

629.113:513.3:681.518.54

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ «ГАЗЕЛЬ» ПО ИХ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ РАБОТЫ

Инж. К.Я.ЛЕЛИОВСКИЙ, д-р техн.наук, проф. В.В.БЕЛЯКОВ, канд.техн.наук, доц. С.М. ОГОРОДЦЮВ

Рассматриваются вопросы проектирования агрегатов трансмиссии колесных машин с учетом виброакустических характеристик их работы. Предлагаются пути их совершенствования. Также рассматриваются возможности проектирования агрегатов с заданными виброакустическими показателями.

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, что требует применения средств и методов контроля и диагностирования. В связи с этим возникает необходимость выявления таких характеристик изделия, которые позволили бы с минимальными затратами максимально достоверно определить его техническое состояние. Специфические условия работы исследуемых агрегатов потребуют уточнения и целого ряда подходов и методов проектирования, испытаний и доводки, особенно в области обеспечения оптимальных виброакустических характеристик трансмиссии в целом. В связи с этим рационально применение концепции проектирования агрегатов трансмиссии (коробок передач) с заданными виброакустическими параметрами их работы [1].

Автомобиль движется по любому опорному основанию за счет сил сцепления, исходя из условия движения [2]:

$$\Phi_x G_{\text{сн}} \geq F_{\text{тн}} \geq F_f + F_w \quad (1)$$

где Φ_x - коэффициент сцепления с поверхностью, $G_{\text{сн}}$ - сцепной вес автомобиля, $F_{\text{тн}}$ - тяговая сила, реализуемая колесами автомобиля, F_f - сила сопротивления качению, F_w - сила сопротивления воздуху. Если рассматривать случай движения автомобиля со скоростями не

более 15 м/с по твердому покрытию при отсутствии проскальзывания в пятне контакта, то силы сопротивления воздуху можно не учитывать в виду их малости. Силу сопротивления качению в общем виде можно вычислить по формуле

$$F_f = \sum_{i=1}^n f_o R_{Z_i} \quad (2)$$

где n - число колес, f_o - обобщенный коэффициент сопротивления качению; R_{Z_i} - нормальная реакция опорной поверхности на i -ом колесе. Нагружающая сила, действующая в этом случае на зубчатых колесах коробок передач от сил сопротивления, вычисляется по формуле:

$$F_{H_f} = \frac{F_f r_o i_0}{r_2 \eta_{TP}} \quad (2.1)$$

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_0} , реализуемой колесами, является эффективный крутящий момент, генерируемый двигателем, математическую модель которого можно представить в виде [3]:

$$T_e(t) = \overline{T_e} + \sum_{k=1}^{k=l} \sum_{v=1}^{v=n} T_v \sin(v\omega_e t + \psi_v - \beta_{kv}) \quad (3)$$

где $\overline{T_e} = \sum_{k=1}^{k=l} \overline{T_e^0} - T_{c.o.}$ - средний эффективный крутящий момент, развиваемый двигателем; $\overline{T_e^0}$ - средний эффективный крутящий момент, развиваемый 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 коробок передач действует возмущающая сила, складывающаяся от возмущающих воздействий двигателя и сил сопротивления качению, нагружающих трансмиссию и двигатель. Суммарная возмущающая сила будет

