

# ОБ ОПТИМАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ СЛОИСТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ, ПОДВЕРЖЕННОЙ ДЕЙСТВИЮ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ

Корчевская Е.А.

*In this paper the problem of buckling and free vibrations of the circular thin laminated cylinder under uniform axial force. Each layer of the shell is assumed to be isotropic. Based on the generalized kinematic hypothesis of Timoshenko, the semi-membrane differential equations of the laminated shell theory are utilized here. The problem of optimal design the laminated cylindrical shell under axial load is considered.*

Рассмотрим тонкую круговую цилиндрическую оболочку длины  $L$ , состоящую из  $N$  изотропных слоев, характеризующихся толщиной  $h_k$ , модулем Юнга  $E_k$ , коэффициентом Пуассона  $\nu_k$  и плотностью  $\rho_k$ ,  $k = 1, 2, \dots, N$ . В качестве исходной поверхности примем срединную поверхность какого-либо  $k$ -ого слоя, которую отнесем к криволинейным ортогональным координатам  $\alpha_1 = R\varphi$ ,  $\alpha_2 = R\varphi$ . Здесь  $R$  - радиус цилиндра исходной поверхности,  $\varphi$  и  $s$  - окружная и продольная координаты соответственно.

Оболочка подвержена действию равномерно распределенной по контуру осевой сжимающей силы  $N^0$ . Под действием этой силы в оболочке в докритическом безмоментном состоянии возникают мембранные осевые усилия

$$T = -\frac{N^0}{2\pi R}. \quad (1)$$

Будем считать, что выполняются гипотезы теории слоистых оболочек, сформулированные Э.И. Григолюком и Г.М. Куликовым [1]. В частности закон распределения тангенциальных перемещений по толщине пакета слоев считается нелинейным (обобщенная кинематическая гипотеза Тимошенко).

Рассмотрим задачи потери устойчивости и свободных колебаний слоистой цилиндрической оболочки под действием однородной осевой силы.

Будем считать, что физические характеристики слоев различаются незначительно, тогда для описания локальной бифуркации безмоментного напряженного состояния, используем систему полубезмоментных уравнений слоистых оболочек [1]

$$\Delta^2 F - \frac{Eh}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial \alpha_1^2} = 0, \quad w = \left(1 - \frac{h^2}{b} \Delta\right) \chi$$

$$\frac{Eh^3 \eta_3}{12(1-\nu^2)} \left(1 - \frac{\theta h^2}{b} \Delta\right) \Delta^2 \chi + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 F}{\partial \alpha_1^2} - \Delta_t w = 0, \quad (2)$$

где  $\Delta$  - оператор Лапласа в криволинейной системе координат, а оператор  $\Delta_t w$  имеет следующий вид:

$$\Delta_t w = T \frac{\partial^2 w}{\partial \alpha_1^2}, \quad \text{для задачи о потере устойчивости оболочки и}$$

$$\Delta_t w = T \frac{\partial^2 w}{\partial \alpha_1^2} + \rho h \omega^2 w, \quad \text{для задачи о свободных колебаниях оболочки.}$$

Здесь  $F, \chi$  - функции напряжений и перемещений,  $w$  - нормальный прогиб, где [2]

$$h = \sum_{k=1}^N h_k, \quad \nu = \sum_{k=1}^N \nu_k \frac{E_k h_k \nu_k}{1 - \nu_k^2} \left( \sum_{k=1}^N \frac{E_k h_k}{1 - \nu_k^2} \right)^{-1}, \quad E = \frac{1 - \nu^2}{h} \sum_{k=1}^N \frac{E_k h_k}{1 - \nu_k^2}, \quad \rho = \sum_{k=1}^N \rho_k \zeta_k,$$

$$\begin{aligned}
K &= \pi^2 h^2 / (bR^2), \quad \theta = 1 - \frac{\eta_2^2}{\eta_1 \eta_3}, \quad b = \frac{12(1-\nu^2)q_{44}}{Eh\eta_1}, \quad \eta_1 = \sum_{k=1}^N \zeta_k^{-1} \pi_{1k} \gamma_k - 3c_{12}^2, \\
\eta_2 &= \sum_{k=1}^N \zeta_k^{-1} \pi_{2k} \gamma_k - 3c_{13}c_{12}, \quad \eta_3 = 4 \sum_{k=1}^N (\zeta_k^2 + 3\zeta_{k-1}\zeta_k) \gamma_k - 3c_{13}^2, \quad \gamma_k = \frac{E_k h_k}{1-\nu_k^2} \left( \sum_{k=1}^N \frac{E_k h_k}{1-\nu_k^2} \right)^{-1}, \\
c_{12} &= \sum_{k=1}^N \zeta_k^{-1} \pi_{3k} \gamma_k, \quad c_{13} = \sum_{k=1}^N (\zeta_{k-1} + \zeta_k) \gamma_k, \quad G_k = \frac{E_k}{2(1+\nu_k)}, \\
q_{44} &= \frac{\left[ \sum_{k=1}^N \left( \lambda_k - \frac{\lambda_{k0}^2}{\lambda_{kk}} \right) \right]^2}{\sum_{k=1}^N \left( \lambda_k - \frac{\lambda_{k0}^2}{\lambda_{kk}} \right) G_k^{-1}} + \sum_{k=1}^N \frac{\lambda_{k0}^2}{\lambda_{kk}} G_k, \quad \lambda_k = \frac{\delta_k}{\delta_{k-1}} \int f_0(z) dz, \\
\lambda_{kn} &= \frac{\delta_k}{\delta_{k-1}} \int f_k(z) f_n(z) dz, \quad \frac{1}{12} h^3 \pi_{1k} = \int_{\delta_{k-1}}^{\delta_k} g^2(z) dz, \quad \frac{1}{12} h^3 \pi_{2k} = \int_{\delta_{k-1}}^{\delta_k} z g(z) dz, \\
\frac{1}{2} h^2 \pi_{3k} &= \int_{\delta_{k-1}}^{\delta_k} g(z) dz, \quad h \zeta_k = h_k, \quad h \zeta_n = \delta_n, \\
f_0(z) &= \frac{1}{h^2} (z - \delta_0)(\delta_N - z), \quad f_k(z) = \frac{1}{h_k^2} (z - \delta_{k-1})(\delta_k - z), \quad g(z) = \int_0^z f_0(x) dx.
\end{aligned}$$

