На рисунке 4 приведены результаты расчета частоты срыва вихрей при разных скоростях движения легкового автомобиля. Эти частоты в зависимости от скорости движения меняются от 2 до 5 Гц. Результаты расчета инфразвукового давления для легкового автомобиля на частоте срыва вихря показали, что в диапазоне скоростей от 60 до 120 км/ч его уровень меняется с 86 дБ до 95 дБ, что совпадает с экспериментальными измерениями внешнего инфразвука легкового автомобиля и транспортного потока (см. рис.1, 2, 3).

Таким образом, полученные экспериментальные и расчетные данные позволяют сделать вывод, что механизм возникновения инфразвука автомобиля обусловлен набегающим потоком воздуха. Предложенный подход может быть использован для прогнозирования и определения внешнего инфразвука других транспортных средств в дозвуковом диапазоне частот (скоростные поезда, катера на подводных крыльях и др.).

Литература

1. Нюнин Б.Н., Графкина М.В. К вопросу исследования тонкой структуры инфразвукового и электромагнитного полей автомобиля //Известия МГТУ «МАМИ» №12, 2012.- С.180-184.
2. Графкина М.В., Нюнин Б.Н. Исследования электромагнитных и акустических полей автомобиля // Сборник статей 77-й международной научно-технической конференции ААИ, Секция 10. М.: МГТУ «МАМИ», 2012. с. 20-21.
3. Графкина М.В., Нюнин Б.Н., Свиридова Е.Ю., Теряева Е.П. Развитие системы экологического мониторинга электромагнитных и инфразвуковых низкочастотных полей на застроенных территориях [Электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: www.unistroy.spb.ru. (дата обращения: 11.09.2013)

УДК 624.04:517.2

Вибронагруженность крупногабаритной транспортной системы при движении по дороге со случайными неровностями

д.т.н. проф. Гусев А.С., к.т.н. проф. Щербаков В.И., к.т.н. доц. Стародубцева С.А., Гребенкина М.И.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Университет машиностроения, 8(499)-223-05-23, доб. 14-57; sopr@mami.ru

Аннотация. Рассматривается комплекс вопросов, возникающих при оценке технической возможности и целесообразности транспортировки крупногабаритных и легкодеформируемых объектов по дорогам со случайными неровностями.

Ключевые слова: *вибрация, транспортная система, деформации, напряжения, надежность.*

Необходимость оценки вибронагруженности крупногабаритных транспортных систем возникает в случаях перевозки больших неразборных объектов по дорогам со случайными неровностями. Практика свидетельствует, что при транспортировке кодеформируемых объектов может происходить существенная потеря их работоспособности [1-4].

Рассмотрим транспортную систему, показанную на рисунке 1. Транспортируемый длинномерный легкодеформируемый объект 2 опирается на седельный тягач 1, колёсную тележку 3 и движется в горизонтальном направлении по длине пути x с постоянной скоростью $v_т$, совершая вертикальные линейные и угловые колебания в продольной плоскости симметрии системы, т.е. принимается плоская динамическая модель. Колебания в продольной плоскости возникают от микронеровностей дороги $y(x)$ при предположении об одинаковом профиле левой и правой колеи дороги. Текущие значения микронеровностей под тягачем и тележкой обозначены через $y_1(x)$ и $y_2(x)$ соответственно, а кинематические воздействия на перевозимый объект - $f_n(t)$ и $f_к(t)$.

Для оценки риска транспортировки, а также обоснования её технической возможности и целесообразности необходимо решить следующие задачи:

1) сформировать матрицу спектральных плотностей внешних кинематических воздействий на транспортируемый объект по заданным характеристикам профиля дороги с учётом скорости движения и сглаживающих свойств шин колёс тягача и тележки;
2) рассчитать вынужденные случайные колебания объекта от действия кинематических воздействий со стороны опорных площадок тягача и тележки;
3) определить передаточные функции и амплитудно-частотные характеристики динамической системы;
4) вывести зависимости для расчёта статистических характеристик выходных процессов – дисперсии и среднеквадратических значений перемещений (прогибов), ускорений и напряжений объекта;
5) рассчитать накопленное усталостное повреждение объекта при транспортировке;
6) оценить риск транспортировки.

