

Таким образом, данная расчетная методика позволяет уже на стадии проектирования двигателя оценить амплитуды виброперемещений двигателя на упругих опорах с учетом реальных геометрии и массово-инерционных свойств деталей, закона изменения возбуждающих сил, геометрии и упруго-диссипативных свойств опор.

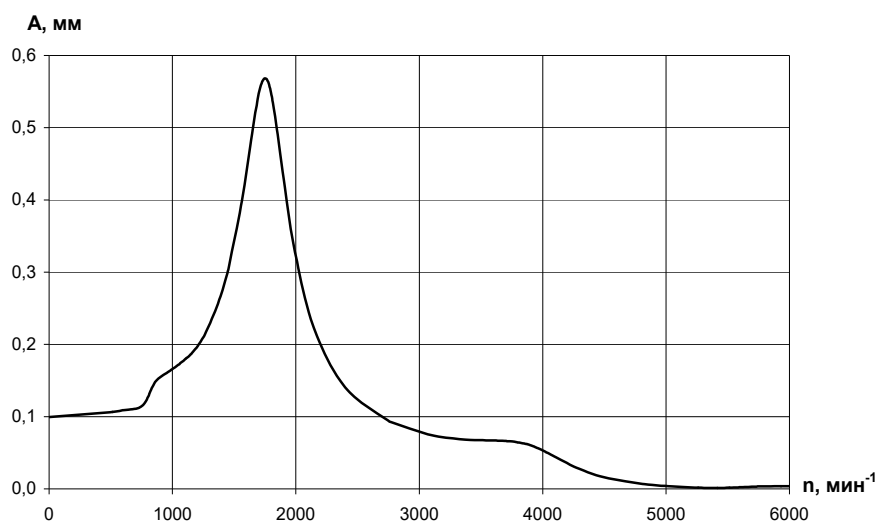


Рис. 3. Амплитуды виброперемещений в заданной точке двигателя

Литература

1. Найденко О.К. Динамика корабельных энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Воен.-морск. акад., 1974. – 538 с.
2. Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 216 с.
3. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1988. – 104 с.
4. Яманин А.И. Сравнительная оценка виброактивности аксиально-поршневой машины, реализующей циклы Дизеля и Стирлинга // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. – Ярославль, 1985 – С. 138 – 141.

ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПЕРЕМЕННЫМИ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ И РАБОЧИМ ОБЪЕМОМ НА СТАДИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Яманин А.И., Яманин И.А.

(Ярославский государственный технический университет)

Преимущества двигателей с переменными степенью сжатия ϵ и рабочим объемом V_h по экономичности и экологическим характеристикам известны достаточно давно [1]. За многолетнюю историю развития предложено большое число разнообразных способов регулирования ϵ и V_h и реализующих эти способы конструкций, которые классифицированы по ряду признаков [2].

Большинство исследователей придерживаются мнения о том, что наилучший способ регулирования ϵ и V_h – трансформация преобразующего механизма, который в этом случае должен отличаться от традиционного кривошипно-шатунного. Известны многочисленные такие конструкции, причем, практически одна и та же кинематическая схема независимо друг от друга предлагалась (разрабатывалась) различными исследователями.

В последние годы интерес к двигателям с переменными ε и V_h возрос. Появились сообщения об успешных итогах испытаний двигателей SVC (фирма SAAB, Швеция), MCE5 VCR (совместные разработки фирм MCE и Peugeot, Франция). В последнем случае 2007 и 2012 гг. даже названы возможными датами презентации и начала серийного выпуска автомобилей с такими двигателями. Известны также работы, проведенные в этом направлении ГНЦ НАМИ (при участии ЯГТУ) и фирмой Daimler-Chrysler [3]. На IV Международном автомобильном научном форуме (Москва, октябрь 2006 г.) работы по двигателям с переменными ε и V_h названы одним из резервов существенного улучшения показателей транспортных двигателей.