В качестве граничных условий на краях рассмотрим условия шарнирного опирания

$$F = \Delta F = \chi = \Delta \chi = \Delta^2 \chi = 0, \text{ при } \alpha_1 = 0, L. \quad (3)$$

В этом случае напряженное состояние оболочки будет однородно и решение задачи (2) с граничными условиями (3) может быть найдено в явной форме:

$$\chi = \chi_0 \sin \frac{\pi n \alpha_1}{L} \sin \frac{m \alpha_2}{R}, \quad F = F_0 \sin \frac{\pi n \alpha_1}{L} \sin \frac{m \alpha_2}{R}. \quad (4)$$

Подставляя (4) в уравнения (2), получаем систему однородных линейных уравнений относительно  $F_0$  и  $\chi_0$ . Из условия существования нетривиального решения этой системы, находим выражения для частоты  $\Omega$  и осевой сжимающей силы  $T$ :

$$T = 2ERh \left\{ \varepsilon^4 \frac{\pi^3 \lambda^2}{n^2} \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]^2 \frac{1 + K\theta \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]}{1 + K \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]} + \frac{n^2}{\lambda^2 \pi \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]^2} \right\}, \quad (5)$$

$$\Omega^2 = \frac{E}{\rho h R^2} \left\{ \pi^4 \varepsilon^4 \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]^2 \frac{1 + K\theta \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]}{1 + K \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]} + \frac{n^4 h}{\lambda^4 R^2 \left[ \frac{n^2}{\lambda^2} + \frac{m^2}{\pi^2} \right]^2} + \frac{T \pi^2 n^2}{E \lambda^2} \right\}, \quad (6)$$

$$\text{где } \lambda = \frac{L}{R}, \quad \varepsilon^4 = \frac{h^2 \eta_3}{12R^2(1-\nu^2)}.$$

Соотношение (5) было ранее получено в работе [1].

По формулам (5) и (6) можно вычислять критическую осевую силу и наименьшую частоту, минимизируя функции  $T(n, m)$  и  $\Omega(n, m)$  по целым числам  $m$  и  $n$ .

Рассмотрим тонкую трехслойную цилиндрическую оболочку: радиус  $R=150$  мм, длина  $L=450$  мм. Первый и третий слой имеют одинаковую толщину  $h_1=h_3$  и изготовлены из алюминия с модулем Юнга  $E_1=E_3=70300$  Н/мм<sup>2</sup>, плотностью  $\rho_1 = \rho_3 = 2,7 \cdot 10^{-6}$  кг/мм<sup>3</sup>, числом Пуассона  $\nu_1 = \nu_3 = 0,345$ . Второй слой изготовлен из эпоксидной смолы с  $E_2=3450$  Н/мм<sup>2</sup>,  $\rho_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$  кг/мм<sup>3</sup>,  $\nu_2 = 0,3$ . Кроме того используем условие

$$h_1 = h_3 = h_1^0 - \frac{1}{2} \frac{\rho_2}{\rho_1} h_2, \quad (7)$$

где  $h_1^0 = 0,5$  мм. Тогда для  $h_1=h_3$ , удовлетворяющих (7), вес оболочки будет постоянным. Рассмотрим задачу оптимального проектирования трехслойной оболочки, состоящую в определении параметра  $h_2^*$ , для которого критическое осевое усилие и наименьшая частота максимальны:

$$T^* = T(h_2^*, m^*, n^*) = \max_{h_2} \left\{ \min_{m,n} T(h_2, m, n) \right\}, \quad (8)$$

$$\Omega^* = \Omega(h_2^*, m^*, n^*) = \max_{h_2} \left\{ \min_{m,n} \Omega(h_2, m, n) \right\}. \quad (9)$$

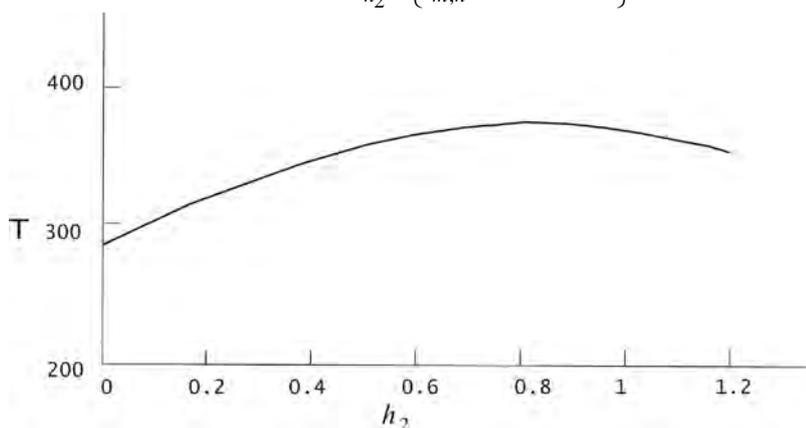


Рис. 1.

