

АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ  
И РЕГУЛИРОВАНИЕ

AUTOMATIC CONTROL  
AND REGULATION

УДК 621-752 (031)

## Виброзащита оператора транспортных средств\*

Ж.Б. БАКИРОВ<sup>1</sup>, Г.Г. ТАТКЕЕВА<sup>2</sup>, С.К. АХМЕДИЕВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup> 100027, Республика Казахстан, г. Караганда, Бульвар Мира, 56, Карагандинский государственный технический университет – вуз Первого Президента РК, д. т. н., профессор, e-mail: zh.bakirov@kstu.kz

<sup>2</sup> 100027, Республика Казахстан, г. Караганда, Бульвар Мира, 56, Карагандинский государственный технический университет – вуз Первого Президента РК, д. т. н., директор, e-mail: tatkeeva@mail.ru

<sup>3</sup> 100027, Республика Казахстан, г. Караганда, Бульвар Мира, 56, Карагандинский государственный технический университет – вуз Первого Президента РК, к. т. н., доцент, e-mail: ahmediev\_sk@mail.ru

Работа посвящена снижению интенсивности вибрации рабочего места оператора горно-транспортных машин. Специфика нагруженности этих машин состоит в том, что вертикальная и горизонтальная составляющие вибрации имеют примерно одинаковые уровни. С целью комплексного решения проблемы защиты оператора от вредного влияния общей вибрации обоснована и предложена двухмассовая динамическая модель виброзащитной системы, позволяющая исследовать как вертикальные, так и горизонтальные вибрации рабочего места. При произвольных кинематических воздействиях решение системы уравнений движения получено операторным методом. Эффективность системы виброзащиты оценивается коэффициентом передачи вибрации от источника к рабочему месту оператора. Для нагружения прямоугольным силовым импульсом получено выражение для коэффициента передачи виброскорости. Полученное решение позволяет проанализировать изменение этого параметра во времени и при действии повторных периодических импульсов. Для гармонического воздействия получены выражения для коэффициентов передач абсолютного и относительного перемещения сиденья. Составлены программы расчетов для указанных частных случаев. Приведены результаты численных расчетов и проанализировано влияние различных факторов на эффективность системы виброзащиты. Полученные результаты позволяют выбрать параметры виброзащитной системы, исходя из норм вибробезопасности рабочего места оператора.

**Ключевые слова:** виброзащита, динамическая модель, кинематическое воздействие, операторный метод, передаточная функция, импульс, колебание, амплитуда, виброскорость, коэффициент передачи

### ВВЕДЕНИЕ

Технический прогресс в горнорудной промышленности предусматривает внедрение высокопроизводительных машин, характеризующихся повышенной удельной мощностью. Работа горно-транспортных машин сопровождается воздействием вибраций, влияющих на здоровье и работоспособность оператора. В связи с широким распространением транспортно-технологических машин, самоходной техники, а также ростом скоростей их передвижения эта проблема еще более усугубляется и требует детального изучения.

Среди основных источников вибрации при передвижении машин следует также назвать неровности поверхности дороги, стыки рельс, неуравновешенность и неравномерность движения колес и трансмиссии. Они приводят к кинематическому возбуждению колебаний рабочего места оператора.

В настоящее время разработаны достаточно эффективные методы расчета виброизоляции сиденья машин, подверженных вибрационным нагрузкам. Так как включение в расчеты средств виброизоляции сиденья, массы и упругодемпфирующих свойств тела оператора делает

---

\* Статья получена 14 марта 2014 г.

их более точными, динамическим моделям оператора посвящено большое количество работ. Наиболее типичные расчетные модели приведены в работе [1]. Однако все представленные модели применимы для расчетов вертикальных составляющих вибраций [2, 3].

Специфика вибронегруженности горных машин состоит в том, что вертикальная и горизонтальная составляющие вибрации имеют примерно одинаковые уровни. Снижение только вертикальной составляющей на сиденье горных машин, как это имеет место в настоящее время, не позволяет решить проблему вредного влияния общей вибрации на организм человека.

Учет горизонтальных вибраций рассмотрен в работах В.А. Трегубова, в которых разработаны главным образом методические положения динамической идентификации объектов вибрационной защиты в виде упруговязкой инерционной модели. В конкретных условиях вибровоздействий идентифицированы свойства ряда объектов «человек-подушка-сиденье», что обеспечило более адекватное математическое моделирование систем виброзащиты операторов карьерных машин.

В работе [4] для исследования горизонтальных колебаний предложена динамическая модель оператора в виде упругодемпфирующегося стержня с сосредоточенной массой в центре тяжести. Эта модель сводится к двухмассовой модели, если массу оператора заменить на приведенную массу, учитывающую массу сидящего человека и инерцию вращения этой массы относительно центра тяжести.