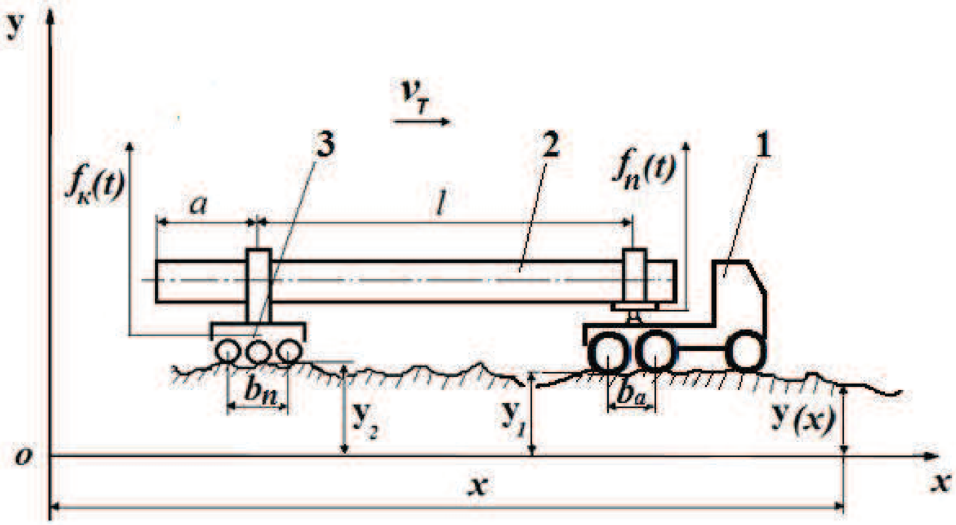


Рисунок 1 – Общий вид транспортной системы: 1 – тягач; 2 – транспортируемый объект; 3 – опорная тележка; *a,l* – размеры по длине объекта; b_a, b_n – длины колесных тележек

Колесные тележки сглаживают микропрофиль дороги и сохраняют с ним непрерывный контакт. Функция профиля дороги $y(x)$ задается спектральной плотностью $S_y(\vartheta)$, где ϑ – частота по пути x. Спектральная плотность сглаженного на длине тележки профиля дороги $S_{\hat{y}}(\vartheta)$ определяется по формуле [3]:

$$S_{\hat{y}}(\vartheta) = \frac{S_y(\vartheta)}{b^2\vartheta^2 + 1},$$

где b – длина колесной тележки.

Далее профиль дороги считается сглаженным и знак сглаживания $\wedge$ не указывается.

Для описания спектральной плотности исходного микропрофиля дорог может быть использована следующая зависимость:

$$S_y(\vartheta) = \frac{\pi^{-1} \cdot \alpha \cdot \beta^2 \cdot s_y^2}{\left(\vartheta^2 - \beta^2\right)^2 + 4 \cdot \alpha^2 \cdot \vartheta^2}, \quad \vartheta \in (-\infty, +\infty)$$

где параметры $\alpha = 0{,}1...0{,}2\ м^{-1}$; $\beta = 0{,}025...0{,}140\ м^{-1}$; среднеквадратическое отклонение $s_y = 0{,}10...0{,}20\ м$ [3].