Для решения поставленной задачи была использована среда MAPLE.

На рис.1 приведена зависимость критического осевого усилия от толщины среднего слоя. Видно, что оптимальная толщина слоя эпоксидной смолы будет  $h_2^* = 0,8$ , для которой критическое осевое усилие  $T^* = 372,645$  Н/мм.

$h_2$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$m$	7	1	6	8	2	3	7	0	3
$n$	24	24	21	18	20	19	16	18	17
$\Omega$	103.40	83.289	137.951	116.508	111.816	97.038	207.454	116.253	78.915

Таблица 1

В таблице 1 приведены значения частот колебаний в зависимости от толщины среднего слоя при значении осевого усилия 250 Н/мм. Как видно, наибольшая частота достигается при  $h_2^* = 0,7$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Григолюк Э. И., Куликов Г. М. Многослойные армированные оболочки: Расчет пневматических шин. М., 1988., - 287 с.
2. Mikhasev G., Seeger F., Gabbert U. Local Buckling of Composit Laminated Cylindrical Shells with Oblique Edges under External Pressure: Asymptotic and Finite Element Simulations//Technische Mechanik, Band 21, Heft 1, (2001). P. 1-12.

# ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОПРИВОДА ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ В КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Зинкевич В.И., Дробышевский С.А.

*In this article questions connected with dynamical research of the turning mechanism of a dumper`s platform are considered. The suggested design procedure of dynamics of a hydrodrive of the mechanism of turn allows to choose rational values of design data.*

Гидравлические приводы широко применяются в различных отраслях народного хозяйства (технологические машины-автоматы, транспортные машины). Потребность в этих устройствах объясняется не только простой конструкцией и сравнительно малой их стоимостью, но и высоким быстродействием со значительной выходной мощностью. Динамические процессы в гидро приводах имеют ряд особенностей, которые обусловлены взаимодействием гидравлических элементов с рабочей жидкостью. Уравнения переходных процессов, как правило, нелинейны.

В работе исследовалась динамическая нагруженность механизма поворота платформы самосвала (рисунок 1а), который состоит из качающегося цилиндра 1, поршня со штоком 2, передаточных рычагов 3 и 4, платформы 5, рамы 6, масляного шестеренчатого насоса 7, карданного привода 8, коробки отбора мощности 9, получающей движение от двигателя внутреннего сгорания. Под действием давления масла в цилиндре поршень 2, развивая необходимое усилие, перемещает рычаги 3 и 4 и поворачивает платформу 5 вокруг оси F на угол  $\Theta$  (рисунок 1б), преодолевая сопротивление, обусловленное силой тяжести платформы 5 и сил тяжести звеньев 2, 3, и 4. Давление в цилиндре в процессе подъема меняется: в начале движения оно резко увеличивается от 0 до  $p_{\max}$ , а затем убывает до нуля.

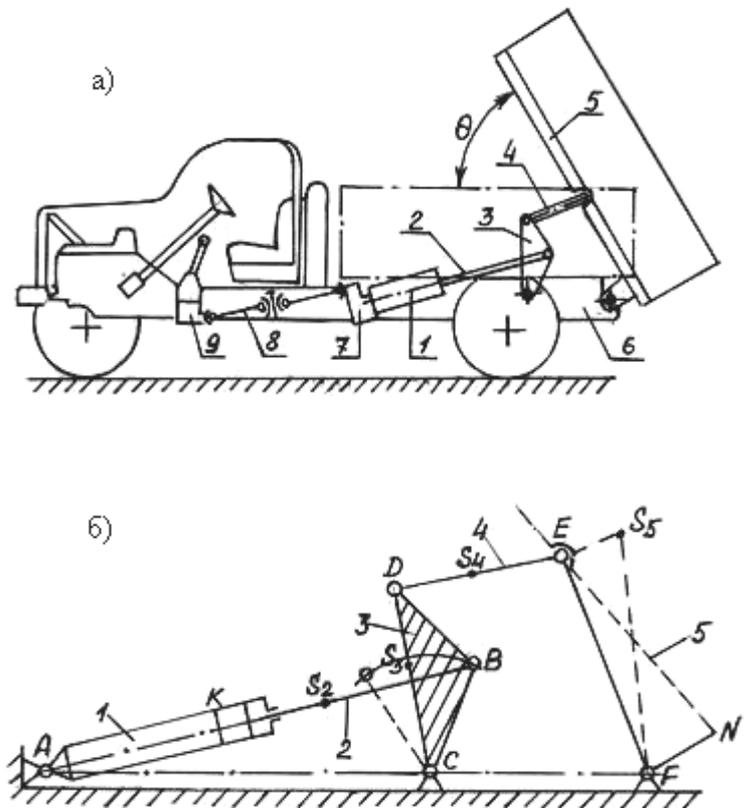


Рисунок 1. Схема механизма поворота платформы самосвала.