Для расчета систем виброзащиты оператора используют данные о механических свойствах и частотных характеристиках тела человека, которые определяются экспериментально [5, 6, 7, 8]. Методика эксперимента и сами результаты будут различными для вертикальных и горизонтальных вибраций.

Вопросам виброзащиты оператора транспортных средств уделяется большое внимание и в дальнем зарубежье, о чем свидетельствуют последние публикации [9–13].

В предлагаемой работе проведены исследования, которые в зависимости от метода определения динамических характеристик оператора можно применить как к вертикальным, так и горизонтальным вибрациям. Такой комплексный подход способствует более полной виброзащите оператора.

## 1. МОДЕЛИРОВАНИЕ И МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ

Динамическая модель системы виброзащиты оператора транспортных средств от вертикальных и горизонтальных колебаний часто можно представить в виде, показанном на рис. 1 [1, 4].

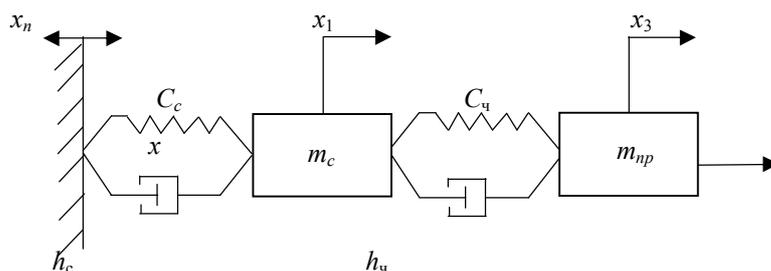


Рис. 1. Динамическая модель средств виброзащиты оператора

В этой модели  $x_n, x_1, x_3$  – абсолютные перемещения кабины, сиденья и центра масс оператора;

$C_c, h_c, m_c, C_ч, h_ч, m_{пр}$  – коэффициенты жесткости, демпфирования и масса сиденья и оператора, соответственно.

За массу оператора берется приведенная масса, которая равна  $5/7$  массы человека при вертикальных колебаниях, а при горизонтальных колебаниях эта величина умножается на  $1,75$  [4].

Уравнения колебаний системы имеют следующий вид:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_1 = -c_c (x_1 - x_n) - h_c (\dot{x}_1 - \dot{x}_n) + c_c (x_3 - x_1) + h_c (\dot{x}_3 - \dot{x}_1), \\ m_{\text{пр}} \ddot{x}_3 = -c_c (x_3 - x_1) - h_c (\dot{x}_3 - \dot{x}_1). \end{cases}$$

Введем обозначения:  $\bar{m} = m_{\text{пр}} / m_c$ ;

$\omega_4^2 = C_c / m_{\text{пр}}$ ,  $\omega_c^2 = C_c / m_c$  – квадраты частот собственных колебаний;

$\varepsilon_4 = h_c / 2m_c$ ,  $\varepsilon_c = h_c / 2m_c$  – коэффициенты демпфирования колебаний и перепишем уравнение движения в виде

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2(\varepsilon_c + \bar{m}\varepsilon_4)\dot{x}_1 + (\omega_c^2 + \bar{m}\omega_4^2)x_1 - 2\varepsilon_4\bar{m}\dot{x}_3 - \bar{m}\omega_4^2x_3 = 2\varepsilon_c\dot{x}_n + \omega_c^2x_n, \\ \ddot{x}_3 - 2\varepsilon_4\dot{x}_1 + 2\varepsilon_4\dot{x}_3 - \omega_4^2x_1 + \omega_4^2x_3 = 0. \end{cases}$$

При произвольных воздействиях для решения этой системы можно применить операторный метод решения дифференциальных уравнений. Применим к системе преобразование Лапласа и перепишем ее так:

$$\begin{cases} x_{1(p)} \left[ p^2 + 2p(\varepsilon_c + \bar{m}\varepsilon_4) + \omega_c^2 + \bar{m}\omega_4^2 \right] = \bar{m} \left( 2\varepsilon_4 p + \omega_4^2 \right) x_{3(p)} + \left( 2\varepsilon_c p + \omega_c^2 \right) x_{\text{П}(p)}, \\ x_{3(p)} \left( p^2 + 2\varepsilon_4 p + \omega_4^2 \right) = \left( 2\varepsilon_4 p + \omega_4^2 \right) x_{1(p)}, \end{cases}$$

где  $p$  – оператор дифференцирования.

