

~30%, при  $n=3500 \text{ мин}^{-1}$  - на ~42%. Результаты подтверждают преимущества БСМ над КШМ.

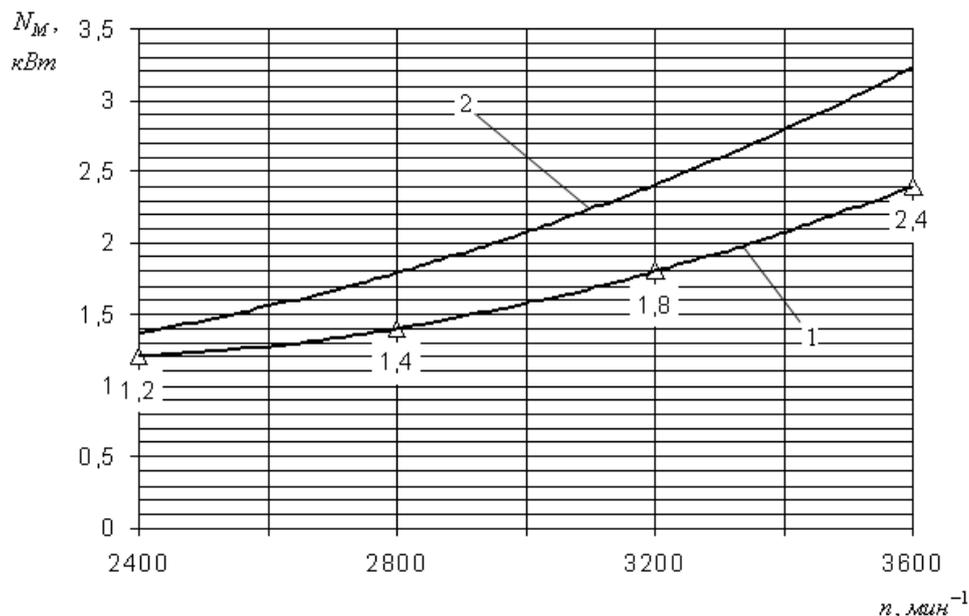


Рис. 2. Характеристика механических потерь: 1 – 2Д-200; 2 – Ситроен 2СУ

В ходе первого этапа испытаний двигатель устойчиво работал на режиме холостого хода при  $n=1400 \text{ мин}^{-1}$ , а под нагрузкой - до  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ .

В плане следующего этапа – исследование системы впрыска, а также вопросов, связанных с литровой мощностью, экономичностью и токсичностью ОГ.

Подобный двухтактный двигатель в большей части рабочих режимов будет иметь преимущества по экономичности и токсичности ОГ в сравнении с традиционным четырехтактным двигателем.

#### Литература:

1. Костин А. И. ДВС с послойным смесеобразованием // Актуальные проблемы управления качества производства и эксплуатации транспортных средств: Материалы X Международной науч.-практ. конф. – Владимир: Владимирского гос. ун-та, 2004. – С. 254-256.
2. Баландин С. С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1972.
3. Патент РФ №2117791.
4. Конев В. М. и др. Автомобильные карбюраторные двигатели. – М.: Машгиз, 1960.

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЫСТРОПРОТЕКАЮЩИХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ «АВТОМОБИЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОРОБКА ПЕРЕДАЧ»

Курбатов И.Г. (Ярославский государственный технический университет)

Современные тенденции развития двигателестроения (форсирование двигателей по мощности, снижение материалоемкости и габаритов двигателя) в общей картине динамических процессов усиливают влияние колебательных явлений и виброактивности. Эти явления становятся важным фактором при доводке двигателя, а также лимитируют надежную работу энергетической установки в целом. В последнее время возросла роль регулярных аperiodических быстропротекающих

процессов. В колебательной системе «автомобильный двигатель – сцепление – коробка передач» это например, процесс включения / выключения сцепления [1].

Такие переходные процессы кратковременно и резко увеличивают нагрузки на элементы системы, в результате чего в колебательной системе коленчатого вала возможны задиры коренных подшипников, поломки сцепления и т.д. Необходимость решения этой проблемы становится особенно острой, если учесть количество используемых автомобильных двигателей.

Исследование таких колебательных процессов при помощи аналитических методов невозможно, так как в рассматриваемом случае при включении / выключении сцепления поршневого двигателя будет изменяться сама структура колебательной системы (число колеблющихся масс, связей и т.д.) (рисунок 1).

Получить решение таких задач можно при использовании численных методов расчета, реализуемых при помощи специализированного программного обеспечения [2,3].

