

ция пара в окружающей среде, c — концентрация пара на поверхности пленки, находящейся на угольной частице, a — константа (0,276).

Таким образом, по результатам расчетов по формуле (6) в камере срыва могут высохнуть путем испарения влаги только частицы угля размером менее 80...100 мкм. В итоге следует, что количество тепла, требуемое для обезвоживания углей, содержащих то или иное количество тонких классов угля, будет определяться содержанием последних. Так как одновременно с испарением влаги, находя-

щейся на комплексных частицах угля, происходит испарение с поверхности других угольных частиц и водоугольных капель, то расход тепла должен быть увеличен.

Выполненные исследования подтверждают выдвинутую гипотезу о наличии двух качественно различных систем капель при распылении ВУТ. Первая система с «каплями», диаметр которых больше 80...100 мкм, представлена угольными частицами, а вторая, с диаметром частиц меньше 80...100 мкм, — водоугольными каплями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мурко В.И. Научные основы процессов получения и эффективного применения водоугольных суспензий: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — М., 1999. — 48 с.
2. Мурко В.И., Федяев В.И., Дзюба Д.А. Водоугольное топливо // Уголь. — 2002. — № 6. — С. 58–59.
3. Делягин Г.Н. Сжигание водоугольных суспензий — метод использования обводненных твердых топлив: Дис. ... д-ра техн. наук. — М.: ИГИ, 1970. — 32 с.
4. Хзмалян Д.М. Теория топочных процессов. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 352 с.
5. Корсунов Ю.А. Экспериментальное исследование дробления капель жидкости при низких значениях чисел Рейнольдса // Механика жидкости и газа. — 1971. — № 2. — С. 182–186.
6. Грин Х., Лейн В. Аэрозоли — пыли, дымы и туманы (пер. с англ.). — Л., 1969. — 426 с.

Поступила 28.11.2007 г.

УДК 621.43

МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВС С ОТКЛЮЧАЕМЫМИ ЦИЛИНДРАМИ

В.А. Зеер, А.А. Мартынов

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск
E-mail: muromcev_aleksei@mail.ru

Предложена методика расчета силовых параметров кривошипно-шатунного механизма двигателя с отключаемыми цилиндрами. Представлены результаты математического и имитационного моделирования кривошипно-шатунного механизма на примере рядного четырехцилиндрового двигателя.

Проблема экономии топлива автомобильными двигателями и загрязнения ими окружающей среды становится все более актуальной. Это связано, с одной стороны, быстрыми темпами роста числа потребителей, с другой, неограниченностью и невозполняемостью природных ресурсов (нефти).

Известно, что автомобильные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) работают в основном на режимах, не требующих максимальной мощности, при этом режимы холостого хода (ХХ) в городе составляют до 35 % от общего времени [1]. Режимы ХХ и малые нагрузки являются неэффективными с позиции сгорания топлива при традиционном дросселировании, поэтому для них характерны низкий КПД и высокая концентрация продуктов неполного сгорания, в частности, СО. В этой связи метод регулирования мощности двигателя путем отключения части цилиндров на режимах частичных нагрузок и ХХ является одним из эффективных способов экономии топлива и снижения ток-

сичности отработавших газов. В зависимости от варианта реализации отключения части цилиндров двигателя, условий эксплуатации и категории автомобиля получена экономия топлива до 40 %.

На кафедре «Автомобили и двигатели» Сибирского федерального университета, г. Красноярск, был предложен способ отключения цилиндров (ОЦ), который применим к современным ДВС с искровым зажиганием [2]. Сущность способа заключается в следующем (рис. 1): в разрыв цепей между электронным блоком управления (ЭБУ) и топливными форсунками устанавливается логическое устройство, которое блокирует или пропускает сигнал без изменения от ЭБУ к форсункам в зависимости от заданного алгоритма. Такой подход позволяет реализовать различные алгоритмы ОЦ: это и постоянное отключение того или иного цилиндра, и кратковременное.