Успех при создании двигателей с нетрадиционной конструктивной схемой во многом зависит от оперативного создания опытных образцов, что практически невозможно без использования современных компьютерно-информационных технологий, опирающихся на трехмерное твердотельное моделирование и численный эксперимент с оптимизацией. Такой подход к проектированию в последнее время часто именуется виртуальным проектированием или VPD- проектированием (Virtual Product Development). Используемые здесь модели должны отличаться наивысшей корректностью, поскольку многие решаемые здесь задачи не имеют аналогов в двигателестроении. В частности, здесь речь идет о динамических исследованиях (силовой и кинематический анализ, уравнированность, виброактивность, энергоемкость и быстродействие систем управления значениями ε и V_h и соответствующий алгоритм и пр.). В России такой алгоритм разработки частично уже был реализован [3].

Вопрос о предпочтительности той или иной конструкции следует решать с учетом не только выбросов токсических веществ с отработавшими газами, но и показателей ее виброактивности, предельные значения показателей которой уже нормируются [4].

В отличие от транспортных двигателей с кривошипно-шатунными механизмами виброактивность двигателей с иными преобразующими механизмами практически не изучена. В связи с этим предпринята попытка такого анализа для показанных на рис. 1 механизмов проф. А. Jante и FEV и НАМИ. Особенностью в данном случае является то, что все механизмы, в основном, «собраны» из одних и тех же звеньев (моделирование и виртуальная сборка выполнены в среде программного продукта Solid Works 2007), а потому имеют одинаковые значения хода поршня. Трехмерная модель каждого механизма впоследствии была транслирована в среду программных продуктов для исследования динамики механических систем (использованы Cosmos Motion 2007 и MSC visual Nastran Desktop 4D). В среде этих программных продуктов корпусные детали каждого двигателя соединялись с неподвижным основанием посредством упруго-демпфирующих связей, для которых возможно задание коэффициентов жесткости и демпфирования. В качестве возмущающих использованы газовые силы, действующие на днища поршней. При этом предполагалось, что частота вращения коленчатых валов и параметры рабочего процесса в каждом случае одинаковы, а несущественные изменения индикаторных диаграмм для каждого из исследованных двигателей обуславливаются лишь отличиями законов движения поршней. При симуляции движения механизма регистрировались расчетные виброграммы опорных точек на корпусе двигателя, к которым присоединены упруго-демпфирующие опоры (рис. 2). Сравнение результатов спектрального анализа виброграмм позволяет сделать обоснованное заключение о преимуществах механизма НАМИ по вибрационным характеристикам в зоне наиболее используемых значений частоты вращения коленчатого вала (соот-

ветствующих частоте вибрации $f=50-100$ Гц): если принять значение максимальной составляющей спектра вертикальной вибрации двигателя FEV за единицу, то максимальные значения составляющих такого же спектра для двигателя А. Jante уменьшаются более, чем на 40 %, а для двигателя НАМИ – на 80 % (на рис. 3 представлены значения относительных амплитуд виброперемещений опорных точек двигателей $a = A_1/A_0$ и $a = A_2/A_0$, где A_1 , A_1 и A_2 – действительные значения амплитуд виброперемещений двигателей FEV, Jante и НАМИ при одних и тех же значениях частоты f).