При математическом описании динамических процессов выбрана наиболее простая динамическая модель, которая адекватна исследуемым процессам. В качестве звена приведения взят поршень, к которому приведена масса механически подвижных элементов машины. Система уравнений, описывающих динамику гидро привода, включает в себя два типа уравнений, которые соответствуют физическим процессам в этих приводах:

дифференциальное уравнение движения звена приведения

$$m_n(x) \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \frac{d[m(x)]}{dx} = F_n^d - F_n^c,$$

уравнение движения в форме закона кинетической энергии

$$\frac{m_n V^2}{2} - \frac{m_{n_0} V_0^2}{2} = \int_0^x F_n^d dx - \int_0^x F_n^c dx,$$

где  $V$  и  $V_0$  – скорости точки приведения, соответствующие конечному и начальному положению рассматриваемого перемещения поршня.

За обобщенную координату принята координата перемещения поршня  $x$  (рисунок 2).

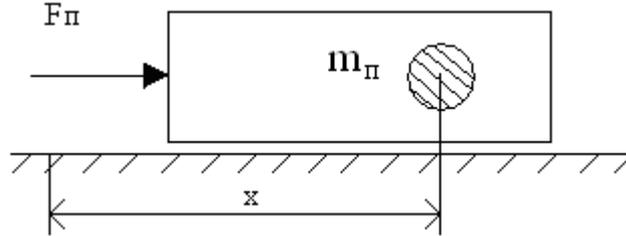


Рисунок 2. Динамическая модель машины.

Приведенная масса определяется из условия равенства кинетических энергий (точка приведения сил и масс – точка К).

$$\frac{m_n V_K^2}{2} = \frac{J_{S_3} \omega_3^2}{2} + \frac{m_3 V_{S_3}^2}{2} + \frac{J_{S_4} \omega_4^2}{2} + \frac{m_4 V_{S_4}^2}{2} + \frac{J_{S_5} \omega_5^2}{2} + \frac{m_5 V_{S_5}^2}{2},$$

откуда

$$m_n = J_{S_3} \left( \frac{\omega_3}{V_K} \right)^2 + m_3 \left( \frac{V_{S_3}}{V_K} \right)^2 + J_{S_4} \left( \frac{\omega_4}{V_K} \right)^2 + m_4 \left( \frac{V_{S_4}}{V_K} \right)^2 + J_{S_5} \left( \frac{\omega_5}{V_K} \right)^2 + m_5 \left( \frac{V_{S_5}}{V_K} \right)^2,$$

где  $U_{32} = \frac{V_{DC}}{V_K}$ ,  $U_{42} = \frac{V_{ED}}{V_K}$ ,  $U_{52} = \frac{V_{EF}}{V_K}$  - аналоги скоростей 3, 4, 5,

$U_{S_3 2} = \frac{V_{S_3}}{V_K}$ ,  $U_{S_4 2} = \frac{V_{S_4}}{V_K}$ ,  $U_{S_5 2} = \frac{V_{S_5}}{V_K}$  - аналоги скоростей точек  $S_3$ ,  $S_4$ ,  $S_5$ .

В итоге

$$m_n = \frac{J_{S_3}}{l_{CD}^2} U_{32}^2 + m_3 U_{S_3 2}^2 + \frac{J_{S_4}}{l_{DE}^2} U_{42}^2 + m_4 U_{S_4 2}^2 + \frac{J_{S_5}}{l_{EF}^2} U_{52}^2 + m_5 U_{S_5 2}^2.$$

На основании полученных зависимостей составлена программа и выполнены расчеты на ПЭВМ по определению аналогов скоростей и приведенной массы.

Приведенная сила сопротивления  $F_n^c$ , входящая в уравнения движения звена приведения, определяется в результате приведения сил тяжести. Силами тяжести звеньев 2, 3, 4 из-за их малости можно пренебречь по сравнению с силой тяжести платформы 5. Из условия равенства мгновенных мощностей имеем

$$F_n^c V_k = G_5 V_{S_5},$$

откуда

$$F_n^c = G_5 \frac{V_{S_5}}{V_K} = G_5 U_{S_5 2}$$

Для безударного останова платформы необходимо, чтобы к концу подъема работа движущей силы была равна работе сил сопротивления, т.е.  $A_d = A_c$ . Так как изменение кинетической энергии звеньев с переменной приведенной массой равно  $\Delta T = A_d + A_c$ , то можно получить зависимость изменения кинетической энергии от перемещения звена приведения,  $\Delta T = \Delta T(x)$ . Сделав необходимые расчеты для ряда положений звена приведения можно построить графики

$$\Delta T = \Delta T(x) \text{ и } m_n = m_n(x)$$

Исключая параметр  $x$ , получим диаграмму энергомасс  $\Delta T = \Delta T(m_n)$ .

Диаграмма энергомасс обладает замечательным свойством, заключающимся в том, что луч соединяющий любую точку кривой  $\Delta T = \Delta T(m_n)$  с началом координат, образует осью абсцисс угол  $\psi$ , тангенс которого пропорционален квадрату скорости, т.е.

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\mu_m}{2\mu_T} V_K^2$$

Из формулы видно, что чем больше скорость  $V_K$ , тем больше угол  $\psi$ . Благодаря этому диаграмма  $\Delta T = \Delta T(m_n)$  обладает большой наглядностью, позволяя весьма просто проследить за изменением скорости. Также легко найти те точки кривой, в которых скорость достигает наибольшего и наименьшего значений. Такими точками являются точки  $a$  и  $b$ , в которых лучи, проведенные из начала координат  $O$ , касаются кривой  $\Delta T = \Delta T(m_n)$ .