Например, для двигателя 3МЗ-406.2 с порядком работы цилиндров 1-3-4-2 исследовались следующие

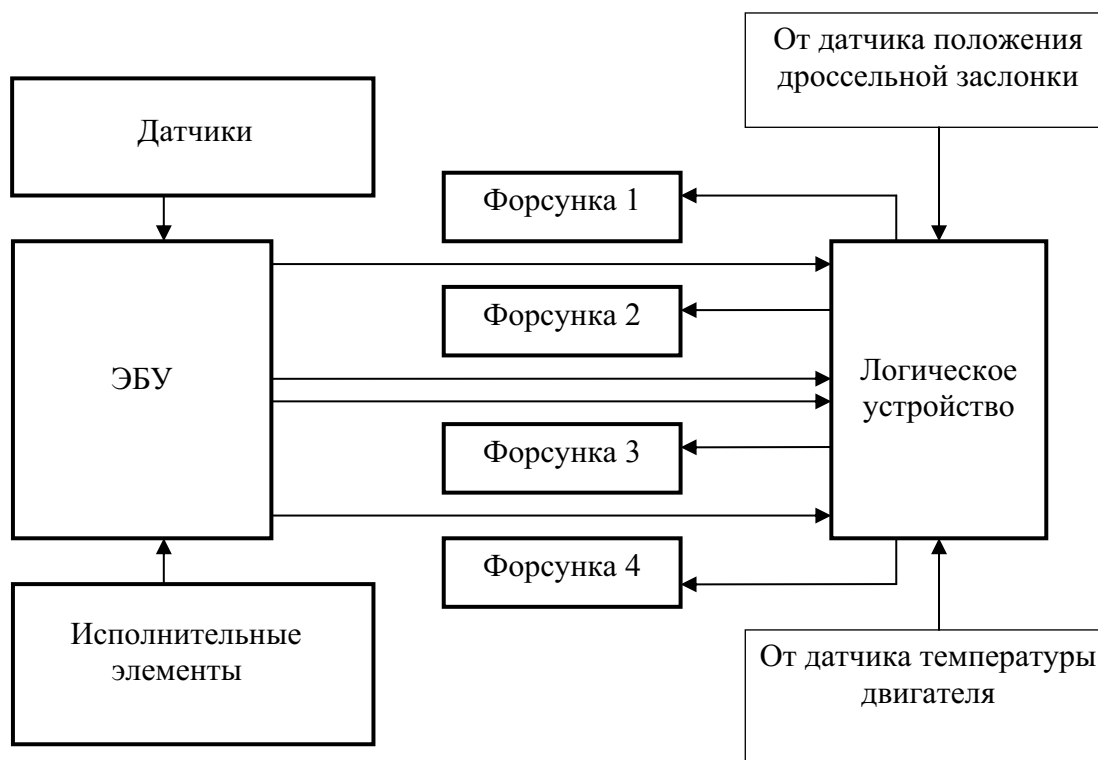


Рис. 1. Система управления топливоподачей ДВС с ОЦ

щие алгоритмы отключения: № 1 — «1 через 1» (постоянно отключены два цилиндра), № 2 — «1 через 2» (отключаемые цилиндры чередуются), № 3 — «1 через 3» (постоянно отключен один цилиндр), № 4 — «1 через 4» (отключаемые цилиндры чередуются), № 5 — «1 через 5» (отключаемые цилиндры чередуются).

Следует отметить, что логическое устройство может выполняться как в виде отдельного блока, так и в виде дополнительной программы в ЭБУ, что абсолютно не требует изменения конструкции ДВС.

