

КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ДВС С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ КОМПЬЮТЕРНОЙ АЛГЕБРЫ

Андреев Ю.М. канд. техн. наук, доц.,

Ларин А.А. канд. техн. наук, доц.,

Национальный технический университет
"Харьковский политехнический институт"

Приведены алгоритмы и результаты комплексного решения задачи виброизоляции двигателя с помощью специальной системы компьютерной алгебры. Учитываются малые пространственные колебания корпуса двигателя. Силы возбуждения колебаний корпуса определяются как силы инерции цилиндро-поршневых групп с учетом порядка вспышек и их инерционных характеристик.

The algorithms and outcomes of the complex solution of a problem of a vibration insulation of the engine with the help of a special system of computer algebra are adduced. The small spatial oscillations of an engine body are allowed. The forces of excitation of oscillations of a body are determined as force of inertia of cylindre-piston groups with allowance for about flashes and their inertial characteristics.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Виброизоляция двигателя, т.е. вибрационное отделение его от корпуса машины, на которой он установлен, с помощью упруго-диссипативных элементов является важнейшей задачей при проектировании и доводке. Задача заключается в определении упругих и диссипативных характеристик виброизоляторов из условия минимизации силы, передаваемой основанию.

Решение этой задачи включает: определение собственных частот и форм колебаний системы, определение коэффициентов чувствительности [1] жесткостных параметров виброизоляторов, расчет возмущающих сил, которыми являются силы инерции кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) двигателя, и, наконец, расчет вынужденных колебаний корпуса двигателя и определение сил, передающихся на корпус машины. При этом модель для расчетов колебаний двигателя является пространственной.

Анализ исследований и публикаций. Проведение указанных расчетов требует построения соответствующих механических и математических моделей, а также программных средств. До сих пор, ввиду широкого распространения в инженерных программах цифрового моделирования, для проведения каждого расчета требуется соответствующая компьютерная программа. Традиционный инженерный подход [2], который базируется на ручном выводе уравнений с численным их анализом на персональном компьютере (ПК) не отвечает современным возможностям информационных технологий. Использование универсальных систем компьютерной алгебры также требует предварительного получения математических моделей и не дает возможности проводить такое комплексное исследование.

Направление, связанное с разработкой информационных систем для комплексного решения задач механики, получило развитие в последние 20 лет (см., например, [3, 4]). Однако общепризнанного решения такой проблемы нет.

Авторами на протяжении ряда лет разрабатывается система компьютерной алгебры (СКА) КИДИМ, предназначенная для проведения всевозможных расчетов машин и механизмов. В данной работе на примере решения задачи виброизоляции двигателя демонстрируется универсальность, гибкость и эффективность комплекса КИДИМ. В ней даются краткие теоретические обоснования алгоритмов для решения указанных задач, и демонстрируется методика проведения всего комплекса расчетов.

Постановка задачи. Нами ставится задача продемонстрировать преимущества применения современных компьютерных технологий для решения традиционной задачи виброизоляции двигателя. Исследования проводились для 8-цилиндрового четырехтактного V-образного дизеля 8V0700П с двумя шатунами на одной шейке с углом развала цилиндров 90° . Порядок работы цилиндров 1-5-7-2-6-3-4-8. Двигатель установлен на раме промышленного трактора (рис. 1) на четырех упругих опорах – две из них крепятся непосредственно к корпусу машины, а две других соединяются с балкой, в свою очередь также закрепленной на упругих опорах. Особенностью модели является то, что упругие элементы, соединяющие двигатель с балкой установлены под углом, что усложняет запись дифференциальных уравнений вручную.

При решении комплекса указанных выше задач двигатель и балка считаются абсолютно твердыми телами, а корпус машины - непод-