$$F(t) = \frac{T_e(t)}{r_1} + \frac{T_{H_f}}{r_2} \quad (4)$$

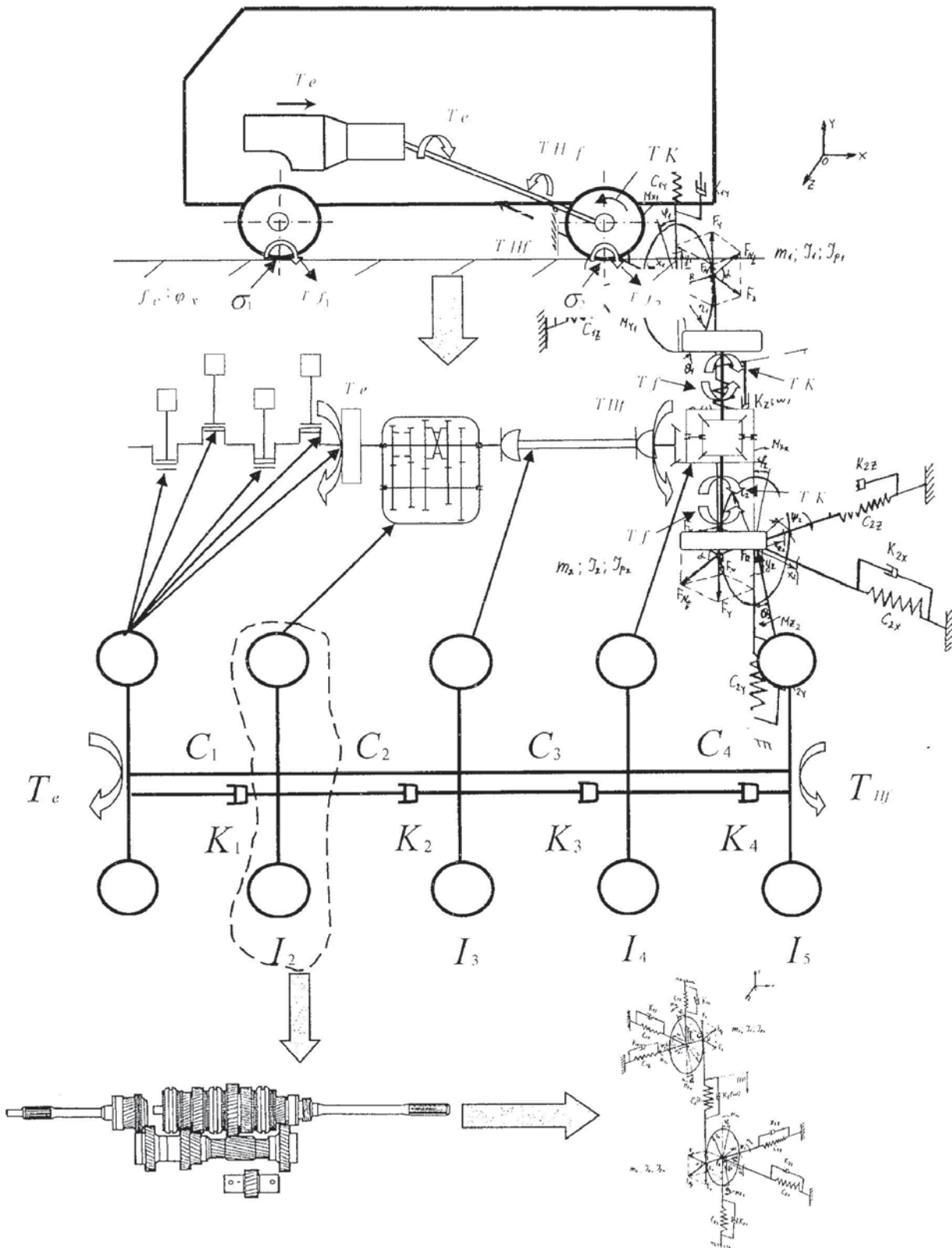


Рис. 1. Обобщенная схема, отражающая взаимосвязь возмущающих сил, действующих в зубчатых колесах коробок передач с нагрузочными режимами в трансмиссии и силами сопротивления движению автомобиля

Для решения задач проектирования агрегатов с заданными виброакустическими показателями необходимо составлять динамические модели трансмиссии автомобиля и зубчатой передачи, что необходимо для исследования вибрационных процессов, протекающих в трансмис-

сии в целом и в ее отдельных агрегатах. Схема подхода к проектированию представлена на рис.1., а схема эквивалентной динамической модели зубчатой передачи – на рис.2.