Так как при виброзащите оператора нормируются параметры вибрации рабочего места оператора, то из этой системы найдем изображение перемещения сиденья

$$X_{1(p)} = W_{1(p)} X_{\text{П}(p)},$$

где передаточная функция

$$W_{1(p)} = \frac{(\omega_c^2 + 2\varepsilon_c p) L_{(p)}}{L_{(p)} \left[ p^2 + 2p(\varepsilon_c + \bar{m}\varepsilon_4) + \omega_c^2 + \bar{m}\omega_4^2 \right] - \bar{m}(\omega_4^2 + 2\varepsilon_4 p)^2}, \quad (1)$$

$L_{(p)} = p^2 + 2\varepsilon_4 p + \omega_4^2$  – динамическая жесткость тела оператора.

Оригинал перемещения сиденья далее определяется обратным преобразованием Лапласа. Представим передаточную функцию (1) в виде рациональной дроби:

$$W_{1(p)} = \frac{G(p)}{Q(p)} = \frac{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{p^4 + q_3 p^3 + q_2 p^2 + q_1 p + q_0}, \quad (2)$$

где  $a_i$ ,  $q_i$  определяются выражениями

$$a_0 = q_0 = \omega_c^2 \omega_4^2, \quad a_1 = q_1 = 2(\varepsilon_4 \omega_c^2 + \varepsilon_c \omega_4^2), \quad a_3 = 2\varepsilon_c, \quad a_2 = \omega_c^2 + 4\varepsilon_c \varepsilon_4,$$

$$q_2 = \omega_c^2 + \bar{m}_1 \omega_1^2 + 4\varepsilon_4 \varepsilon_c, \quad q_3 = 2(\varepsilon_c + \bar{m}_1 \varepsilon_4), \quad \bar{m}_1 = 1 + \bar{m}.$$

Оригинал этой функции имеет вид [14]

$$F_{1(t)} = \sum_{k=1}^4 \frac{G(\alpha_k)}{Q'(\alpha_k)} e^{\alpha_k t}, \quad (3)$$

где  $\alpha_k$  – корни полинома  $Q(p)$ , а  $Q'$  – его производная по параметру  $p$ . Тогда оригинал выходного процесса находится по формуле свертки [15]

$$x_1(t) = \int_0^t F_1(\tau) x_{\Pi}(t-\tau) d\tau = \sum_{k=1}^n \frac{G(\alpha_k)}{Q'(\alpha_k)} \int_0^t e^{\alpha_k \tau} x_{\Pi}(t-\tau) d\tau. \quad (4)$$

Подставив сюда конкретное воздействие  $x_{n(t)}$ , после интегрирования по  $\tau$  определяем конкретное выражение для перемещения сиденья. Дальнейшим дифференцированием по времени полученного выражения можно определить значение виброскорости и виброускорения.

## 2. ИМПУЛЬСНОЕ НАГРУЖЕНИЕ КАБИНЫ

При импульсном кинематическом возбуждении коэффициент передачи колебаний будет зависеть от времени. При внезапном появлении импульса система совершает свободные затухающие колебания, определяемые начальными условиями появления импульса и его продолжительностью. Со временем эти колебания затухают. Если до затухания колебаний появляется следующий импульс, то эти колебания накладываются. Ставится задача определить максимум абсолютного значения коэффициента передачи виброскорости.

Пусть на виброизолятор действует прямоугольный импульс силы:

$$P(t) = P_o, \quad t \leq t_0; \quad P(t) = 0, \quad t > t_0.$$

Силы, возникающие в виброизоляторе, должны быть равны силе  $P(t)$ , вызывающей импульс:

$$h\dot{y}_1 + cy_1 = P(t), \quad t \leq t_0; \quad h\dot{y}_2 + cy_2 = 0, \quad t > t_0,$$

где  $y = x_n$  – кинематическое возбуждение, вызванное импульсом.

Поделив обе части этих уравнений на  $m_c$ , запишем

$$\begin{aligned} 2\varepsilon\dot{y}_1 + \omega_c^2 y_1 &= \frac{P(t)}{m_c}, & t \leq t_0, \\ 2\varepsilon\dot{y}_2 + \omega_c^2 y_2 &= 0, & t > t_0. \end{aligned} \quad (5)$$

Общее решение однородного уравнения

$$y = A \cdot e^{-\rho t}, \quad \rho = \omega_c / n, \quad n = 2\varepsilon / \omega_c.$$

Отсюда решение первого уравнения (5)  $y_1 = A_1 e^{-\rho t} + y_*$ .