Учет влияния скорости движения $\nu_т$ на спектральную плотность кинематических воздействий в контакте колёс с дорогой производится по нижеследующим формулам с заменой частоты ϑ на $\omega / \nu_т$ [3]:

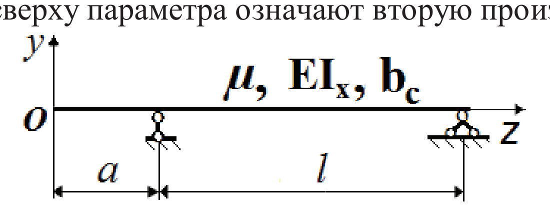
$$S_{f_n}(\omega,\nu_т)=S_{f_к}(\omega,\nu_т)=\frac{1}{\nu_т}\cdot S_y\left(\frac{\omega}{\nu_т}\right);\ S_{f_n f_к}(\omega,\nu_т)=S^*_{f_к f_n}(\omega,\nu_т)=\frac{1}{\nu_т}\cdot e^{i\omega l/\nu_т}\cdot S_y\left(\frac{\omega}{\nu_т}\right),$$

где: $\omega=\vartheta\cdot\nu_т$ циклическая частота воздействий во времени t ; $*-$ знак перехода к комплексно-сопряженным функциям; $S_{f_n f_к}(...)-$взаимная спектральная плотность процессов $f_n(t)$ и $f_к(t)$.

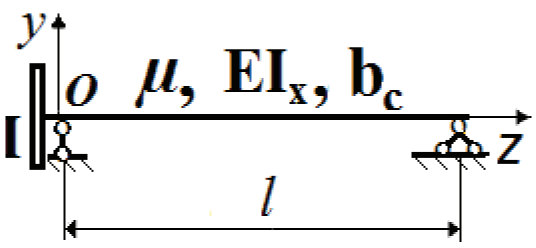
Расчётную схему объекта транспортировки примем в виде балки со следующими распределенными параметрами (рисунок 2, *а*): $\mu-$ массой единицы длины, $EI_x = const-$ жёсткостью поперечного сечения на изгиб и $b_c -$ коэффициентом вязкого демпфирования единицы длины. Для упрощения расчетов консольный свес может быть заменен сосредоточенной массой с моментом инерции J, как показано на рисунке 2, *б*. Через $v=v(z,t)$ обозначим прогиб поперечного сечения балки с текущей координатой z в момент времени t (рисунок 2, *в*). Тогда дифференциальное уравнение изгибных колебаний балки можно представить в виде [4, 6]:

$$\mu\cdot\frac{\partial^2 v}{\partial t^2}+b_c\cdot\frac{\partial v}{\partial t}+EI_x\cdot\frac{\partial^4 v}{\partial z^4}=\mu\cdot\ddot{f}(z,t), \qquad (1)$$

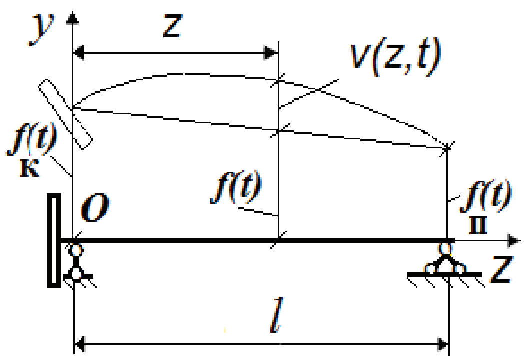
где: $\ddot{f}(z,t)=\frac{z}{l}\cdot\ddot{f}_n(t)+\frac{l-z}{l}\cdot\ddot{f}_к(t)$, а начало отсчета для z принято на левом конце балки. Две точки сверху параметра означают вторую производную по времени t.



а)



б)



в)

Рисунок 2. Балочная расчетная схема объекта транспортировки: *а, б* – с консолью и ей эквивалентная в ненагруженном состоянии; *в* – в возбужденном состоянии

Решение уравнения (1) ищем в виде разложения по собственным формам колебаний $\varphi_k(z)$:

$$v(z,t)=\sum_{k=1}^{n}u_k(t)\cdot\varphi_k(z), \qquad (2)$$

где: $n-$ число собственных форм колебаний, учитываемых в расчёте; $u_k(t)-$ функции времени (главные координаты), подлежащие определению. На рисунке 2, *в* показана форма колебаний рассматриваемой балки, близкая к первой собственной форме.