Общеизвестно, что сложность освоения и работы с программным пакетом чаще всего возрастает пропорционально увеличению его возможностей (одновременно увеличиваются и требования к системным ресурсам). В связи с этим перед разработчиком часто встает вопрос о целесообразности использования «тяжелых» расчетных пакетов (таких, как ADAMS) и возможности получения достоверного результата на стадии проработки при применении программ «легкого» (Working Model 2D) и «среднего» уровня (Cosmos Motion, MSC visualNastran Desktop). При использовании «тяжелых» расчетных пакетов существует вероятность затягивания процесса исследования из-за большего количества времени, требуемого для обработки расчетной модели (в частности, для наложения кинематических и силовых граничных условий), а также особенностей решателя. Программы «легкого» и «среднего» уровня проще в освоении, позволяют достаточно быстро и точно опробовать некоторые необходимые направления исследования.

В качестве объекта исследования использовался двигатель ЯМЗ-7511. Для проведения исследования с использованием численных методов созданы твердотельные модели деталей кривошипно-шатунного механизма, гасителя крутильных колебаний, маховика, деталей коробки передач. Далее модели транслировались в среду расчетного программного пакета.

К элементам модели прикладывались следующие кинематические и силовые граничные условия:

- взаимосвязи между деталями колебательной системы «двигатель – коробка передач»;
- газовые давления к поршням;
- начальная частота вращения маховика.

Коленчатый вал моделировался в виде сборки из четырех колен, соединенных между собой упруго-демпфирующими взаимосвязями для имитации упругости материала.

По прохождении некоторого отрезка времени шарнир, задающий начальную частоту вращения («мотор»), отключался, и система начинала работать под действием только газовых сил.

Проверялось влияние времени выключения сцепления (шарнира в соединении маховик – сцепление) и свойств демпфера сцепления на протекание колебательного процесса.

Проведение расчета при помощи численных методов, реализуемых в программном пакете позволяет отслеживать получаемые результаты в режиме реаль-

ного времени, что позволяет быстро и своевременно корректировать начальные и граничные условия расчета.

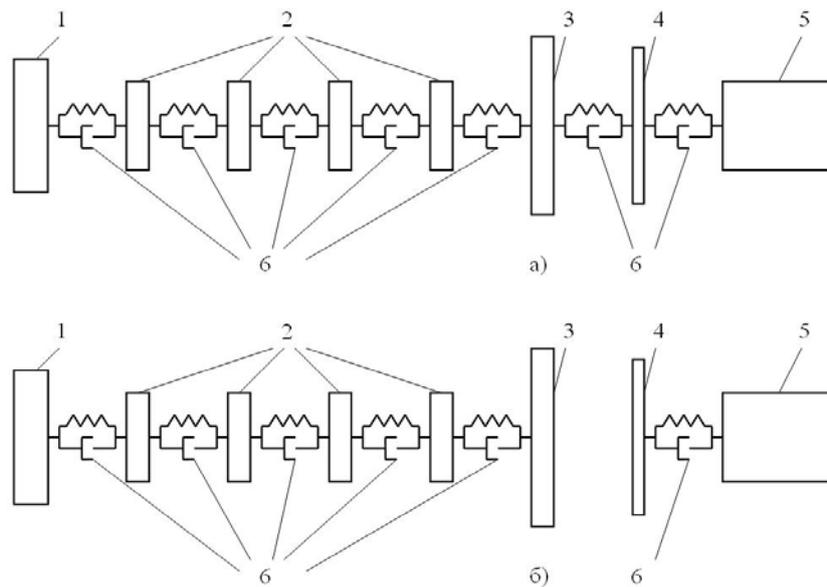


Рис. 1. Схема колебательной системы а) при включенном сцеплении; б) при неработающем сцеплении: 1 – гаситель крутильных колебаний; 2 – моторные массы (колена вала с соответствующими деталями шатунно-поршневой группы); 3 – маховик; 4 – сцепление; 5 – детали коробки передач; 6 – упруго-демпфирующие связи, соединяющие массы колебательной системы.

В процессе расчета определялись следующие параметры: угловые скорости элементов колебательной системы, угловое ускорение носка коленчатого вала, угол разворота сцепления.

Выделено достаточно сильное влияние момента отключения «мотора». Если шарнир отключался достаточно рано, то колебания угловой скорости элементов колебательной системы были достаточно велики (до 50 – 70 %), причем для каждой колебательной системы существовал некоторый момент времени, после которого амплитуда угловой скорости снижалась до  $\approx 20\%$  и дальнейшее увеличение времени отключения практически не влияло на поведение системы.