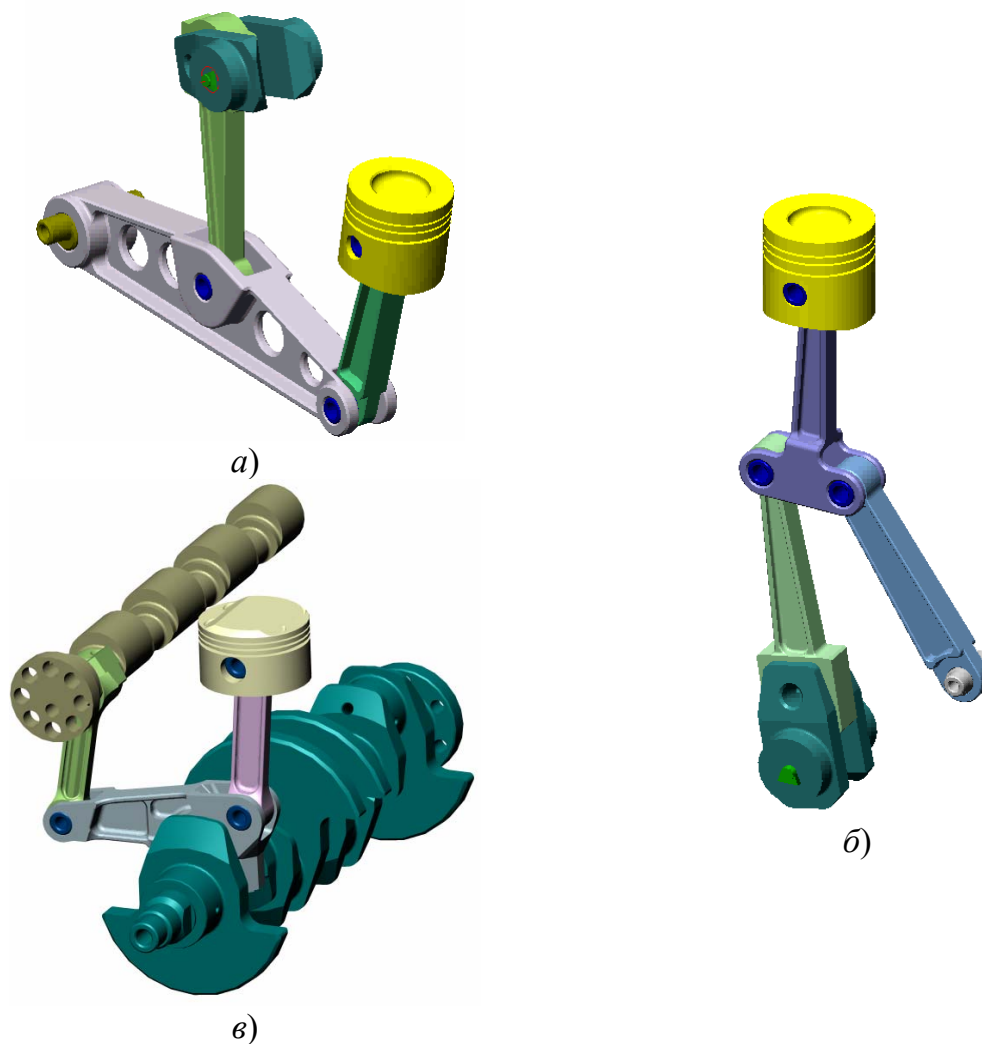


Рис. 1. Модели механизмов двигателей: а) – А. Jante; б) – FEV; в) - НАМИ

Некоторое ухудшение вибрационных характеристик двигателя НАМИ в области предельно малых частот вращения, соответствующих 10-20 Гц, возможно, следует учесть при выработке рекомендаций для эксплуатации двигателя: возможно, следует ограничить время работы на таких скоростных режимах, а при разгоне и торможении быстро выводить двигатель на более высокие частоты вращения.

Применение описанной методики определения вибрационных характеристик двигателя на стадии его концептуального проектирования способствует принятию обоснованных конструктивных решений. В частности, при надлежащем выборе расположения, а также упруго-демпфирующих параметров виброизолирующих опор возможно значительное уменьшение амплитуд виброперемещений опор при одновременном улучшении их спектрального состава (рис. 4).

