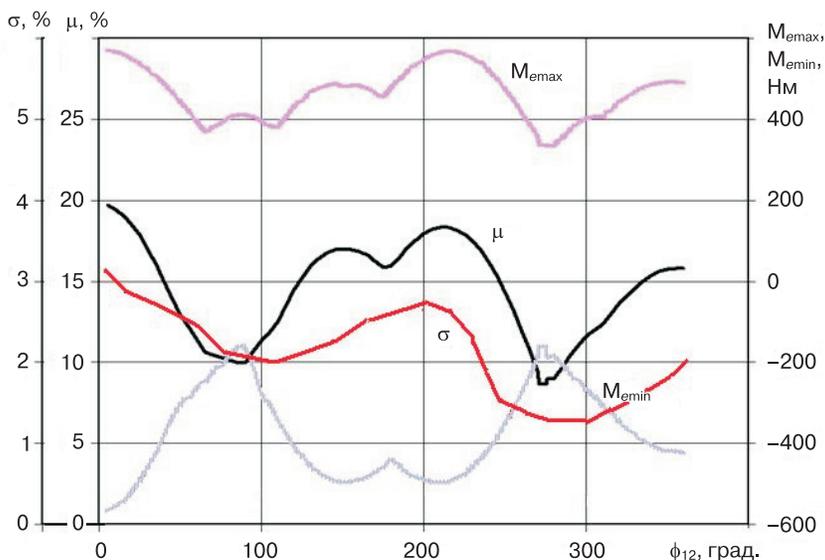


Рис. 5. Влияние чередования вспышек между цилиндрами двухцилиндрового ДВС на степень неравномерности крутящего момента μ и коэффициент неравномерности хода σ . M_{max}, M_{min} — максимальное и минимальное значения момента

На рис. 5 также показано изменение максимального M_{max} и минимального M_{min} значений крутящих моментов. Как следует из представленных результатов, степень неравномерности крутящего момента μ существенно зависит от угла между вспышками первого и второго цилиндров ϕ_{12} . Наибольшее значение $\mu = 20$ наблюдается при синхронной работе цилиндров, когда $\phi_{12} = 0$. При увеличении промежутка между вспышками наблюдается два явно выраженных минимума: 1 — при $\phi_{12} = 85^\circ$, $\mu = 9,9$ и 2 — при $\phi_{12} = 275^\circ$, $\mu = 8,6$. При равномерном чередовании вспышек ($\phi_{12} = 360^\circ$) степень неравномерности крутящего момента существенно выше и составляет $\mu = 15,8$ (почти в два раза). Практически такое же значение $\mu = 16,0$ имеет место при $\phi_{12} = 180^\circ$, которое часто применяется на рядных двухцилиндровых ДВС.

Для сопоставления характеров изменения крутящих моментов двигателя при равномерном чередовании вспышек $\phi_{12} = 180^\circ$ и варианта, обеспечивающего минимальную неравномерность крутящего момента $\phi_{12} = 275^\circ$, на рис. 6а при-

ведены кривые крутящих моментов, а на рис. 6б — изменение частоты вращения коленчатого вала. Представленные графики наглядно показывают качественное различие в колебаниях крутящих моментов для двух вариантов, и как следствие, изменения частоты вращения.

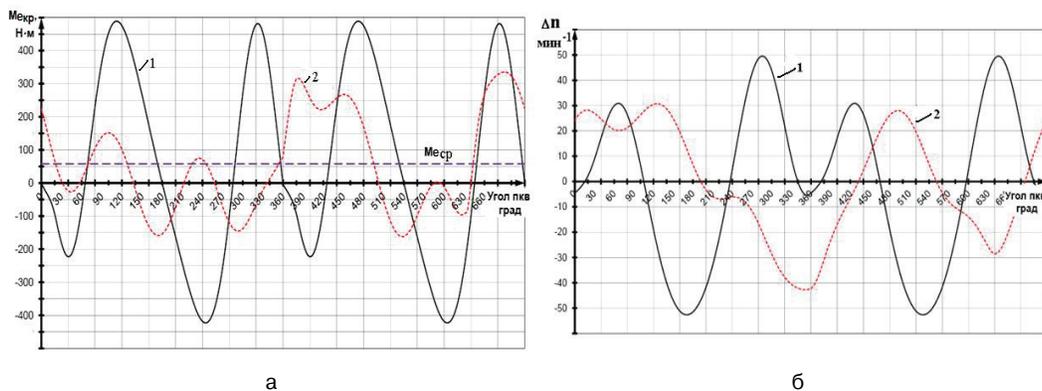


Рис. 6. Изменение крутящего момента и частоты вращения вала для двух вариантов чередования вспышек:

1 — $\phi_{12} = 180^\circ$; 2 — $\phi_{12} = 275^\circ$;

а — крутящий момент, б — изменение частоты вращения

Представленные результаты показывают, что равномерное чередование вспышек в многоцилиндровом двигателе не всегда является наилучшим вариантом для обеспечения равномерности крутящего момента двигателя. Для двигателей, где важно обеспечение небольшой степени неравномерности крутящего момента, необходимо проводить поиск оптимального чередования порядка работы цилиндров. Этот вариант, как правило, обеспечивает и наилучшую равномерность хода. Для рассмотренного двигателя отказ от равномерного чередования вспышек позволил уменьшить степень неравномерности крутящего момента в 1,8 раза и коэффициент неравномерности хода в 1,4 раза. Для реализации предлагаемого варианта рядного двигателя потребуется изготовление коленчатого вала с угловым расположением кривошипов 85 градусов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. — М.: Высшая школа, 2005.
- [2] 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.
- [3] Фомин В.М., Савастенко А.А. Методическое руководство для курсового и дипломного проектирования по курсу «Конструкция и расчет ДВС», тема «Динамический расчет двигателей внутреннего сгорания». — М.: Изд-во РУДН, 1992.
- [4] Воронцов А. «Год большого скачка» // Журнал «Мото». — М.: Изд-во «За рулем», 2009. — № 2. — С. 58—60.

IRREGULAR ICE TORQUE AND MACHINES TRACTION QUALITY

E.A. Savastenko, I.A. Nikishin

Department of heating engineers and heat engines
Faculty of Engineering
Peoples' Friendship University of Russia
Podolskoe shosse, 8/5, Moscow, Russia, 113093

S.N. Devyanin

Department of «Tractors and automobiles»
Moscow State Agroengineering University of Goryachkin
Timiryazievskaya str., 58, Moscow, Russia, 127550

The analysis of engine torque irregularity influence on the decrease of traction properties of a car and necessity of irregularity reduction is reported in the article. The possibility of engine torque irregularity reduction by crankshaft crankpins angular arrangement optimization is shown. The calculated optimization results are for 2Ч 8,6/7,7 engine.

Key words: internal combustion engine (ICE), torque, torque irregularity, grip of the wheel, crankshaft design, cylinders' work order.