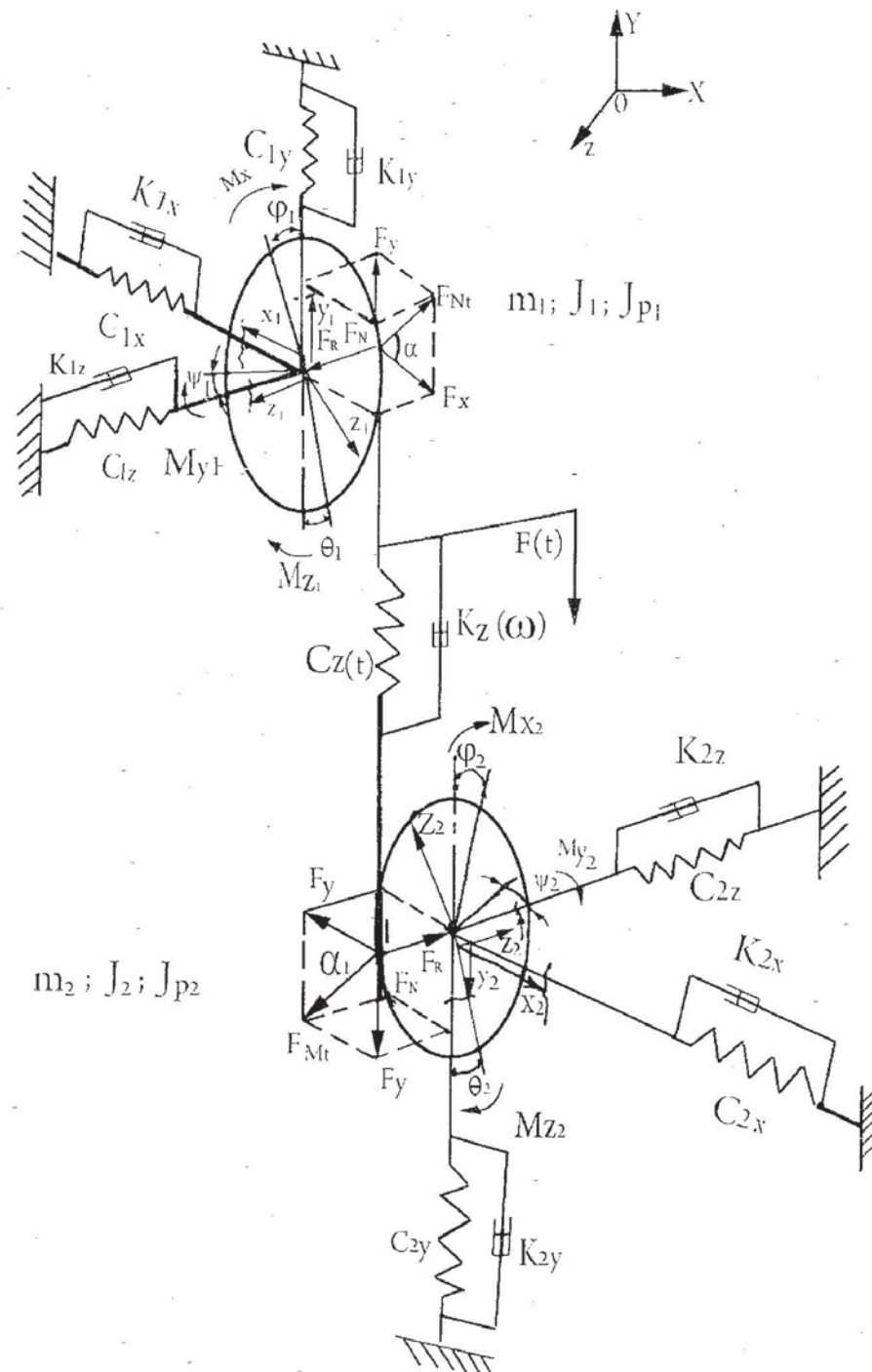


Рис. 2. Схема эквивалентной динамической модели косозубой шестеренчатой передачи

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 Рэлея эти уравнения запишется в виде (5), а его решение, представляющее собой систему уравнений колебаний, в виде (6).

С физической точки зрения система (6) представляет собой суперпозицию колебаний, исходящих от зоны контакта зубьев.

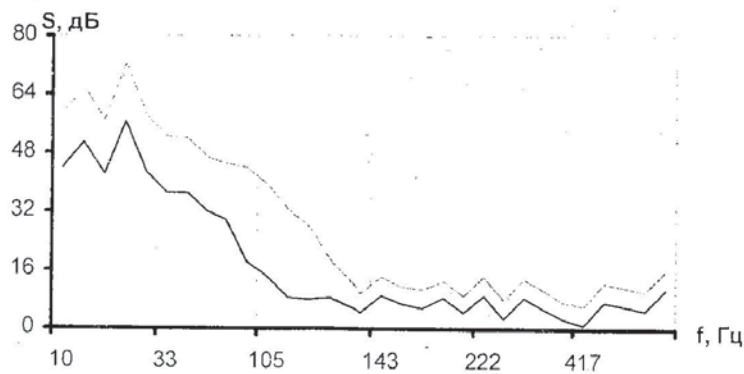
$$\begin{cases} m_i \ddot{y}_i - (C_{ix} y_i - C_z(t) y_i) - (K_{ix} \dot{y}_i + K_z(\omega) \dot{y}_i) = \pm F_x \\ m_i \ddot{x}_i - (C_{ix} x_i - C_z(t) x_i) - (K_{ix} \dot{x}_i + K_z(\omega) \dot{x}_i) = \pm F_x \\ m_i \ddot{z}_i - (C_{iz} z_i - C_z(t) z_i) - (K_{iz} \dot{z}_i + K_z(\omega) \dot{z}_i) = \pm F_z \\ I_i \ddot{\varphi}_i - C_z(t) r_i y_i - K_z(\omega) r_i \dot{y}_i = \pm M_{xi} \pm F_x r_i \\ I_{in} \ddot{\psi}_i - C_z(t) r_i x_i - K_z(\omega) r_i \dot{x}_i = \pm M_{yi} \pm F_x r_i \\ I_{in} \ddot{\theta}_i - C_z(t) r_i z_i - K_z(\omega) r_i \dot{z}_i = \pm M_{zi} \pm F_x r_i \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} x(t) = q_x(t) \sin(2\pi k \omega_n t - \alpha_x(t)) \\ y(t) = q_y(t) \sin(2\pi k \omega_n t - \alpha_y(t)) \\ z(t) = q_z(t) \sin(2\pi k \omega_n t - \alpha_z(t)) \\ \varphi(t) = q_\varphi(t) \sin(2\pi k \omega_n t - \beta_\varphi(t)) \\ \psi(t) = q_\psi(t) \sin(2\pi k \omega_n t - \beta_\psi(t)) \\ \theta(t) = q_\theta(t) \sin(2\pi k \omega_n t - \beta_\theta(t)) \end{cases} \quad (6)$$