Стендовые испытания двигателя ЗМЗ-406.2 показали [3], что наибольшая эффективность по топливной экономичности и экологичности достигается при алгоритме отключения цилиндров № 1 (снижение часового расхода топлива на режиме холостого хода составило 30 %, при этом выбросы СО уменьшились с 1,5 до 0,3 %). Резкое уменьшение содержания СО в отработавших газах объясняется тем, что в отключаемые цилиндры вместо топливовоздушной смеси подается чистый воздух.

Однако, все известные способы отключения цилиндров, несмотря на конструктивные различия в их реализации, приводят к расширению спектра основного возмущающего фактора — опрокидывающего момента, и понижению частоты возбуждения, что негативно влияет на комфортабельность автомобиля.

Существующие методики расчета двигателей не позволяют оценивать качественное и количественное влияние метода отключения цилиндров на неравномерность крутящего момента коленчатого вала и его показателей. Состояние рабочего тела, а

также термодинамические процессы, протекающие в цилиндрах двигателя при различных вариантах ОЦ, подробно изложены в [4].

В этой связи нами разработана методика, представленная в виде блок-схемы алгоритма (рис. 2), позволяющая определять силовые параметры кривошипно-шатунного механизма двигателя, в том числе суммарный крутящий момент и его оценочный показатель при различных алгоритмах отключения цилиндров на режимах холостого хода, в том числе с чередованием отключаемых цилиндров через цикл работы двигателя.

Особенностью данной методики является ее универсальность. Она позволяет производить расчет сил и моментов, действующих в поршневых двигателях с разными типоразмерами, как без отключения, так и с отключением цилиндров по различным алгоритмам, на любых режимах работы.

На основе предложенной методики и расчетных зависимостей, применяемых в теории двигателей, теории механизмов и машин была разработана модель кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания с отключаемыми цилиндрами.

В модели не учитывались силы трения в кривошипно-шатунном механизме, поскольку их влияние незначительно на режиме холостого хода относительно насосных потерь, которые в свою очередь учитывались силами давления газов в цилиндрах двигателя. Кроме того, в модели детали кривошипно-шатунного механизма принимались абсолютно жесткими и частота вращения коленчатого вала постоянной.

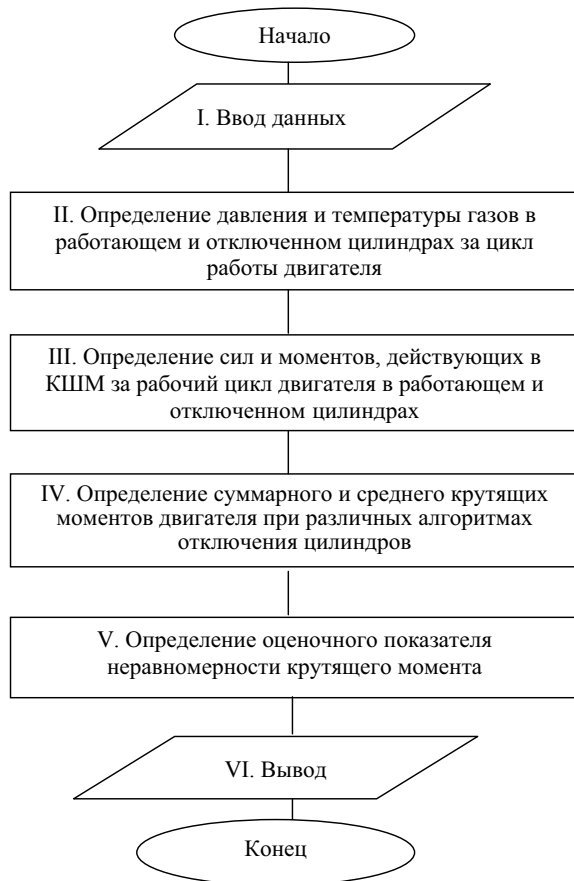


Рис. 2. Блок-схема алгоритма расчета силовых параметров двигателя с отключаемыми цилиндрами

Определение сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя проводится параллельно для работающего и отключенного цилиндров по зависимостям:

- давление газов в работающем цилиндре двигателя по тактам, МПа

$$p_z(\varphi) = \begin{cases} p_a, & 0 < \varphi < 180 \\ p_a \varepsilon^{n_1}, & 180 < \varphi < 360 \\ p_z, & 370 \\ p_c (1/\varepsilon)^{n_2}, & 370 < \varphi < 540 \\ p_e, & 540 < \varphi < 720 \end{cases};$$

- давление газов в отключенном цилиндре двигателя по тактам, МПа

$$p_z^0(\varphi) = \begin{cases} p_a, & 0 < \varphi < 180 \\ p_a \varepsilon^{n_1^0}, & 180 < \varphi < 360 \\ p_c (1/\varepsilon)^{n_2^0}, & 360 < \varphi < 540 \\ p_e, & 540 < \varphi < 720 \end{cases};$$

- силы давления газов в работающем и отключенном цилиндрах, кН

$$P_z(\varphi) = (p_z(\varphi) - p_0) F_n \cdot 10^{-3}, \quad P_z^0(\varphi) = (p_z^0(\varphi) - p_0) F_n \cdot 10^{-3};$$

- сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение, кН

$$P_j(\varphi) = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi);$$

- суммарные силы, действующие на поршни КШМ в работающем и отключенном цилиндрах

$$P_\Sigma(\varphi) = P_z(\varphi) + P_j(\varphi), \quad P_\Sigma^0(\varphi) = P_z^0(\varphi) + P_j(\varphi);$$

- боковые силы, действующие на поршни перпендикулярно оси цилиндров в работающем и отключенном цилиндрах, кН

$$N(\varphi) = P_\Sigma(\varphi) \operatorname{tg} \beta, \quad N^0(\varphi) = P_\Sigma^0(\varphi) \operatorname{tg} \beta;$$

- тангенциальные силы, действующие на кривошип в работающем и отключенном цилиндрах, кН

$$T(\varphi) = P_\Sigma(\varphi) \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad T^0(\varphi) = P_\Sigma^0(\varphi) \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

- крутящие моменты, создаваемые работающим и отключенным цилиндрами, Нм

$$M_k(\varphi) = T(\varphi) R, \quad M_k^0(\varphi) = T^0(\varphi) R,$$

где φ – угол поворота коленчатого вала, ° п.к.в., β – угол между осями цилиндра и шатуна, °, ε – степень сжатия, n_1 – политропа сжатия, n_2 – политропа расширения, p_0 – атмосферное давление, МПа, F_n – площадь днища поршня, м², m_j – масса деталей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение, кг, R – радиус кривошипа, мм, ω – угловая частота вращения коленчатого вала, с⁻¹, λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Основные результаты математического моделирования представлены на рис. 3.

Суммарный крутящий момент на коленчатом валу двигателя $M_{\Sigma}(\varphi)$ определяется путем сложения крутящих моментов отдельных цилиндров, работающих и отключенных. При этом учитывается число, расположение, тактность, порядок работы цилиндров двигателя, период изменения крутящего момента и алгоритм отключения цилиндров.

$$M_{\Sigma}(\varphi) = F(M_{ki}(\varphi), M_{ki}^0(\varphi), \theta, a, v, \tau),$$

где $M_{ki}(\varphi)$, $M_{ki}^0(\varphi)$ – крутящий момент от i -го работающего и отключенного цилиндров соответственно, a – порядок работы цилиндров и их расположение, v – алгоритм отключения цилиндров, θ – период изменения суммарного крутящего момента, ° п.к.в., τ – тактность.

Моменты $M_{ki}(\varphi)$ и $M_{ki}^0(\varphi)$ зависят от сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме в работающем и отключенном цилиндрах; τ и a характеризуют конструктивные параметры двигателя; θ и v характеризуют алгоритм отключения цилиндров.