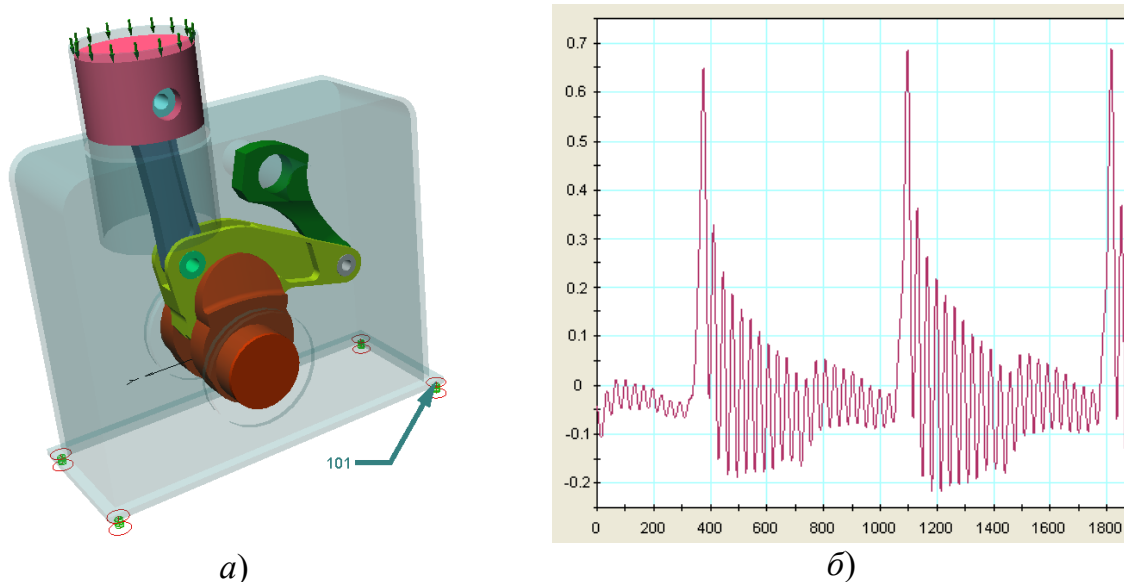


Рис. 2. Модель одноцилиндрового двигателя НАМИ в среде программного продукта MSC visual Nastran Desktop 4D (а) и расчетная виброграмма (б) опорной точки 101 (горизонтальная ось – угол поворота вала; вертикальная – виброперемещение, мм)

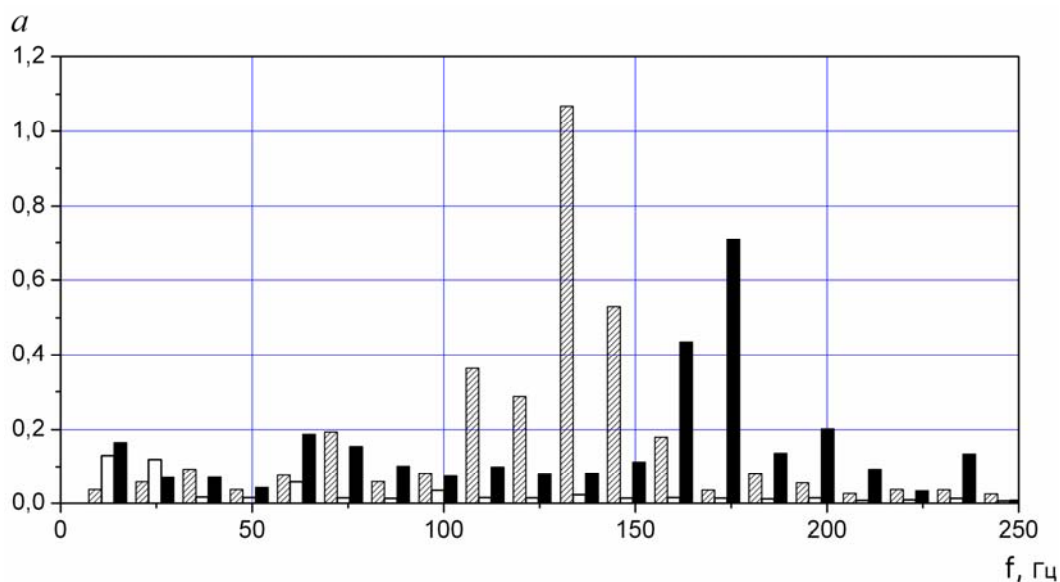


Рис. 3. Результаты спектрального анализа расчетных виброграмм  - двигатель НАМИ;  - двигатель А. Jante;  - двигатель FEV