где $i = 1, 2$ – порядковый номер зубчатых колес, m_i – массы ведущего и ведомого колес; I_i – моменты инерции ведущего и ведомого колес; I_{pi} – полярные моменты инерции ведущего и ведомого колес, r_i – радиусы начальных окружностей ведущего и ведомого колес. x_i, y_i, z_i – обобщенные координаты, характеризующие линейные перемещение ведущего и ведомого колес по основным и паразитным степеням свободы; φ, ψ, θ – обобщенные угловые перемещения ведущего и ведомого колес по основным и паразитным степеням свободы; C_{ix}, C_{iy}, C_{iz} – приведенные суммарные жесткости подшипниковых опор ведущего и ведомого колеса и картера коробки передач в вертикальном, поперечном и продольном направлениях; K_{ix}, K_{iy}, K_{iz} – приведенные суммарные податливости (вязкости) подшипниковых опор ведущего и ведомого колеса и картера коробки передач в вертикальном, поперечном и продольном направлениях; $C_z(t)$ – жесткость зубчатого зацепления, $K_z(\omega)$ – коэффициент демпфирования зубчатого зацепления. M_{ix}, M_{iy}, M_{iz} – поворачивающие моменты ведущего и ведомого колеса относительно осей X, Y и Z, возникающие от вертикальной, продольной и поперечной составляющей силы, действующей в зацеплении. Подставляя в (5) значения соответствующих коэффициентов и решая его численным методом в стандартном программном пакете, получим графики зависимости вибрационных процессов, характерных как для исправного состояния, так и для различ-

ных неисправностей. Коэффициенты жесткости, демпфирования, а также массо – 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:

а)



б)

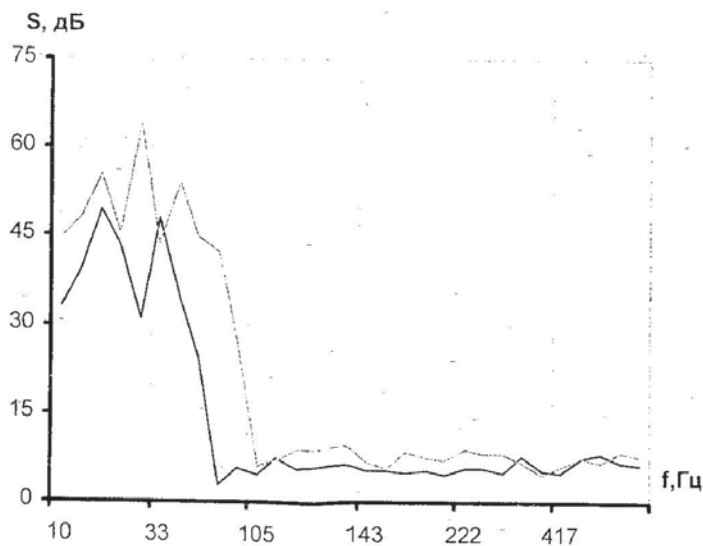


Рис. 3. График амплитуд спектра огибающей виброакустического сигнала 3-й ступени коробки передач автомобиля «ГАЗель» при сохранении (1) и нарушении смазки в пятне контакта (2) для значений нагружающего момента в зацеплении: а) $0,25 T_{max}$; б) T_{max} .