Разработанная методика реализована в виде программы расчета на ПЭВМ применительно к рядному четырехцилиндровому двигателю с предложенными алгоритмами отключения цилиндров.

Результаты расчетов сил и моментов, действующих в КШМ двигателя, показали, что:

- в отключенном цилиндре боковая сила, прижимающая поршень к зеркалу цилиндра меньше по амплитуде, чем в работающем, что дает предпосылки к неравномерному износу ЦПГ по цилиндрам двигателя при постоянном отключении одних и тех же цилиндров;

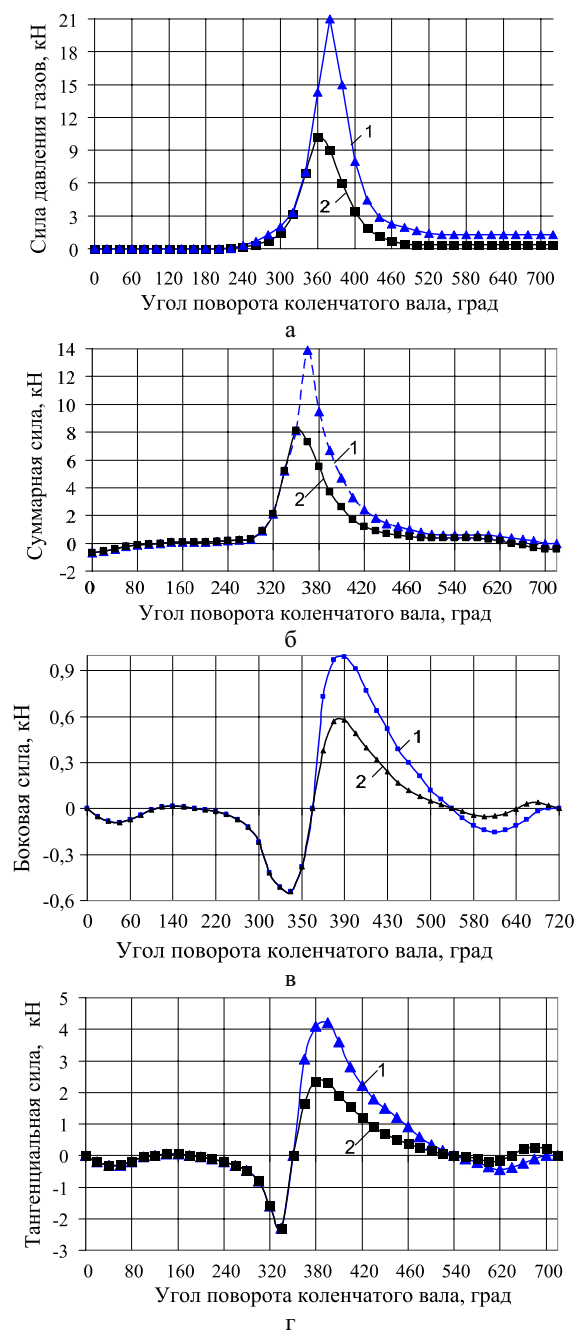


Рис. 3. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя на режиме холостого хода: а) сила давления газов; б) суммарная сила; в) боковая сила; г) тангенциальная сила. 1 – в работающем и 2 – в отключенном цилиндрах

- отличие амплитуд тангенциальных сил в работающем и отключенном цилиндрах приводит к изменению характеристик суммарного крутящего момента двигателя.

По результатам расчетов $M_{\kappa\Sigma}(\varphi)$, выявлено, что в зависимости от алгоритма отключения цилиндров изменяется период $M_{\kappa\Sigma}$ и размах амплитуды в областях действия работающих и отключенных цилиндров (рис. 4), что влияет на показатель неравномерности $M_{\kappa\Sigma}$ и виброактивность двигателя.

