

УДК 629.113 (0.31):621.85.001.2

К.Я. Лелиовский, В.С. Макаров**ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ТРАНСМИССИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО ДОРОГАМ РАЗЛИЧНОГО МИКРОПРОФИЛЯ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

В данной статье предлагается рассмотрение вибраций, сопровождающих работу агрегатов трансмиссии, причинами которых являются частично движение автомобиля по дороге, частично работа двигателя. Основное внимание здесь уделяется той части колебаний, которая обусловлена взаимодействием колёс автомобилей с дорожным покрытием. Известно, что одними из основных характеристик профиля дороги является его спектральная плотность. От её величины зависит величина воздействия, передающаяся в трансмиссию от дороги. В статье рассматривается совокупность вопросов изучения силового воздействия дорожного покрытия и вибронегруженности, возникающей по его причине и обусловленной крутильными колебаниями от двигателя.

Ключевые слова: динамика трансмиссии, крутильные колебания, вибрация, микропрофиль дороги.

Введение

Колесные машины широкого спектра оперативно-функционального назначения требуют обеспечения высокого уровня качества функционирования и надежности. Резервом повышения надежности является тщательные доводочные испытания, направленные на совершенствование конструкции, а также переход от планово-предупредительного обслуживания и ремонта к обслуживанию и ремонту по действительному техническому состоянию. Все эти обстоятельства требуют широкого применения средств и контроля, и диагностирования. В связи с этим возникает необходимость выявления таких характеристик, которые позволили бы с минимальными затратами максимально достоверно определить изменение технического состояния автомобиля. Специфические условия работы исследуемых агрегатов потребуют уточнения и целого ряда методов проектирования, испытаний и доводки, особенно в области обеспечения его оптимальных виброакустических характеристик. В связи с этим рационально применение концепции проектирования агрегатов трансмиссии с заданными виброакустическими параметрами их работы с учётом влияния воздействия микропрофиля дороги [1].

Влияние микропрофиля дороги на вибронегруженность трансмиссии

При расчетах нагруженности трансмиссий от воздействия неровностей поверхности (микронеровностей) принимаются следующие допущения:

- профиль дороги симметричен относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через ось симметрии автомобиля;
- контакт колеса с дорогой является точечным;
- влияние длины неровностей на возмущающую силу учитывается корректировкой микропрофиля;
- математическое ожидание скорости движения автомобиля постоянно и равно средней скорости движения;
- эквивалентная динамическая система может быть представлена линеаризованной расчетной схемой;
- наезд переднего не ведущего моста на неровность не вызывает значительных колебаний в трансмиссии.

Расчетная динамическая система применительно к автомобилю 4 X 2 показана

на рис. 1. В этой схеме направляющее устройство подвески обеспечивает относительное смещение моста и трансмиссии при их вертикальных перемещениях по закону:

$$x_1 - x = \eta(\xi - z),$$

где η – коэффициент кинематической связи вертикальных и продольных перемещений агрегатов трансмиссии автомобиля ($-0,1 \leq \eta \leq 0,1$).

Данный коэффициент учитывает колебания длины карданного вала в вертикальном и продольном направлении при переезде автомобилем различных неровностей.

Перемещения карданного вала в вертикальном направлении ограничиваются кинематикой подвески и, следовательно, могут быть учтены соответствующими коэффициентами жесткости и демпфирования её элементов. В продольном направлении наиболее виброопасными являются высокочастотные перемещения, возникающие при движении в неустановившихся режимах с высокими значениями скоростей по микропрофилю с неровностями небольшой амплитуды. В общем случае их можно описать гармонической зависимостью:

$$\eta = A(x)\sin(\omega t + \phi),$$

где $A(x)$ - амплитуда продольных колебаний карданной передачи.

В перемещении в продольном направлении по координате x принимает участие поддрессоренная масса автомобиля m и масса переднего моста, а в вертикальном направлении по координате z только масса, приходящаяся на ведущий мост m_2 ,

$$m = m_a - m_{2H} + \sum \frac{J_{K1}}{r_{KO}};$$

$$m_2 = \frac{m_a}{L};$$

где a - расстояние от переднего моста до центра тяжести; L - база автомобиля; $\sum J_{K1}$ - суммарный момент инерции колёс переднего моста.