Подставляя это решение в первое уравнение (5), имеем  $y_* = P_o / m_c \omega_c^2$

При действии импульса начальные условия имеют вид  $y_{(0)} = 0$ ,  $\dot{y}_{(0)} = V_o$ , где  $V_o$  – измеренное значение виброскорости кабины при действии импульса.

Неизвестные параметры кинематического возбуждения найдем из этих начальных условий:

$$A_1 = -nV_o / \omega_c, \quad P_o = nV_o m_c \omega_c.$$

Подставляя их в решение, найдем

$$y_1(t) = nV_o(1 - e^{-\rho t}) / \omega_c, \quad t \leq t_0.$$

Решение второго уравнения (8):

$$y_2(t) = A_2 e^{-\rho t}.$$

Из очевидного условия  $t = t_o$ ,  $y_1 = y_2$  находим

$$A_2 = nV_o \left( e^{\rho t_o} - 1 \right) / \omega_c, \quad t > t_o,$$

отсюда  $y_2(t) = nV_o \left( e^{\rho t_o} - 1 \right) e^{-\rho t} / \omega_c, \quad t \geq t_o.$

Продолжительность импульса можно оценить так:  $V_o = S / m_k = P_o t_o / m_k$ , где  $S$  – импульс силы;  $m_k$  – масса кабины. Отсюда

$$t_o = V_o m_k / P_o = m_k / n \omega_c m_c. \quad (6)$$

Найдем перемещение сиденья по (4), подставив  $y_{i(t)}$ :

$$x_{1(t)} = \sum_{k=1}^4 S_{(\alpha_k)} \int_0^t e^{\alpha_k(t-\tau)} \left( 1 - e^{-\rho \tau} \right) d\tau = \sum_{k=1}^4 \frac{S_{(\alpha_k)}}{\alpha_k} \left( \frac{\rho e^{\alpha_k t} + \alpha_k e^{-\rho t}}{\alpha_k + \rho} - 1 \right), \quad t \leq t_o,$$

$$S_{(\alpha_k)} = (nV_o / \omega_c) G_{(\alpha_k)} / Q'_{(\alpha_k)}.$$

Интеграл (4) при  $t > t_o$  примет вид

$$x_{1(t)} = \sum_{k=1}^4 S_{(\alpha_k)} \left[ \int_0^{t_o} e^{\alpha_k(t-\tau)} \left( 1 - e^{-\rho \tau} \right) d\tau + (e^{\rho t_o} - 1) \int_{t_o}^t e^{\alpha_k(t-\tau)} e^{-\rho \tau} d\tau \right].$$

После интегрирования и приведения подобных членов получаем

$$x_{1(t)} = \frac{nV_o}{\omega_c} \sum_{k=1}^4 \frac{G_{(\alpha_k)}}{Q'_{(\alpha_k)} (\alpha_k + \rho)} \left[ \frac{\rho}{\alpha_k} \left( e^{\alpha_k t} - e^{\alpha_k \Delta t} \right) - \left( 1 - e^{-\rho t_o} \right) e^{-\rho \Delta t} \right],$$

где  $\Delta t = t - t_o$ .

Дифференцированием  $x_{1(t)}$  найдем виброскорости:

$$\dot{x}_{1(t)} = V_o \sum_{k=1}^4 R_{(\alpha_k)} \left( e^{\alpha_k t} - e^{-\rho t} \right), \quad t \leq t_o, \quad (7)$$

$$\dot{x}_{1(t)} = \sum_{k=1}^4 R_{(\alpha_k)} V_o \left[ e^{\alpha_k t} - e^{\alpha_k \Delta t} + \left( 1 - e^{-\rho t_o} \right) e^{-\rho \Delta t} \right], \quad t > t_o, \quad (8)$$

где  $R_{(\alpha_k)} = \frac{G_{(\alpha_k)}}{Q'_{(\alpha_k)} (\alpha_k + \rho)}$ .

Уравнение  $Q_{(p)} = 0$  представим в безразмерном виде:

$$\lambda^4 + \bar{q}_3 \lambda^3 + \bar{q}_2 \lambda^2 + \bar{q}_1 \lambda + \bar{q}_0 = 0,$$

где  $\bar{q}_3 = n + \bar{m}_1 \lambda_o n_4$ ;  $\bar{q}_2 = 1 + \bar{m}_1 \lambda_o^2 + n n_4 \lambda_o$ ;  $\bar{q}_1 = \lambda_o (n_4 + n \lambda_o)$ ;  $\bar{q}_0 = \lambda_o^2$ ;  $\lambda = p / \omega_c$ .