Нормальные напряжения $\sigma(z,t)$ в поперечных сечениях балки будут определяться по формуле:

$$\sigma(z,t) = \frac{EI_x}{W_x} \cdot \sum_{k=1}^{n} u_k(t) \cdot \varphi_k''(z), \qquad (3)$$

где $W_x -$ момент сопротивления поперечного сечения балки изгибу.

Подставив (2) в (1), получим соотношение:

$$\sum_{k=1}^{n} \mu \cdot \ddot{u}_k(t) \cdot \varphi_k(z) + \sum_{k=1}^{n} b_c \cdot \dot{u}_k(t) \cdot \varphi_k(z) + EI_x \cdot \sum_{k=1}^{n} u_k(t) \cdot \varphi_k^{IY}(z) = \mu \cdot \ddot{f}(z,t), \qquad (4)$$

скалярно умножив которое на $\varphi_k(z)$ и учтя ортогональность собственных форм колебаний, выражаемое уравнением:

$$\left(\varphi_i(z), \varphi_\gamma(z)\right) = \int_0^l \varphi_i(z) \cdot \varphi_\gamma(z) \cdot dz = 0, \text{ при } i \neq \gamma,$$

получим следующую систему независимых линейных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$m_k \cdot \ddot{u}_k(t) + \beta_k \cdot \dot{u}_k(t) + \lambda_k \cdot u_k(t) = Q_k(t), \ (k = 1,...,n), \qquad (5)$$

где: $m_\kappa = (\mu \cdot \varphi_\kappa, \varphi_\kappa) -$ обобщённая масса балки, соответствующая $k-$ой собственной форме колебаний;

$\beta_k = (b_c \cdot \varphi_k, \varphi_k) -$ обобщённый коэффициент вязкого демпфирования, соответствующий $k-$ой собственной форме колебаний;

$\lambda_k = EI_x \cdot \left(\varphi_k^{IY}, \varphi_k\right) = EI_x \cdot (\varphi_k'', \varphi_k) -$ обобщённая жёсткость, соответствующая $k-$ой собственной форме колебаний;

$Q_k(t) = \left(\mu \cdot \ddot{f}(z,t), \varphi_k\right) -$ обобщённая внешняя нагрузка, соответствующая $k-$ой собственной форме колебаний; запятой между функциями указано их скалярное произведение.

Уравнение (5) представим в виде:

$$\ddot{u}_k + 2n_k \cdot \dot{u}_k + \omega_{0k}^2 \cdot u_k(t) = q_k(t), \qquad (6)$$

где: $2n_k = \dfrac{\beta_k}{m_k}$; $\omega_{0k}^2 = \dfrac{\lambda_k}{m_k}$; $q_k = \dfrac{Q_k}{m_k}$.

Тогда передаточная функция для реакции балки по $k-$ ой координате равна:

$$H_k(i\omega) = \frac{1}{\omega_{0k}^2 - \omega^2 + 2n_k \cdot i\omega}. \qquad (7)$$

Амплитудные спектры процессов $u_k(t)$ определяются по амплитудным спектрам процессов $q_k(t)$ по формуле:

$$\Phi_{u_k}(\omega) = H_k(i\omega) \cdot \Phi_{q_k}(\omega). \qquad (8)$$

Поскольку амплитудные спектры случайных процессов дельта-коррелированы, то имеем следующие равенства [1]:

$$\begin{gathered}\langle \Phi_{u_i}(\omega_1) \cdot \Phi_{u_\gamma}^*(\omega_2) \rangle = S_{u_i u_\gamma}(\omega_1) \cdot \delta(\omega_1 - \omega_2) = \langle H_i(i\omega_1) \cdot H_\gamma^*(i\omega_2) \cdot \\ \cdot \Phi_{q_i}(\omega_1) \cdot \Phi_{q_\gamma}^*(\omega_2) \rangle = H_i(i\omega_1) \cdot H_\gamma^*(i\omega_2) \cdot S_{q_i q_\gamma}(\omega) \cdot \delta(\omega_1 - \omega_2),\end{gathered} \qquad (9)$$