Параметры системы, представленной на рис. 1:

- J_1 - приведённый момент инерции вращающихся масс двигателя, сцепления, коробки передач, части карданной передачи;
- J_2 - приведённый момент инерции масс части карданной передачи, вращающихся деталей ведущего моста, колёсных узлов и колёс;
- m_{2H} - неподрессоренная масса ведущего моста;
- c_{12} - приведённая жесткость карданного вала и валов коробки передач;
- $c_{шт}$ - приведённая тангенциальная жесткость шин ведущего моста;
- c_p, k_p - приведённая жесткость и коэффициент демпфирования подвески ведущего моста;

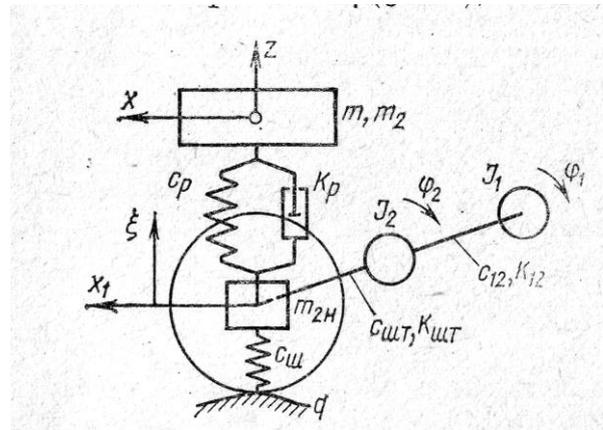


Рис. 1. Расчётная динамическая система автомобиля 4Х2 для определения нагрузок в трансмиссии от воздействия неровностей микропрофиля дороги

C_{III} - радиальная жесткость шин ведущего моста.

Движение масс системы описывается в обобщенных координатах: $x, z, \xi, \phi_1, \phi_{12} = \phi_1 - \phi_2$, где ϕ_1, ϕ_2 - углы поворота вращающихся масс карданной передачи и коробки передач с моментами J_1 и J_2 .

Уравнения движения системы можно описать следующим образом:

$$\begin{cases} \ddot{\phi}_{12} = \frac{r_{K0} T_0}{J_2} - \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) M_{12} \\ \ddot{\xi} = -b_1 P_p + b_2 R \\ \ddot{x} = c_1 R - c_2 P_p - b_2 T_0 \\ \ddot{z} = a_1 P_p \\ \ddot{\phi}_1 = \frac{M_{12}}{J_1} \end{cases} \quad (1)$$

Уравнения реакций связей запишутся следующим образом:

$$\begin{aligned} P_p &= c_p (\xi - z) + k_p (\dot{\xi} - \dot{z}); \quad R = c_{III} (q - \xi); \\ T_0 &= T + \bar{R} q_s + Rf; \quad \bar{R} = (m_2 + m_{2H})g; \\ T &= \frac{c_{III.T}}{r_{K0}} \left(\frac{x}{r_{K0}} - \phi_{12} - \phi_1 \right) + \frac{k_{III.T}}{r_{K0}} \left(\frac{\dot{x}}{r_{K0}} - \dot{\phi}_{12} - \dot{\phi}_1 \right); \\ M_{12} &= c_{12} \phi_{12} + K_{12} \dot{\phi}_{12}. \end{aligned}$$

Коэффициенты в уравнениях реакций связи запишутся: $a_1 = \frac{(m + m_{2H})}{A}$; $b_1 = \frac{m_2(m + m_{2H})}{m_{2H} A}$;

$b_2 = \frac{m_2(\eta_m^2 + m_{2H})}{m_{2H} A}$; $b_3 = \frac{\eta m_2 m}{m_{2H} A}$; $b_4 = \frac{\eta m(m_2 + m_{2H})}{m_{2H} A}$; $A = 2\eta^2 m m_2 + m_{2H} m + m m_2$. Таким образом, при из-

вестных значениях массо-инерционных характеристик неподрессоренных частей ходовой части, геометрических характеристик автомобиля и упруго-жесткостных свойств его подвески можно вычислить значения коэффициентов в уравнениях реакций связи. Подставив их в уравнения реакций связей, пользуясь системой (1), можно определить характер вертикальных и крутильных колебаний поддрессоренных и неподрессоренных масс, а также элементов трансмиссии. Применив впоследствии к полученным графикам современные программные продукты: MathCAD, Matlab, и другие, проведя их спектральный анализ, можно получить спектральные плотности виброускорений на месте водителя и на элементах конструкции.