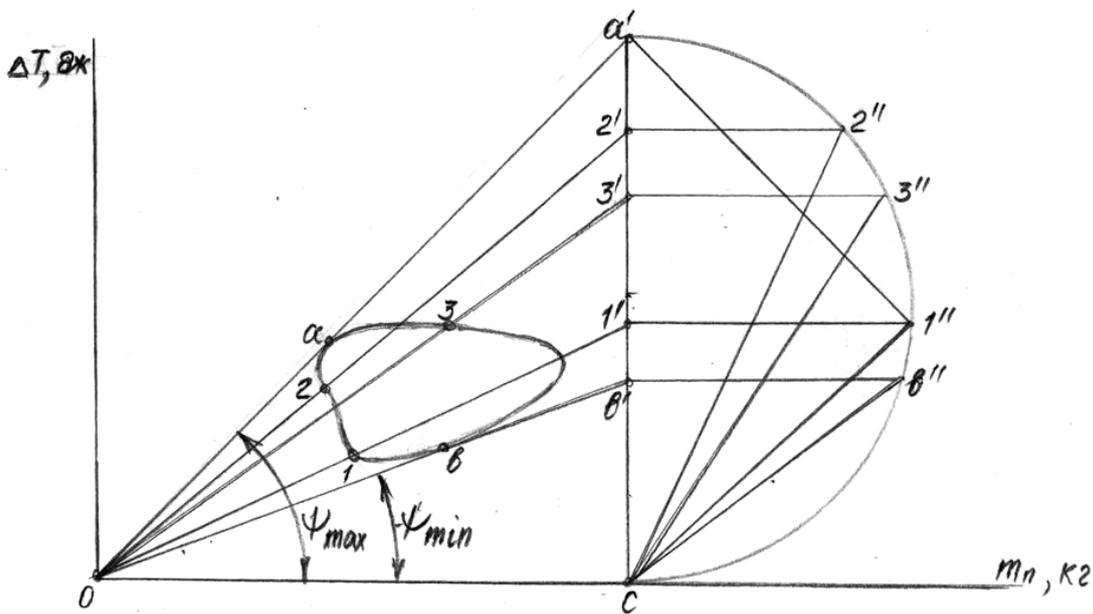


Рисунок 3. Графическое определение скорости и по диаграмме  $\Delta T(m_n)$ .

Используя метод Смирнова Л. П., можно графически легко определить скорость звена приведения. Для этого восстанавливаем в произвольной  $C$  (рисунок 3) перпендикуляр к оси абсцисс и находим точки  $b'$ ,  $1'$ ,  $2'$  ...,  $a'$ , в которых лучи, идущие от начала координат, пересекают этот перпендикуляр. Полуокружность описывается так, чтобы отрезок  $\overline{Ca'}$  являлся ее диаметром. Точки  $b'$ ,  $1'$ ,  $2'$  ..., сносим на эту полуокружность и получаем точки  $b''$ ,  $1''$ ,  $2''$  ..., которые соединяем с точкой  $C$ . Отрезки  $\overline{Cb''}$ ,  $\overline{C1''}$ ,  $\overline{C2''}$ , ... изображают скорость точки приведения  $V_K$  в масштабе  $\mu_V$ . Для определения масштабного коэффициента скорости найдем скорость в какой-либо точке, например, в точке 1. Используя предыдущие формулы, получим

$$V_{(1)}^2 = \frac{2\mu_T}{\mu_m} \operatorname{tg} \psi_{(1)} = \frac{2\mu_T \cdot \overline{C1'}}{\mu_m \overline{OC}}$$

Из прямоугольного треугольника  $C1''a'$  находим

$$(\overline{C1'})^2 = \overline{C1''} \cdot \overline{Ca'},$$

откуда

$$\overline{C1'} = \frac{(\overline{C1''})^2}{Ca'}$$

В итоге

$$V_{(1)} = \sqrt{\frac{2\mu_T}{\mu_m \cdot OC \cdot Ca'}} \cdot \overline{C1''} = \mu_v \cdot \overline{C1''},$$

где масштабный коэффициент скорости будет равен

$$\mu_v = \sqrt{\frac{2\mu_T}{\mu_m \cdot OC \cdot Ca'}}$$

Ускорение точки приведения  $a_k$  определяется из дифференциального уравнения движения звена приведения. Решение дифференциального уравнения, моделирующего динамику гидропривода, осуществляется с использованием ЭВМ. Результаты расчетов позволяют находить те участки положения платформы, где имеют место скачки ускорения (рисунок 4), а следовательно удары в работе самосвала. Последние приводят к усиленному износу конструктивных элементов гидропривода.



Рисунок 4. Зависимость  $a_k(\Theta)$ . 1 — при подъеме плат формы, 2 — при опускании плат формы.

Таким образом, предлагаемая методика моделирования и расчета динамики гидропривода механизма поворота платформы самосвала позволяет анализировать влияние конструктивных параметров привода на переходные процессы и выбрать рациональные значения этих параметров, обеспечивающих безударную работу при подъеме и опускании платформы самосвала.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Смирнов Л. П. Кинетика механизмов и машин. — М.: Госиздат, 1926, — 255 с.
2. Артоболевский И. П. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1975, — 638 с.
3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М.: Машиностроение, 1977, — 416 с.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ НАСТРОЙКИ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРЕХШАРНИРНОЙ РАМЫ

Кузёмкина Г.М., Шимановский А.О.