Также серьезное влияние на поведение системы оказывает момент выключения / включения сцепления. При различном времени выключения сцепления меняется и сам характер изменения угловой скорости.

Для проверки достоверности предлагаемой математической модели проводился опорный эксперимент, в ходе которого были определены угловые ускорения носка коленчатого вала и угол разворота диска сцепления.

Максимальный разворот сцепления 4 (см. рисунок 1), определенный экспериментально составляет  $3^{\circ}$  ( $0.05$  рад). Максимальное значение, полученное расчетным путем  $\approx 2.5^{\circ}$  ( $0.04$  рад) (диаграмма изменения разворота сцепления во времени представлена на рисунке 2). Такие результаты свидетельствуют о достаточной сходимости предлагаемого способа с экспериментом.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

- численные методы расчета, реализуемые в специализированном программном обеспечении могут помочь в исследовании быстропротекающих процессов;

– предлагаемый способ исследования позволяет прогнозировать поведение колебательной системы «автомобильный двигатель – коробка передач» на стадии разработки двигателя. Возможна достаточно быстрая проверка влияния массово-инерционных и упруго-демпфирующих характеристик элементов системы на протекание колебательного процесса;

– на этапе предварительного проектирования использование программных пакетов «среднего» уровня дает результаты, необходимые для понимания направления дальнейших исследований. На заключительных же этапах разработки существует необходимость применения программ, обладающих более широкими возможностями (что в конечном итоге может позволить уменьшить время опытных исследований за счет применения расчетных экспериментов).

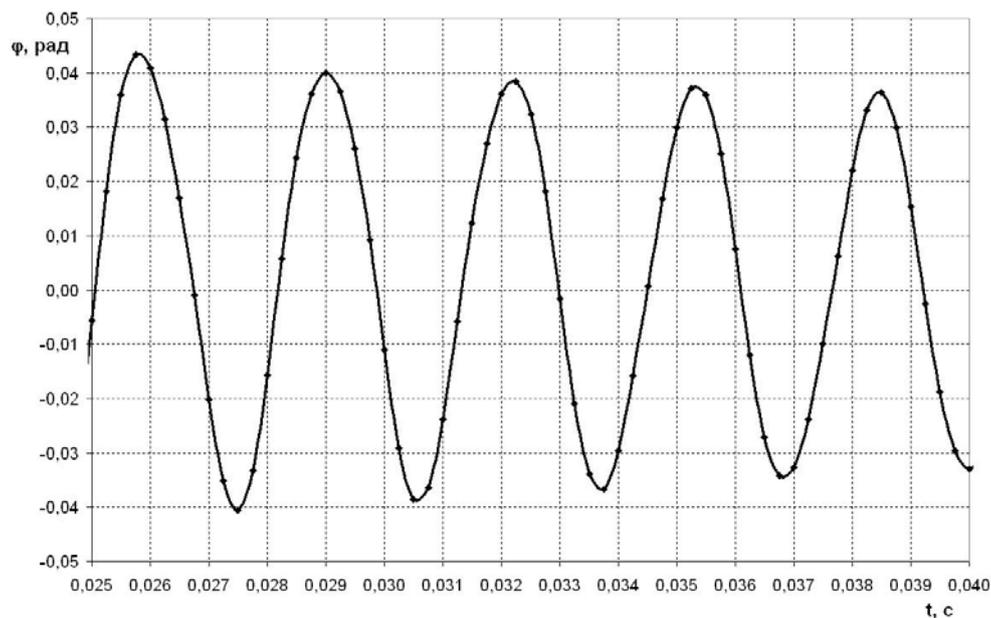


Рисунок 2 – Угол разворота сцепления, определенный расчетным путем

### Литература:

1. Курбатов И.Г. Переходный процесс в крутильной системе коленчатого вала автомобильного дизеля при аperiodических возмущениях // Современные проблемы развития поршневых ДВС. Материалы межотраслевой научно-технической конференции. СПб, 2005. с. 81 – 82.
2. Яманин А.И. Программные продукты для исследования динамики механических систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2004. - №1. – с. 34 – 40.
3. Курбатов И.Г. О программном обеспечении для исследования динамики механических систем // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2007. – №2. с. 26 – 29.

## СНИЖЕНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЕЙ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ 8ЧВН15/16

Меньшенин Г. Г. (Волжский политехнический институт, фил. ВолгГТУ);

Меньшенин Гр. Г. (фирма «Кволити Моторс», г. Москва);

Рейн В. Ф. (ОАО «Волгоградский моторостроительный завод »)

Увеличение мощности автотракторных дизелей осуществляется в основном