где: $\langle\cdots\rangle$ – оператор осреднения;

$S_{u_i u_\gamma}(\omega)$ – взаимная спектральная плотность процессов $u_i(t)$ и $u_\gamma(t)$;

$S_{q_i q_\gamma}(\omega)$ – взаимная спектральная плотность процессов $q_i(t)$ и $q_\gamma(t)$.

Из равенств (9) получим, что:

$$S_{u_i u\gamma}(\omega) = H_i(i\omega)\cdot H_\gamma^*(i\omega)\cdot S_{q_i q_\gamma}(\omega);\ S_{u_k}(\omega) = \left|H_k(i\omega)\right|^2\cdot S_{q_k}(\omega).$$

Тогда из соотношения (2) следует, что спектральная плотность перемещений $v(z,t)$ будет определяться по формуле:

$$S_v(\omega, z) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{\gamma=1}^{n}\varphi_i(z)\cdot\varphi_\gamma(z)\cdot S_{u_i u_\gamma}(\omega).$$

При учёте только первой собственной формы колебаний имеем:

$$S_v(\omega, z) = \varphi_1^2(z)\cdot S_{u_1}(\omega).$$

Спектральная плотность напряжений $\sigma(z,t)$ будет определяться по формуле:

$$S_\sigma(\omega, z) = \left(\frac{EI_x}{W_x}\right)^2\cdot\left(\sum_{i=1}^{n}\sum_{\gamma=1}^{n}\varphi_i''(z)\cdot\varphi_\gamma''(z)\cdot S_{u_i u_\gamma}(\omega)\right).$$

При учёте только первой формы колебаний найдём:

$$S_\sigma(\omega, z) = \left(\frac{EI_x}{W_x}\cdot\varphi_1''(z)\right)^2\cdot S_{u_1}(\omega).$$

Полученная вероятностная информация о перемещениях и напряжениях используется для оценки риска R транспортировки конструкции и для определения величины накопленного при транспортировке усталостного повреждения φ. Под риском транспортировки понимается вероятность P превышения перемещениями опасного уровня φ_* или напряжениями - опасного уровня σ_* за время движения t.

Эта вероятность определяется как:

$$R = P\{\nu(\tau)\ge\nu_*;\quad \sigma(\tau)\ge\sigma_*;\quad \tau\in(0,t)\} = t\cdot n_0\cdot\left(\exp\left(-\frac{v_*^2}{2s_v^2}\right)+\exp\left(-\frac{\sigma_*^2}{2s_\sigma^2}\right)\right),$$

где n_0 – эффективная частота колебаний;

s_v^2, s_σ^2 – дисперсии перемещений и напряжений соответственно.

Тогда надёжность транспортной системы будет определяться как вероятность противоположного события, т.е. как:

$$H = P\{v(\tau)\le v_*;\quad \sigma(\tau)\le\sigma_*;\quad \tau\in(0,t)\} = 1-R.$$

При вычислении величины накопленного усталостного повреждения полагаем, что уравнение кривой усталости задаётся в виде:

$$N = \begin{cases} N_0\left(\dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^m, & при\ \sigma\ge\sigma_{-1}; \\ \infty, & при\ \sigma<\sigma_{-1}, \end{cases}$$

где N_0, σ_{-1}, m – параметры кривой усталости.