Вибронагруженность элементов трансмиссии

Движение автомобиля по любому опорному основанию осуществляется за счет сил сцепления, реализуемых двигателем исходя из условия движения [2]:

$$\varphi_x G_{cy} \geq F_{T_o} \geq F_f + F_w \quad (2)$$

где φ_x - коэффициент сцепления с поверхностью, G_{cy} - сцепной вес автомобиля, F_{T_o} - тяго-

вая сила, реализуемая колесами автомобиля, F_f - сила сопротивления качению, F_w - сила сопротивления воздуху.

Если рассматривать случай движения автомобиля со скоростями не более 15 по твердому покрытию при отсутствии проскальзывания в пятне контакта, то силы сопротивления воздуху можно не учитывать ввиду их малости. Силу сопротивления качению в общем виде можно вычислить по формуле:

$$F_f = \sum_{i=1}^n f_o R_{z_i} \quad (3)$$

где n - число колес, f_o - обобщенный коэффициент сопротивления качению; R_{z_i} - нормальная реакция опорной поверхности на i -м колесе.

Нагружающая сила, действующая в этом случае на зубчатых колесах коробок передач от сил сопротивления, вычисляется по формуле:

$$F_{H_f} = \frac{F_f r_o i_0}{r_2 \eta_{TP}} \quad (4),$$

где F_f - сила сопротивления качению; r_o - динамический радиус колеса, i_0 - передаточное число главной передачи, r_2 - радиус начальной окружности ведомой шестерни, η_{TP} - обратный к.п.д. трансмиссии.

Источником тяговой силы F_{T_o} , реализуемой колесами, является эффективный крутящий момент, генерируемый двигателем, математическую модель которого можно представить в виде [3]:

$$T_e(t) = \overline{T_e} + \sum_{k=1}^{k=l} \sum_{v=1}^{v=n} T_v \sin(v \omega_e t + \psi_v - \beta_{kv}) \quad (5)$$

где $\overline{T_e} = \sum_{k=1}^{k=l} \overline{T_e^0} - T_{c.o.}$ - средний эффективный крутящий момент, развиваемый двигателем; $\overline{T_e^0}$ - значение среднего эффективного крутящего момента, развиваемого в одном отсеке двигателя; $T_{c.o.}$ - момент сопротивления вращению вала в отсеке; k - номер отсека по порядку работы; l - число отсеков; β_{kv} - угол поворота коленчатого вала за промежуток времени между началом рабочего хода в первом отсеке и началом рабочего хода в J -м отсеке двигателя.

На зубья взаимодействующих шестерен коробки передач действует возмущающая сила, складывающаяся от возмущающих воздействий двигателя и сил сопротивления качению, нагружающих трансмиссию и двигатель. Суммарную возмущающую силу можно найти по формуле:

$$F(t) = \frac{T_e(t)}{r_1} + \frac{T_{H_f}}{r_2} \quad (6)$$

Для решения задач проектирования агрегатов с заданными виброакустическими показателями необходимо составлять динамические модели трансмиссии автомобиля и зубчатой передачи. Это необходимо для исследования вибрационных процессов, протекающих в трансмиссии в целом и в ее отдельных агрегатах. В этом случае схему эквивалентной динамической модели зубчатой передачи см. на рис. 2.