*The analysis of additional constraints parameter's effect on three hinge frame's eigen frequencies is carried out. The possibility readjustment constructions from resonances while vibratory equipment working in building.*

Одной из задач при проектировании строительных конструкций является обеспечение их надежной и долговечной эксплуатации. В качестве каркасов производственных зданий широкое распространение получили трехшарнирные рамы. В производственных цехах устанавливается виброактивное оборудование широкого назначения, характерное различными частотами возбуждения. Поэтому для безопасной работы рамных каркасов уже на стадии проектирования следует учитывать возможность резонансов, связанных с совпадением частот собственных колебаний конструкции и вынуждающих сил и моментов.

При исследовании свойств железобетонной рамы с повышенными стойками, разработанной в БИИЖТе [1], обнаружилась возможность регулирования жесткости конструкции. Особенность предложенных рам по сравнению с унифицированными состоит в том, что к типовым Г-образным элементам 1 с помощью накладок 5 и стяжных болтов прикрепляются удлиняющие линейные балочные элементы 2 (рисунок 1). Длина удлиняющего элемента подобрана таким образом, что соединительный стык оказывается в зоне минимальных изгибающих моментов от постоянной нагрузки и способен воспринимать полезную нагрузку, не деформируясь. Жесткость стыка обеспечивается длиной накладок и постановкой затяжек 3, 4. Соединения получившихся полурам между собой и с фундаментом – шарнирные. Использование ригеля типовой полурамы в качестве стойки с добавлением линейного элемента позволило увеличить поперечные размеры здания при сохранении существующей элементной базы.

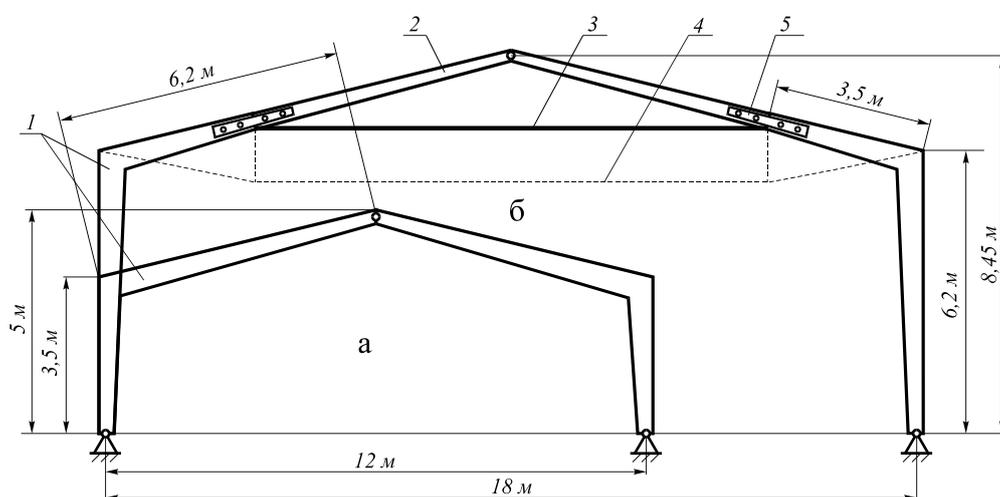


Рисунок 1 – а – рама типовой серии 1.822-2;  
б – предлагаемая рама на основе тех же элементов.

Одним из элементов, определяющим жесткость конструкции, является металлическая затяжка. Изначально она была введена для обеспечения необходимой несущей способности конструкции. Изменяя диаметр затяжки, можно при необходимости менять жесткость конструкции, что приводит к изменению ее частот собственных колебаний. В представленной работе поставлена задача установления возможностей настройки частот собственных коле-

баний трехшарнирной рамы путем модификации существующей и введения дополнительных связей.

Расчеты частот собственных колебаний исследуемой рамы с изменяемой жесткостью были выполнены с использованием многоцелевой программы проектирования и анализа ANSYS [2, 5].

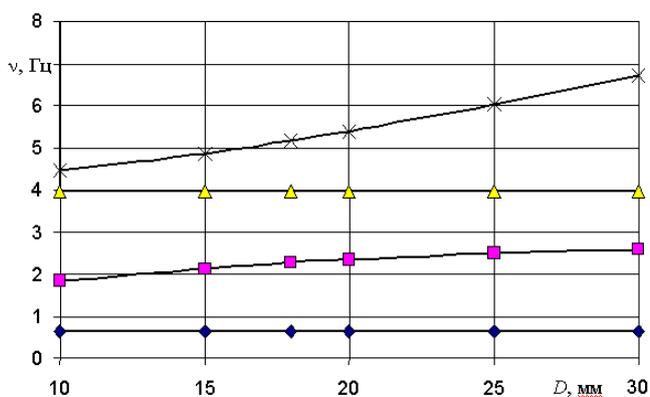


Рисунок 2 – Зависимость частот колебаний рамы от диаметра затяжки

Учитывались нагрузки от собственного веса конструкции, длительно действующая от веса покрытия и временная снеговая. Модальный анализ позволил получить значения собственных частот и выявить фундаментальные формы колебаний железобетонной рамы [4].