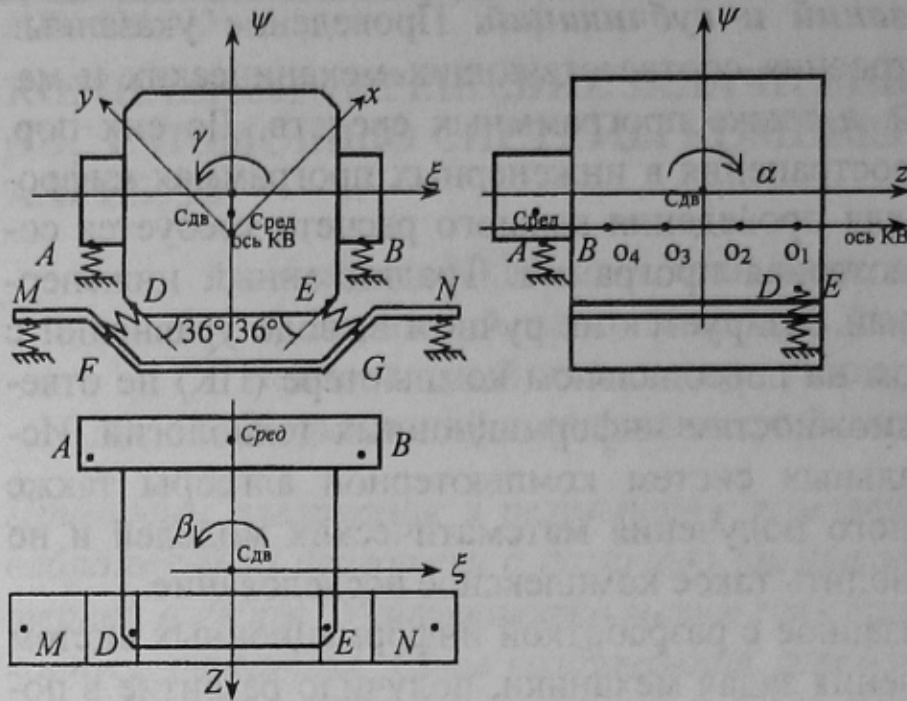


Рис. 1.

та двигателя и балки α , β и γ вокруг осей ξ , ψ и z соответственно. Для задания сил инерции дополнительно вводятся также оси x и y , повернутые относительно осей ξ и ψ на угол 45° .

Изложение материала и результаты. Основные научные результаты получены здесь в обосновании эффективности предлагаемого описания моделей и задач механики, аналитических алгоритмов составления дифференциальных уравнений движения и их компьютерного решения, адаптации их к конкретной модели рассчитываемого процесса.

Согласно принятой в рассматриваемой СКА технологии математическая модель механического процесса получается автоматически по формальному описанию механической модели [3]. Оно включает задание обобщенных координат, описание инерционных параметров системы, приложенных к ней активных сил (реакции идеальных сил не учитываются), упругих и диссипативных свойств с помощью, соответственно, инерционных, силовых, упругих и диссипативных элементов. Каждый элемент включает имя, координату (структуру), значение (характеристику) [3]. Координата и структура задают геометрический аспект модели, а значения элементов – физические параметры соответствующих сил. Кроме этого описание механической модели содержит дополнительную информацию для проведения того или иного расчета.

Для определения сил инерции необходимо задать структуру только одного КШМ, распространив затем полученные силы на ос-

вижным. Двигатель имеет шесть степеней свободы, а балка только пять, так как у нее не учитывается поворот вокруг продольной оси из-за ее малой ширины. Обобщенными координатами приняты декартовы координаты ξ , ψ и z центров масс двигателя и балки, а также углы поворо-

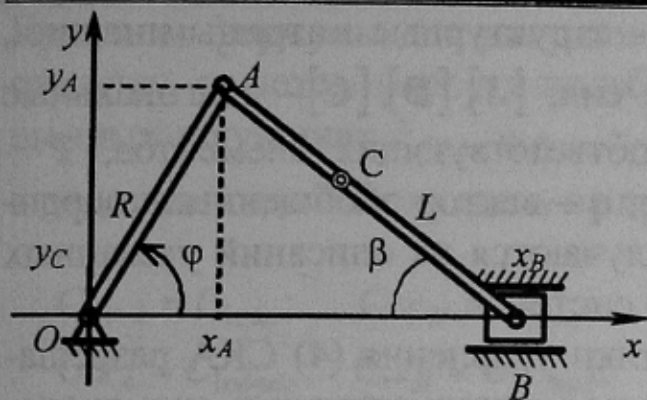


Рис. 2

тальные опоры с учетом порядка работы цилиндров. Кинематическая модель КШМ одного цилиндра двигателя представлена на рис. 2. Для силового расчета необходимо ввести в систему инерционные элементы, задающие массы поршня и шатуна а также момент инерции шатуна. Силы давления газов являются