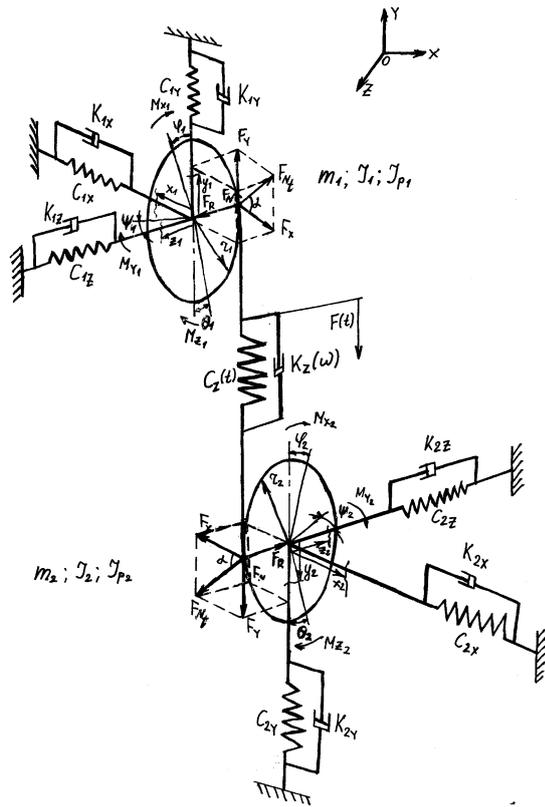


Рис. 2. Схема эквивалентной динамической модели косозубой шестеренчатой передачи

Описать динамику движения взаимодействующих косозубых колес на качественном уровне можно посредством уравнения аналитической механики, записанном в форме Лагранжа второго рода. Для рассматриваемой системы, имеющей 12 степеней свободы, при определении кинетической и потенциальной энергии, а также диссипативной функции Рэля эти уравнения запишется в виде дифференциальных уравнений второго порядка, а их канонические решения - представлять собой систему уравнений гармонических колебаний. С физической точки зрения данная система представляет собой суперпозицию колебаний, исходящих от зоны контакта зубьев.

Коэффициенты жесткости, демпфирования, а также массы – инерционные характеристики зубчатых колес, как правило, определяются в ходе специальных экспериментов. В качестве примера результатов расчета приведем график зависимости амплитуд спектра огибающей виброакустического сигнала шестерен 3 – й ступени коробки передач автомобиля «ГАЗель» при сохранении и нарушении смазки в пятне контакта в зависимости от нагружающего момента на рис. 3.

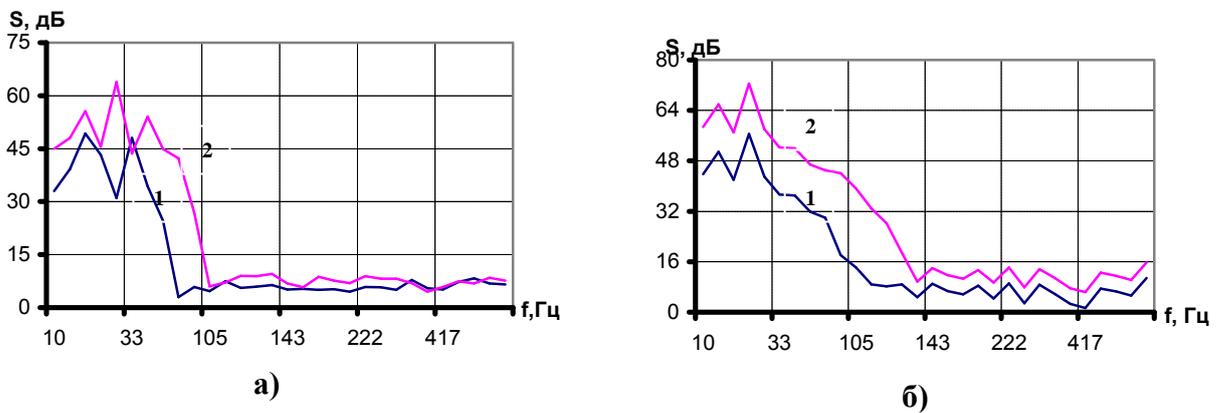


Рис. 3. График амплитуд спектра огибающей виброакустического сигнала 3-й ступени коробки передач автомобиля «ГАЗель» при сохранении (1) и нарушении смазки в пятне контакта (2) для значений нагружающего момента в зацеплении:

a – $0,25 T_{max}$; *б* – T_{max}

Экспериментальное подтверждение численных расчетов проводится на специальных стендах, состоящих из силового агрегата, а также гидравлического, или любого другого аналогичного, нагружающего устройства, имитирующего сопротивление движению. Измерительные комплексы, применяемые для снятия виброакустических характеристик работы, в широком ассортименте производятся фирмами *RFT*, *Bruel & Kjaer* и др. Датчики устанавливаются в места наибольшей эмиссии. Для коробок передач это места на корпусе вблизи подшипниковых узлов. Исследование влияния количества смазки в пятне контакта при работе

коробки передач «ГАЗель» на 3-й ступени приводилось на подобном стенде при помощи измерительного комплекса, аналогичного по характеристикам *Bruel & Kjaer*, при значении нагружающего момента 25% от максимально-го. График, полученный в результате эксперимента, приведен на (рис. 4).

Выводы

Виброакустические характеристики работы агрегатов трансмиссии при соответствующей обработке сигнала являются информативными контрольными признаками, расчетные и экспериментальные данные могут быть использованы при отработке конструкторских решений, обеспечивающих проектируемым агрегатам значения виброакустических характеристик в заданных пределах, а всему транспортному средству приемлемые показатели плавности хода.

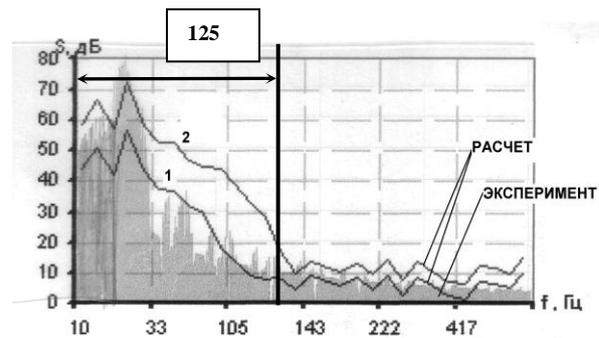


Рис. 4. График спектра виброакустического сигнала 3-й передачи автомобиля «ГАЗель», полученный в ходе эксперимента, при нарушении смазки в пятне контакта для значений нагружающего момента в зацеплении, равного T_{\max}

Библиографический список

1. Лелиовский, К.Я. Применение виброакустической диагностики при проектировании узлов силовых передач автотранспортных средств / К.Я. Лелиовский, В.В. Беляков, С.М. Огороднов, М.Е. Бушуева [и др.] // Известия АИН РФ. – М. – Н. Новгород, 2006. Т. 16. С. 44–46.
2. Беляков, В.В. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения / [и др.]; под общ ред. В.В. Белякова и А.П. Куляшова. – Н.Новгород: ТАЛАН, 2004. – 960 с.
3. Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1976. 384 с.
4. Лелиовский, К.Я. Совершенствование конструкции коробок передач автомобилей «ГАЗель» по их виброакустическим характеристикам работы / К.Я. Лелиовский, В.В. Беляков, С.М. Огороднов // Известия вузов. Серия «Машиностроение». 2008. №8. С. 49–56.

K.Y. Leliowski, V.S. Makarov

STUDYING THE TRANSMISSION VIBRATION DURING THE VEHICLE MOTION UPON THE ROADS OF VARIOUS MICROPROFILE

Nizhny Novgorod state technical university n. a. R.E. Alekseev

Subject/topic/purpose: This article is concerned with studying the vibrations appearing during it functioning.

Methodology of work: An overview and analysis of the reason of it is particularly the motion upon the road, and particularly the engine functioning. First part of vibrations is paid the most attention. This aspect is studying in this article.

Results/application: Theoretical and practical experimental investigations reveal that the spectral tightness is one of the basic characteristics of the road profile determine the forces acting on moving vehicle. Although it became possible to establish the connections among them.

Findings: This article presents some investigations of influence of the road microprofile on the vehicle motion smoothness and its vibration loudness.

Key words: transmission dynamics, rotational oscillations, vibration, road microprofile.