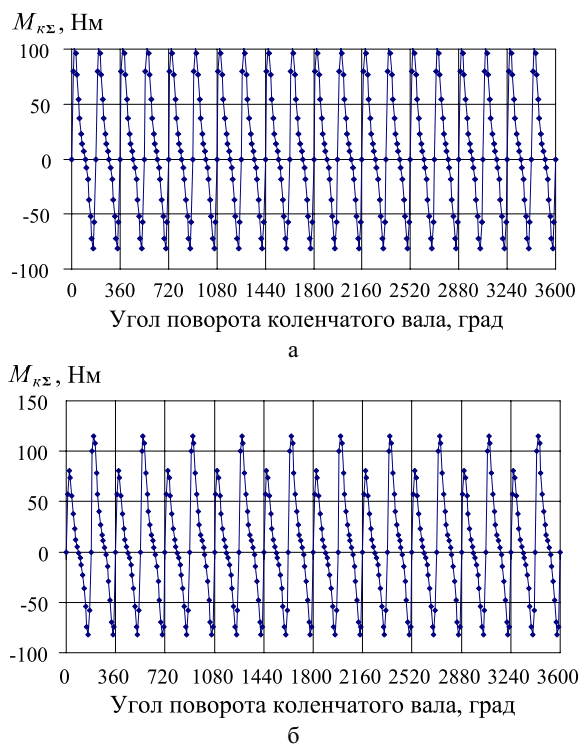


Рис. 4. Суммарный крутящий момент двигателя: а) без ОЦ; б) с ОЦ по алгоритму № 1

Неравномерность по углу поворота коленчатого вала крутящего и опрокидывающих моментов вызывают переменные реакции на опорах двигателя, а также переменную закрутку деталей трансмиссии. Для оценки степени неравномерности изменения суммарного крутящего момента вводится оценочный относительный показатель неравномерности $M_{\kappa\Sigma}$ двигателя, работающего на холостом ходу с отключаемыми цилиндрами ξ , который определяется по зависимости:

$$\xi = [(i-k)(M_{\kappa\Sigma}^0_{\max} - M_{\kappa\Sigma}^0_{\min}) + k(M_{\kappa\Sigma}^0_{\max} - M_{\kappa\Sigma}^0_{\min})] / [i(M_{\kappa\Sigma\max} - M_{\kappa\Sigma\min})],$$

где $M_{\kappa\Sigma}^0_{\max}$, $M_{\kappa\Sigma}^0_{\min}$ – максимальное и минимальное значение суммарного крутящего момента двигателя с отключаемыми цилиндрами в зоне влияния работающих цилиндров, Нм, $M_{\kappa\Sigma}^0_{\max}$, $M_{\kappa\Sigma}^0_{\min}$ – то же в зоне влияния отключенного цилиндра, Нм, $M_{\kappa\Sigma\max}$, $M_{\kappa\Sigma\min}$ – то же без отключения цилиндров двигателя, работающего на режиме холостого хода, Нм, i – число цилиндров двигателя, k – число отключенных цилиндров двигателя.

На рис. 5 представлены расчетные значения ξ для предложенных алгоритмов ОЦ, из которых видно, чем больше число отключаемых цилиндров, тем выше коэффициент неравномерности $M_{\kappa\Sigma}$ двигателя.

Для оценки адекватности математической модели было проведено имитационное моделирование с помощью CAD/CAE технологий.

Задачей имитационного моделирования кривошипно-шатунного механизма являлось определение зависимости суммарного крутящего момента от угла поворота коленчатого вала двигателя $M_{\kappa\Sigma} = f(\varphi)$ при различных алгоритмах отключения цилиндров.