внутренними, а моменты сил инерции деталей КШМ относительно оси коленчатого вала (КВ) уравновешены, поэтому в расчете они не учитываются.

$$J \cdot x_B = m_n; \quad J \cdot x_C = m_{ш}; \quad J \cdot y_C = m_{ш}; \quad J \cdot \beta = J_{ш}. \quad (1)$$

Искомыми силами являются давления на опоры, для описания которых вводятся соответствующие силовые элементы:

$$P \cdot x_O = X_O; \quad P \cdot y_O = Y_O \quad (2).$$

При этом координаты x_O и y_O введены в рассмотрение для того, чтобы освободить систему от данных связей.

Затем задается структура механизма, т.е. зависимость координат центров масс поршня и шатуна и угла поворота шатуна (β) от обобщенных координат, которыми являются кроме угла поворота кривошипа φ также координаты x_O и y_O оси кривошипа.

$$\begin{aligned} x_A &= x_O + R \cos \varphi; & y_A &= y_O + R \sin \varphi; & \beta &= \arcsin(y_A/L); \\ x_B &= x_A + L \cos \beta; & x_C &= x_A + AC \cos \beta; & y_C &= y_O - AC \sin \beta. \end{aligned} \quad (3)$$

При расчетах считается, что коленчатый вал двигателя вращается с постоянной угловой скоростью, что задается соответствующими формулами: $\varphi = \omega t$; $\omega = \pi n/30$. Режим работы двигателя n в об/мин при расчетах варьируется. Значения же координат x_O и y_O принимаются постоянными.

Динамические уравнения для механических моделей движения КШМ и малых пространственных колебаний двигателя и балки на упругих опорах, использованных в данном исследовании, строятся СКА по алгоритму [3, 5]

$$S_J^T [J] S_J \ddot{q} + S_D^T [D] S_D \dot{q} + S_C^T [C] S_C q = S_P^T P. \quad (4)$$

Здесь S_i ($i='J', 'D', 'C', 'P'$) – структурные матрицы инерции, диссипации, упругости и активных сил, $[J], [D], [C]$ – диагональные матрицы, содержащие значения соответствующих элементов, P – вектор значений силовых элементов, q – вектор обобщенных координат. Все эти матрицы и вектора получаются из описаний указанных выше элементов дискретной модели системы.

Для решения задач кинестатики уравнения (4) СКА разрешаются относительно неизвестных составляющих активных сил, входящих линейно в правую часть. При заданном законе изменения обобщенных координат во времени все остальные слагаемые определяются, что позволяет автоматизировать решение таких задач.

Специальная подпрограмма СКА КИДИМ по исходным данным, записанным формулами (1)-(3), определяет неизвестные составляющие давления на опору O из формулы (4) на периоде рабочего процесса (два оборота двигателя). Полученные силы давления на опоры дублируются с учетом порядка работы цилиндров и записываются в виде силовых элементов на координатах x и y точек O_1, O_2, O_3, O_4 (см. рис. 1). Нужно только выразить эти координаты через координаты ξ и ψ с помощью формул поворота координатных осей.

$$x = (\xi + \psi)\cos 45^\circ; \quad y = (\xi - \psi)\sin 45^\circ.$$

Уравнения (4) служат основанием вычисления динамических матриц инерции, диссипации и упругости, а также правых частей, отражающих силы возбуждения при расчете малых свободных и вынужденных колебаний

$$M = S_J^T [J] S_J; \quad B = S_D^T [D] S_D; \quad K = S_C^T [C] S_C; \quad F(t) = S_P^T P(t). \quad (5)$$

Это дает возможность автоматизировать решение задач на колебания.