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 мес-

та 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-ей ступени приводилось на подобном стенде при помощи измерительного комплекса, аналогичного по характеристикам Bruel & Кjaerg. при нагружающем моменте, равном 25% от максимального. Графики, полученные в результате эксперимента, приведены на рис. 4а. и б.

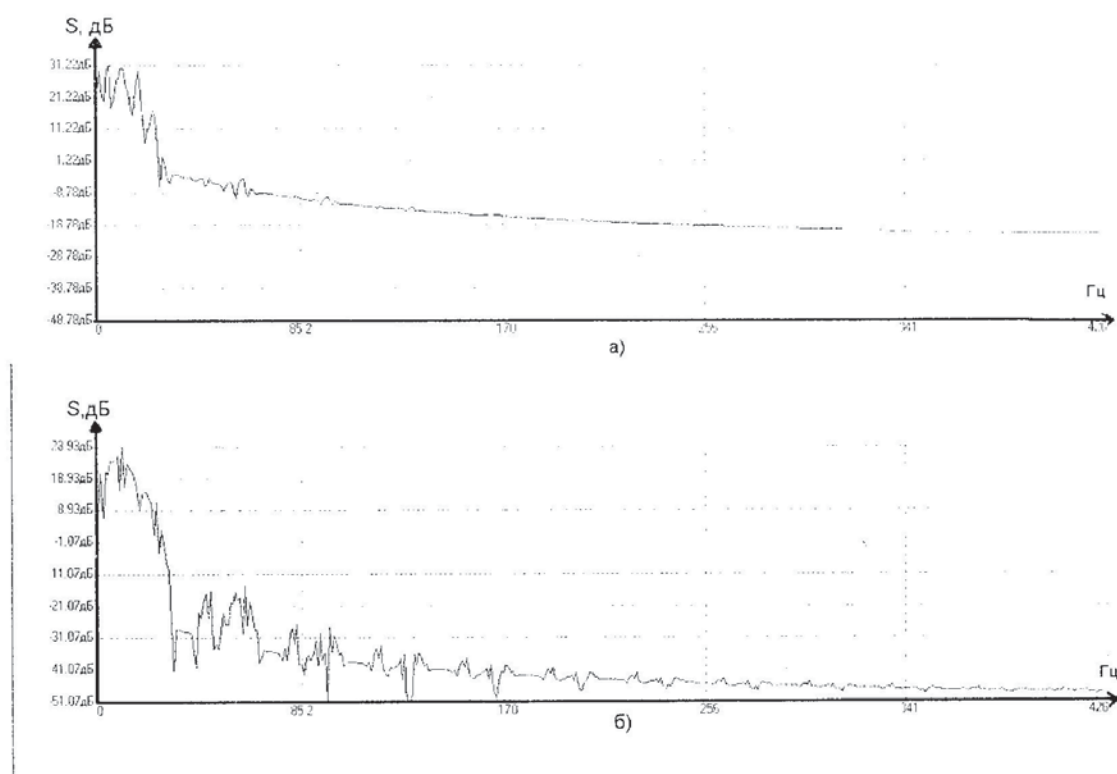


Рис.4. Графики амплитуд спектра виброакустического сигнала 3-й ступени коробки передач автомобиля «ГАЗель» при нарушении смазки в пятне контакта для значений нагружающего момента в зацеплении равного $0,25 T_{max}$, полученного экспериментальным путем (а) – вертикальная плоскость, (б) – горизонтальная плоскость

Общий вид зависимостей на рис. 3, полученных численным методом, и на рис. 4, полученных в ходе эксперимента, повторяют друг друга. Следовательно, подобным образом можно проводить моделирование и других неисправностей и дефектов коробок передач. На основе этого можно сделать следующие выводы: виброакустические характеристики работы агрегатов трансмиссии, при соответствующей обработке сигнала, являются информативными диагностическими признаками, расчетные и экспериментальные данные могут быть использованы при отработке конструкторских решений, обеспечивающих проектируемым агрегатам значения виброакустических характеристик в заданных пределах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лелиовский К.Я. Применение виброакустической диагностики при проектировании узлов силовых передач автотранспортных средств / К.Я. Лелиовский, В.В. Беяков, С.М. Огороднов, и др. // Известия АИН РФ – М. – Н.Новгород, 2006, Т.16. С.44-46.
2. Беяков, В.В. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения / В.В. Беяков, И.А. Бескин, В.С. Козлов и др.; под общ ред. В.В. Беякова и А.П. Куляшова. – Н.Новгород: ТАЛАМ, -2004. -960 с.
3. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.А. Вейц и др. – Л.: Машиностроение, -1976. -384 с.