Усталостное повреждение φ за время t составит величину, определяемую по формуле [2]:

$$\varphi(t)=\frac{2^{\frac{m}{2}}\cdot s_{\sigma}^{m}\cdot\Gamma\left(\left(\frac{m}{2}+1\right),\frac{\sigma_{-1}^{2}}{2s_{\sigma}^{2}}\right)}{N_0\cdot\sigma_{-1}^{m}}\cdot\frac{t}{\bar{t}_0},$$

где: $\Gamma(...,...)-$ неполная гамма-функция; $\bar{t}_0$ $-$средний период цикла нагружения.

Рассмотрим случай, когда длина консоли балки $a=0$ (см. рисунок 2, *а*) и учитывается только первая форма колебаний

$$\varphi(z)=\sin\left(\frac{\pi\cdot z}{l}\right).$$

Получим:

$$m=\frac{\mu\cdot l}{2};\ \omega_0=\frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{EI_x}{\mu}};\ q_k=\frac{2}{\pi}\left(\ddot{f}_n+\ddot{f}_к\right);\ S_q(\omega)=\frac{8\cdot\omega^4}{\pi^2}\cdot S_f(\omega)\cdot\left(1+\cos\frac{\omega\cdot l}{v}\right);$$

$$S_u(\omega)=\frac{S_q(\omega)}{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+4\cdot n^2\cdot\omega^2};\ S_{\sigma}\left(\omega,z=\frac{1}{2}\cdot l\right)=\frac{\pi^4}{l^4}\cdot\left(\frac{EI_x}{\omega}\right)^2\cdot S_u(\omega).$$

Спектральная плотность сглаживаемого профиля дороги задаётся как

$$S_y(\vartheta)=\frac{2\cdot s_y^2}{\pi\cdot\left(1+b^2\cdot\vartheta^2\right)}\cdot\frac{\alpha\cdot\beta^2}{\left(\vartheta^2-\beta^2\right)^2+4\cdot\alpha^2\cdot\vartheta^2},\ \vartheta\in[0,\infty)$$

где параметры имеют следующие диапазоны значений: $\alpha=0,1...0,2$ $м^{-1}$, $\beta=0,025...0,140$ $м^{-1}$, $s_y=0,10...0,20$ $м$.

Для примера расчёта была выбрана труба длиной $l=30м,$ внешним диаметром $d=200мм$ и толщиной стенки $\delta=2мм.$ Длина опорной тележки $b=1м.$ Частота по первой форме колебаний $\omega_0=2c^{-1}.$ Параметры кривой усталости: $m=4,$ $N_0=2\cdot10^6$ циклов, $\sigma_{-1}=40МПа.$ Скорость движения $v_т=50$ км/ч, время в пути 5 часов. Параметры спектральной плотности дороги $s_y=0,1м,$ $\alpha=0,15м^{-1},$ $\beta=0,1м^{-1}.$

Предельно допустимое перемещение в середине трубы $v_*=0,2м,$ а предельно допустимое напряжение $\sigma_*=200МПа.$

Результаты расчёта:

- риск транспортировки $R=0,016,$
- накопленное усталостное повреждение $\varphi=0,2.$

Было принято решение о возможности и целесообразности транспортировки объекта.

Литература

1. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 336 с.
2. Гусев А.С. Расчёт конструкций при случайных воздействиях / А.С. Гусев, В.А. Светлицкий. - М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
3. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций /А.С. Гусев. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 224 с.
4. Щербаков В.И., Чабунин И.С., Стародубцева С.А. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций. Изд. 2-е, испр. и доп. М.: МГТУ «МАМИ», 2010. – 288 с.
5. Щербаков В.И., Надеждин В.С. Колебания колесной машины при движении по неровной дороге. М.: Изд. МГТУ «МАМИ», 2011. – 40 с.
6. Гусев А.С., Карунин А.Л., Крамской Н.А., Стародубцева С.А., Щербаков В.И. Теория колебаний в автомобиле- и тракторостроении. М.: Изд. МГТУ «МАМИ», 2007. – 336 с.