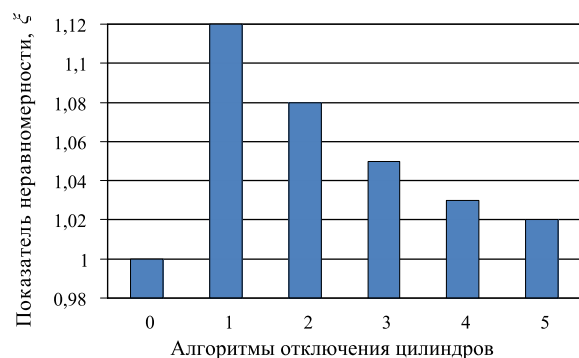


Рис. 5. Зависимость показателя неравномерности от алгоритмов ОЦ

Имитационное моделирование кривошипно-шатунного механизма двигателя с отключаемыми цилиндрами включает этапы:

- твердотельное моделирование деталей;
- сборка деталей;
- приложение сил к деталям.

Реализация первых двух этапов производилась в пакете Solid Work. Смоделированные детали кривошипно-шатунного механизма идентичны реальным размерам и массовым характеристикам серийно выпускаемого двигателя ЗМЗ-406.2.

Для реализации третьего этапа имитационного моделирования использовался пакет программ Working Module. При этом фиксированными параметрами являлись угловая частота вращения коленчатого вала ω , геометрические и массовые параметры кривошипно-шатунного механизма, варьируемыми — силы давления газов $P_g=f(\varphi)$, $P_g^o=f(\varphi)$, действующие на поршни. Пример расчета на имитационной модели представлен на рис. 6. Результаты сравнения математической и имита-

ционной моделей показали качественное совпадение зависимостей $M_{кз}=f(\varphi)$ при различных алгоритмах отключения цилиндров. Максимальное численное расхождение составило 7 %.

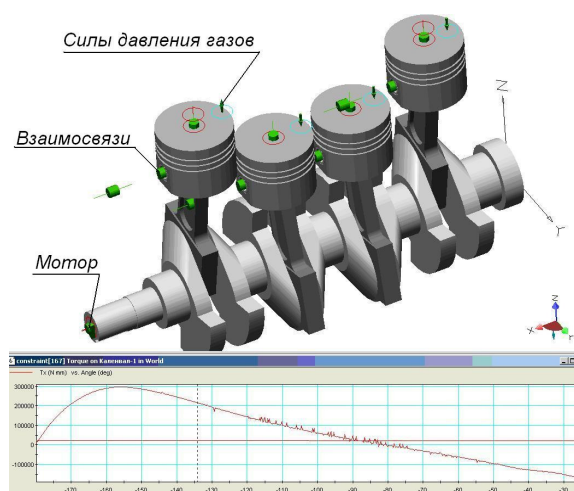


Рис. 6. Пример определения $M_{кз}=f(\varphi)$ на имитационной модели кривошипно-шатунного механизма

Результаты экспериментальных исследований косвенно подтвердили теоретические расчеты, а именно при увеличении числа отключаемых цилиндров увеличивается показатель неравномерности суммарного крутящего момента двигателя и общие уровни вибрации на рабочем месте водителя. При этом любой из предложенных алгоритмов ОЦ увеличивает общий уровень вибрации (максимальное увеличение вибрации на 17 %), но не больше допустимых значений, регламентируемых ГОСТ 12.1.012-98 и Санитарными нормами 2.2.4/2.1.8.566-96, что дает возможность применения данных алгоритмов ОЦ на практике без изменения конструкции опор силового агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. — М.: Легион-Автодата, 2000. — 80 с.
2. Пат. 2227838 РФ. МПК F02D 17/04. Способ управления двигателем внутреннего сгорания с отключаемыми цилиндрами / А.А. Мартынов, Ю.В. Краснобаев, В.А. Зеер. КГТУ. Заявлено 19.06.2002; Опубл. 27.04.2004, Бюл. № 12. — 6 с.: ил.
3. ГОСТ 14846-88. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. — М.: Изд-во стандартов, 1989. — 48 с.
4. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов. — Киев: Наукова думка, 1985. — 538 с.

Поступила 19.12.2007 г.