На рисунке 2 приведен график зависимости частот колебаний рамы от диаметра затяжки. Из него видно, что увеличение диаметра затяжки приводит к существенному увеличению частот четных форм колебаний и практически не сказывается на частотах нечетных форм колебаний.

Для того чтобы получить возможность изменения нечетных форм колебаний нами предложено установить дополнительные затяжки, используемые в качестве внешних и внутренних связей, как это показано на рисунке 3.

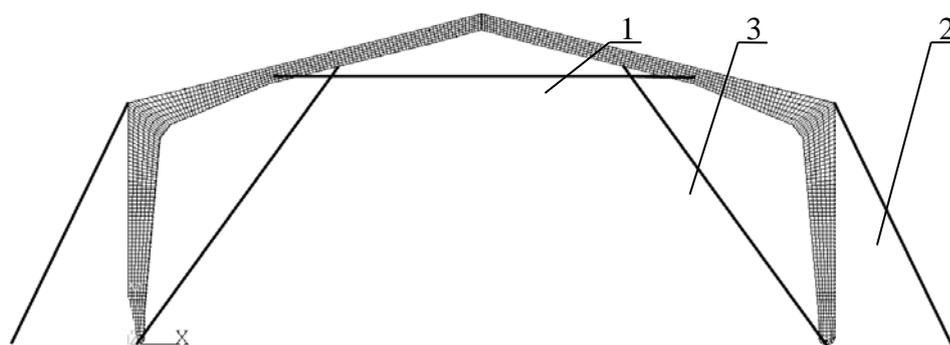


Рисунок 3 – Схемы расположения дополнительных затяжек

В таблице содержатся значения частот собственных колебаний конструкции, полученные при разных вариантах постановки затяжек. Результаты расчетов показывают, что введение дополнительных связей позволяет существенно повысить частоту собственных колебаний. Нормативы предусматривают, что частоты собственных колебаний и вынуждающих сил должны отличаться не менее чем на 20 % от частоты первой формы колебаний [3]. Следовательно, изменяя расположение затяжек, можно при необходимости менять частоты собственных колебаний железобетонных рам таким образом, чтобы они достаточно сильно отличались от частот колебаний, возбуждаемых виброактивным оборудованием.

Варианты постановки затяжек	$\nu_1$	$\nu_2$	$\nu_3$	$\nu_4$
Затяжка 1	0.63341	2.3453	3.9763	5.3942
Затяжки 1 и 2	1.8631	2.4111	3.9872	5.5313
Затяжки 1 и 3	0.97815	4.0620	5.9647	5.7907
Затяжки 1, 2, 3	1.9473	4.1587	5.9763	5.8779

Таблица – Значения частот собственных колебаний при установке дополнительных затяжек, Гц

Сравнение значений частот собственных колебаний рамы, рассчитанных при учете снеговой нагрузки и без нее, показало, что дополнительный учет снеговой нагрузки снижает частоты колебаний на 10-15%. Поэтому описанные возможности регулирования частот собственных колебаний могут быть полезными при сезонном изменении условий окружающей среды.

С целью определения диапазонов частот, при которых может быть обеспечена безопасная нерезонансная работа рамного каркаса в случае наличия виброактивного оборудования, выполнен анализ влияния диаметров затяжек на частоты колебаний конструкции. На рисунке 4 приведены графики частот собственных колебаний рамы в зависимости от диаметров дополнительных затяжек.

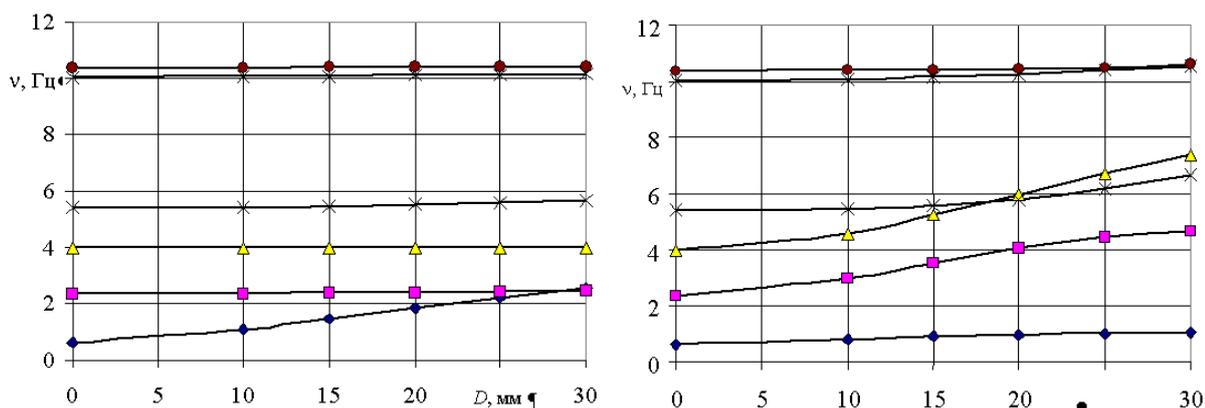


Рисунок 4 – Влияние диаметров затяжек 2 и 3 на частоты колебаний конструкции.

При увеличении диаметра затяжки 2 от 0 до 30 мм достигается рост значения низшей частоты колебаний рамы с 0,63 до 2,47 Гц (рисунок 4, а). Это позволяет сделать вывод о возможности настройки низшей частоты колебаний конструкции на безопасные нерезонансные режимы.