Механическая модель колебаний представлена инерционными (6) и упругими (7) элементами (демпфирование не учитывалось)

$$\begin{aligned} J.\xi_{C\delta\delta} &= m_{\delta\delta}; & J.\psi_{C\delta\delta} &= m_{\delta\delta}; & J.z_{C\delta\delta} &= m_{\delta\delta}; \\ J.\xi_{Cppe} &= m_{ppe}; & J.\psi_{Cppe} &= m_{ppe}; & J.z_{Cppe} &= m_{ppe}; & z_{Cppe} &= z_{C\delta\delta}; \\ \xi_{Cppe} &= \xi_{C\delta\delta} - \beta_{\delta\delta} \cdot 1.0 + \gamma_{\delta\delta} \cdot 0.27; & \psi_{Cppe} &= \psi_{C\delta\delta} - \alpha_{\delta\delta} \cdot 0.27; & & & & \\ J.\xi_{C\delta} &= m_{\delta}; & J.\psi_{C\delta} &= m_{\delta}; & J.z_{C\delta} &= m_{\delta}; & & \\ J.\alpha_{\delta\delta} &= J_{\delta\delta\alpha}; & J.\beta_{\delta\delta} &= J_{\delta\delta\beta}; & J.\gamma_{\delta\delta} &= J_{\delta\delta\gamma}; & & \\ J.\beta_{\delta} &= J_{\beta\delta}; & J.\gamma_{\delta} &= J_{\gamma\delta}; & & & & \end{aligned} \quad (6)$$

При этом формулы для координат (деформаций) упругих элементов строятся, с учетом малости колебаний, линейно зависящими от обобщенных координат $\xi_{Cdd}, \psi_{Cdd}, z_{Cdd}, \xi_{Cb}, \psi_{Cb}, z_{Cb}, \alpha_{dv}, \beta_{dv}, \gamma_{dv}, \beta_b, \gamma_b$ и ради экономии места здесь не приводятся.

$$\begin{aligned}
 C.\psi_A &= C_{1сжс}; & C.\psi_B &= C_{1сжс}; & C.\xi_A &= C_{1сдвиг}; & C.\xi_B &= C_{1сдвиг}; \\
 C.z_A &= C_{1сдвиг}; & C.z_B &= C_{1сдвиг}; \\
 C.u_{DF} &= C_{2сжс}; & C.u_{EG} &= C_{2сжс}; & C.v_{DF} &= C_{2сдвиг}; & C.v_{EG} &= C_{2сдвиг}; \\
 C.z_{DF} &= C_{2сдвиг}; & C.z_{EG} &= C_{2сдвиг}; \\
 C.\psi_M &= C_{3сжс}; & C.\psi_N &= C_{3сжс}; & C.\xi_M &= C_{3сдвиг}; & C.\xi_N &= C_{3сдвиг}; \\
 C.z_M &= C_{3сдвиг}; & C.z_N &= C_{3сдвиг};
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Выводы и направление дальнейших исследований. На основе специально разработанной СКА КИДИМ, включающей универсальный язык описания механических моделей и задач, систему чтения, преобразования аналитической информации из входного файла, получения уравнений математической модели в аналитическом виде, блок численных расчетов, модуль представления выходных данных, приведено решение комплекса задач виброизоляции ДВС. Предлагаемая методика дала возможность с единых позиций решить задачи кинематики, кинетостатики и динамики (свободных и вынужденных колебаний) сложной механической системы, дать рекомендации проектантам.

Поэтому применение специальной СКА КИДИМ очень продуктивно. В дальнейшем предполагается использовать подходы, реализованные в СКА КИДИМ для решения задач статики, кинематики, кинетостатики и динамики систем с нестационарными, неголономными, неударивающими связями.

Список источников

1. Андреев Ю.М., Штейнвольф Л.И. Синтез нелинейных вибрационных систем по скелетным кривым с использованием теории чувствительности //Динамика и прочность машин. – 1984. – Вып. 40. С. 50-56.
2. Круглов Ю.А., Туманов Ю.А. Ударовиброзащита машин, оборудования и аппаратуры. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1986. – 222 с.
3. Андреев Ю.М. Универсальный алгоритм решения задач кинетостатики и его применение для расчетов порталного крана // Труды 6-й Международной научно-технической конференции «Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве». - ХНПК «ФЭД». - Харьков, 2002. С. 297-300.
4. Погорелов Д.Ю. Методы компьютерного моделирования систем тел с большим числом степеней свободы. Выступление на семинаре Института космических исследований РАН "Механика, Управление и Информатика", 2001.
5. Ларин А.А. Силовой анализ механизмов с применением систем аналитических преобразований на ЭВМ //Теория механизмов и машин, Киев: НМК ВО, 1993, С. 64-72.