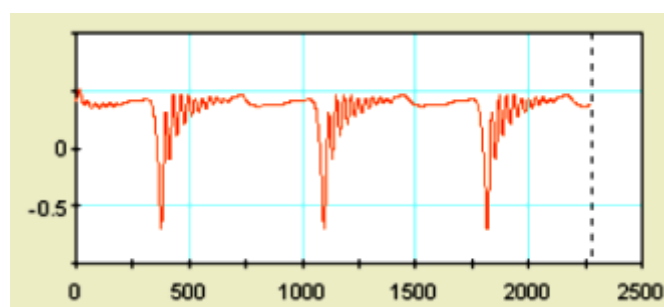


Рис. 4. Расчетная виброграмма опорной точки 101 (см. рис. 2) двигателя НАМИ при изменении упруго-диссипативных свойств опор (оси координат те же)

Литература:

1. Кутенев В.Ф., Яманин А.И., Зленко М.А. Аксиально-поршневые двигатели с переменными степенью сжатия и рабочим объемом. – М.: Изд-во ГНЦ НАМИ, 2000. – 302 с.
2. Яманин А.И. Проблемы создания двигателей с переменными степенью сжатия и рабочим объемом//Двигателестроение. – 1995. – С. 78-80.
3. Тер-Мкртчян Г.Г., Кутенев В.Ф., Яманин А.И. Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами. – М.: Изд-во ГНЦ НАМИ, 2004. – 240 с.
4. ГОСТ Р 51616-2000. Автомобильные транспортные средства. Шум внутренних. Допустимые уровни и методы испытаний.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СНИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЦПГ МОДИФИКАЦИЕЙ ТРУЩЕЙСЯ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ

Путинцев С.В., Пронин М.Д. (МГТУ им. Н.Э Баумана)

Известно, что примерно от 40 до 60% общих механических потерь поршневого двигателя составляют потери в ЦПГ, которые определяются, главным образом, трением поршня о цилиндр. В течение времени рабочего цикла условия работы поршня при движении в цилиндре характеризуются тремя основными режимами трения: граничным, смешанным и гидродинамическим. Надежные, экспериментально полученные границы действия этих режимов пока не установлены. По имеющимся расчетным данным [1], доля граничного режима трения поршня на номинальном режиме работы двигателя автотракторного типа достигает 7%. Хотя это немного по сравнению с долями смешанного и гидродинамического режимов (43% и 50% соответственно), в отличие от последних, в граничном режиме значение силы трения существенно выше. Поэтому вклад граничного режима в формирование уровня механических потерь может быть соизмерим с вкладом гидродинамического или смешанного режимов.

Указанное обстоятельство требует разработки и реализации принципов минимизации силы граничного трения.

Согласно молекулярно-механической теории граничного трения [2] сила трения в этом режиме обусловлена двумя составляющими – адгезионной F_a и деформационной F_d :

$$F = F_a + F_d.$$

Для раскрытия содержания этих составляющих можно ввести в рассмотрение известное понятие фактической площади контакта (ФПК) твердых тел A_ϕ и допустить существование деформационной канавки площадью A_k :

$$F_a = \tau A_\phi;$$

$$F_d = \sigma A_k,$$

где τ , σ – тангенциальное и нормальное напряжения материала соответственно.

Тогда полная сила граничного трения может быть выражена зависимостью:

$$F = \tau A_\phi + \sigma A_k. \quad (1)$$

В работе [3] теоретически и на экспериментальных примерах было показано, что в большинстве практических приложений из двух слагаемых в формуле (1) более значащим следует считать первое, т.е. произведение тангенциального или сре-