

УДК 621.43.011

В.И. Ершов, канд. физ.-мат. наук, З.Г. Ершова, канд. физ.-мат. наук

О КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

При рассмотрении динамики двигателей внутреннего сгорания вопросам исследования крутильных колебаний коленчатых валов уделяется большое внимание. В классических учебниках [1, 2, 3] подробно описана роль крутильных колебаний в двигателестроении.

При изучении динамических явлений двигатель внутреннего сгорания, обладающий бесконечным числом степеней свободы, заменяется расчетной схемой с конечным числом степеней свободы.

Наиболее сложными моделями являются континуальные, например – конечно-элементная модель. Однако применение метода конечных элементов связано с применением совершенных программных средств [3].

Простейшей моделью является система, состоящая из упругого прямолинейного вала постоянного диаметра, не обладающего массой и ряда насаженных на этот вал сосредоточенных масс.

При исследовании режимов работы двигателя, в частности при прохождении через резонанс, необходимо рассматривать более сложные модели: учитывать переменность осевого момента инерции моторных масс и угловой скорости вала, более точно учитывать силовое воздействие, сопротивление колебаниям, включая и полезное сопротивление [3, 4]. Для получения дифференциальных уравнений движения воспользуемся уравнениями Лагранжа II рода.

Для коленчатого вала с n моторными массами и маховиком система уравнений может быть представлена в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} = Q_i^r + Q_i^c + Q_i^y, \quad (1)$$

$I = 1, \dots, n,$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{n+1}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_{n+1}} = Q_{n+1}^c + Q_{n+1}^y + Q_{n+1}^n,$$

где φ_i, φ_{n+1} – углы поворота моторных масс и маховика;

n – число моторных масс;

$Q_i^r, Q_i^c, Q_i^y, Q_{n+1}^n$ – обобщенные силы соответствующие обобщенным координатам φ_i и φ_{n+1} от, соответственно, сил давления газов, сил сопротивления, сил упругости, силы полезного сопротивления.

Не нарушая качественной картины можно вычислять кинетическую энергию для механической системы с учетом приведения массы шатуна к оси поршневого пальца и к оси шатунной шейки по известной схеме.

Кинетическая энергия системы может быть представлена в виде:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [m_{1i} r^2 + m_{2i} a_1^2(\varphi_i)] \dot{\varphi}_i^2 + \frac{1}{2} I_o \dot{\varphi}_{n+1}^2, \quad (2)$$

где $a_1(\varphi_i) = -r \sin \varphi_i - \frac{\ell \lambda^2 \sin \varphi_i \cos \varphi_i}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_i}}$;

$\lambda = \frac{r}{\ell}$ – кривошипно-шатунное отношение;

m_{1i} – приведенные к оси шатунной шейки массы кривошипа и части массы шатуна;

m_{2i} – масса поршня и часть массы шатуна, приведенная к оси поршневого пальца;

I_o – осевой момент инерции маховика.

Выражения для обобщенных сил приведены ниже:

$$Q_i^r = -P_i a_1(\varphi_i), \quad Q_{n+1}^y = C_{n,n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}),$$

$$Q_i^y = C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) - C_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}), \quad (3)$$

$$Q_i^c = -n_i \dot{\varphi}_i, \quad Q_{n+1}^c = -n_{n+1} \dot{\varphi}_{n+1}, \quad Q_{n+1}^n = -M_n,$$

где P_i – силы давления газов на i -ую моторную массу;

$C_{i-1, i}$ и $C_{n, n+1}$ – жесткость участка коленчатого вала между, соответственно, $i-1$ -й и i -й моторными массами и между n -й моторной массой и маховиком;

M_n – приведенный к маховику момент полезного сопротивления;

n_i, n_{n+1} – коэффициенты демпфирования на моторных массах и маховике.

Жесткость участков коленчатого вала, коэффициенты демпфирования, приведенный момент полезного сопротивления считаются постоянными. Величина силы давления газов для стационарных процессов является функцией от угла поворота вала, а для нестационарных процессов является функцией от угла поворота вала и от времени и может быть смоделирована на основе индикаторной диаграммы.

С учетом преобразований система (1) приведена к виду:

$$b(\varphi_i)\ddot{\varphi}_i + \frac{1}{2} \frac{\partial b(\varphi_i)}{\partial \varphi_i} \dot{\varphi}_i^2 = -P_r a_1(\varphi_i) - n_i \dot{\varphi}_i + C_{i-1, i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) - C_{i, i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1})$$

$i = 1, \dots, n,$ (4)

$$I_o \ddot{\varphi}_{n+1} = -n_{n+1} \dot{\varphi}_{n+1} + C_{n, n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}) - M_n$$

где $b(\varphi_i) = m_{1i} r^2 + m_{2i} a_1^2(\varphi_i)$;

$$\frac{\partial b(\varphi_i)}{\partial \varphi_i} = 2m_{2i} a_1(\varphi_i) \frac{\partial a_1(\varphi_i)}{\partial \varphi_i}.$$

Данная система дифференциальных уравнений является нелинейной. Моделируя силу давления газов как функцию от угла поворота вала и от времени, можно рассматривать процесс прохождения системы через резонанс.

Система (4) может быть решена численно с использованием современных пакетов прикладных программ. Для качественной оценки протекающих процессов можно применить метод асимптотического интегрирования, используя в качестве малого параметра кривошипно-шатунное отношение.

Список литературы

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 1970. – 326 с.
2. Чистяков В.К. Динамика поршневые и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1990. – 276 с.
3. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 2003. – 464 с.
4. Истомин П.А., Сорочкин М.М. Дополнительные возмущения на моторных массах, вызванные изменением момента инерции // Двигателестроение. – 1980. – № 10 – С. 22 – 25.

УДК 621.43

**Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, Л.Л. Мягков, канд. техн. наук.,
В.С. Руссинковский, канд. техн. наук**

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ РАСЧЕТА ВИБРАЦИИ И СТРУКТУРНОГО ШУМА КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Излучение шума в окружающее пространство поверхностью вибрирующих корпусных деталей автомобильных двигателей, называемое структурным шумом, является одним из основных источников

шума автомобиля. Законодательные нормы в области экологии планомерно требуют уменьшать внешний шум транспортных средств, следовательно, актуальным является решение задачи снижения структурного шума автомобильных дизелей. Однако методы