Анализ показал, что диаметр затяжки 3 практически не влияет на низшую частоту колебаний рамы, которая имеет обратносимметричную форму (рисунок 4, б). Ее введение и увеличение площади поперечного сечения приводит к увеличению частот второй и третьей форм собственных колебаний. При этом если диаметр затяжки меньше 18 мм, то третья форма является обратносимметричной, а четвертая – симметричной. При больших площадях поперечного сечения – обратносимметричная и симметричная формы колебаний меняются местами. Расчеты показали, что увеличение диаметра затяжки 3 ведет к значительному росту частот первой симметричной (на 90%) и второй обратносимметричной (на 70%) формы колебаний. Кроме того, незначительно (на 15%) увеличивается частота второй симметричной формы колебаний. На более высокие частоты это изменение диаметра практически не оказывает влияния.

Одновременное увеличение диаметров затяжек 1, 2 и 3 приводит к увеличению первых четырех частот колебаний конструкции. Причем, частота четвертой формы растет менее быстро, из-за чего, как и в предыдущем случае, изменяется порядок чередования симметричной и обратносимметричной форм колебаний конструкции. Этот эффект обнаруживается при диаметрах затяжек от 20 мм и более.

Во всех описанных случаях изменение частот колебаний при изменении диаметров затяжек от 0 до 30 мм достигало от 70% до 200%. Это дает возможность практического применения результатов исследования для отстройки конструкции от резонансов.

Выполнено исследование влияния горизонтальной координаты места прикрепления затяжки 3 к ригелю на частоты собственных колебаний рамы. На рисунке 5 приведены соответствующие графики. Из них видно, что изменением места прикрепления названной затяжки можно добиться расширения диапазона нерезонансных колебаний конструкции. Напри-

мер, при координате места прикрепления затяжки равной 5 м, безопасными являются полосы с частотами от 1 до 3,2 Гц, от 7,0 до 9,0 Гц и от 12 до 15 Гц, а при закреплении затяжки в коньке – от 0 до 1,7 Гц, от 4,6 до 6,2 Гц и от 12 до 15 Гц. Наряду с изменением диаметра затяжки это дает возможность настройки частот собственных колебаний рамы и ухода от резонансов.

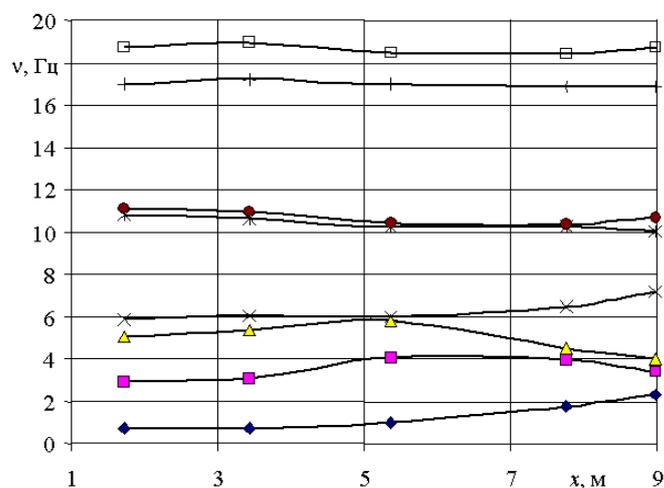


Рисунок 5 – Изменение частот в зависимости от горизонтальной координаты верхней точки закрепления затяжки

В случае наличия в различных частях здания видов виброактивного оборудования, характерных различными частотами возбуждения, можно отстроить от резонансов каждую такую часть, независимо от соседних. При этом различные комбинации дополнительных связей и изменение их диаметров приведут к изменению частот собственных колебаний рам. Иначе говоря, какие-то рамы можно сделать с увеличенными частотами свободных колебаний, а иные – наоборот, в соответствии с конкретной ситуацией. При этом каждая часть здания окажется настроенной на нерезонансные колебания и не потеряет несущей способности.

Таким образом, результаты исследований показывают, что введением дополнительных связей и изменением их параметров можно осуществлять уход от резонансных состояний как всего здания в целом, так и отдельных его частей (при постоянной частоте вынуждающей силы). Изменяя динамические характеристики рамных каркасов можно обеспечить надежность, безопасность и долговечность их использования в зданиях промышленного, сельскохозяйственного и транспортного назначения при наличии виброактивного оборудования.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. А. с. № 1449644 СССР, МКИ Е 04 В 1/18. Сборная железобетонная рама / Ю. Д. Золотухин, М. И. Леинов: Белорусский институт инженеров железнодорожного транспорта. – № 3991457/33; Заявл. 19.12.85; Опубл. 01.07.89. – 3 с.
2. Басов К. А. ANSYS в примерах и задачах. – М., Компьютер-пресс, 2002. – 224 с.
3. Золотухин Ю. Д. Испытание строительных конструкций.– Мн.: Вышэйшая школа, 1983.– 208 с.
4. Кузёмкина Г. М. Конечноэлементное моделирование собственных колебаний железобетонной рамы с повышенными стойками // Новые функциональные материалы, современные технологии и методы исследования / II Гомельская региональная конференция молодых ученых (тезисы докладов), г. Гомель, 30-31 октября 2003 г. – Гомель: ИММС НАНБ, 2003. – С. 104-106.
5. Moaveni S. Finite element analysis. Theory and application with ANSYS. – New Jersey: Prentiss Hall Inc. – 1999. – 527 с.