Это уравнение имеет две пары комплексно-сопряженных корней:

$$\lambda_{1,2} = -a_1 \pm ib_1; \quad \lambda_{3,4} = -a_2 \pm ib_2.$$

Тогда

$$\alpha_{1,2} = (-a_1 \pm ib_1)\omega_c; \quad \alpha_{3,4} = (-a_2 \pm ib_2)\omega_c. \quad (9)$$

Выражение  $R_{(\alpha_k)}$  также представим в безразмерном виде:

$$R_k = R_{(\alpha_k)} = \frac{\overline{a_3}\lambda_k^3 + \overline{a_2}\lambda_k^2 + \overline{q_1}\lambda_k + \overline{q_0}}{\left(4\lambda_k^3 + 3\overline{q_3}\lambda_k^2 + 2\overline{q_2}\lambda_k + \overline{q_1}\right)\left(\lambda_k + \frac{1}{n}\right)},$$

где  $\overline{a_2} = 1 + m_4\lambda_0$ ,  $\overline{a_3} = n$ .

После подстановки  $\lambda_k$ ,  $\overline{q_i}$ ,  $\overline{a_i}$  и математических преобразований можно записать

$$R_{1,2} = r_1 \mp iq_1, \quad R_{3,4} = r_2 \mp iq_2. \quad (10)$$

Подставляя далее (9) и (10) в формулы (7) и (8), находим коэффициент передачи виброскорости

$$\frac{\dot{x}_1(t)}{V_0} = K(t) = 2 \sum_{i=1}^2 \left[ e^{-a_i\omega_c t} (r_i \cos b_i\omega_c t + q_i \sin b_i\omega_c t) \right] - 2(r_1 + r_2)e^{-\rho t}, \quad t \leq t_0,$$

$$K(t) = 2 \sum_{i=1}^2 \left[ e^{-a_i\omega_c t} (r_i \cos b_i\omega_c t + q_i \sin b_i\omega_c t) - e^{-a_i\omega_c \Delta t} (r_i \cos b_i\omega_c \Delta t + q_i \sin b_i\omega_c \Delta t) \right] + \\ + 2(1 - e^{-\rho t_0})(r_1 + r_2)e^{-\rho \Delta t}, \quad t > t_0.$$

Введем обозначение:

$$L_i(t) = 2e^{-a_i\omega_c t} (r_i \cos b_i\omega_c t + q_i \sin b_i\omega_c t). \quad (11)$$

Тогда

$$K(t) = L_1(t) + L_2(t) - 2(r_1 + r_2)e^{-\rho t}, \quad t \leq t_0, \quad (12)$$

$$K(t) = \sum_{i=1}^2 \left[ L_i(t) - L_i(\Delta t) \right] + 2(1 - e^{-\rho t_0})(r_1 + r_2)e^{-\rho \Delta t}, \quad t > t_0. \quad (13)$$

Составлена программа расчета коэффициента передачи колебаний. Расчеты, проведенные при следующих параметрах системы:

$$n = 0,5, \quad \lambda_0 = 2,16, \quad \omega_c = 9,42, \quad n_4 = 0,47, \quad \overline{m}_1 = 1,23,$$

приведены на рис. 2 и 3.

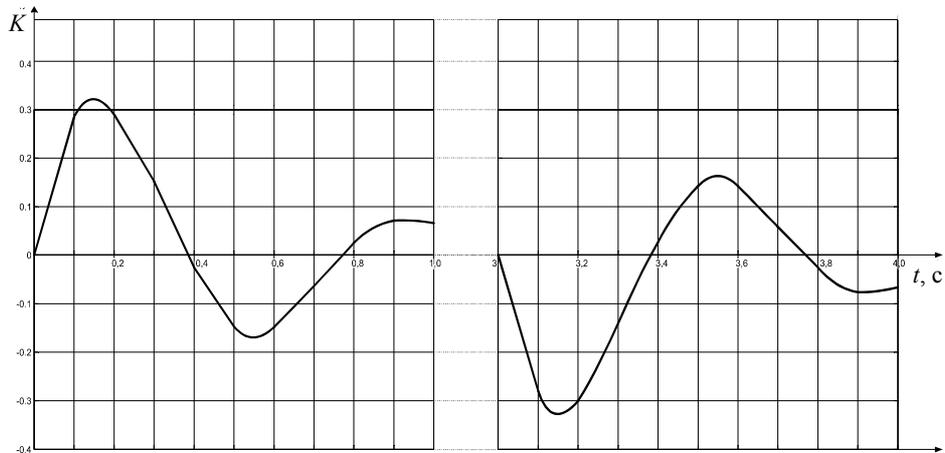


Рис. 2. График изменения относительной виброскорости при импульсном нагружении ( $t_0 = 3$  с)

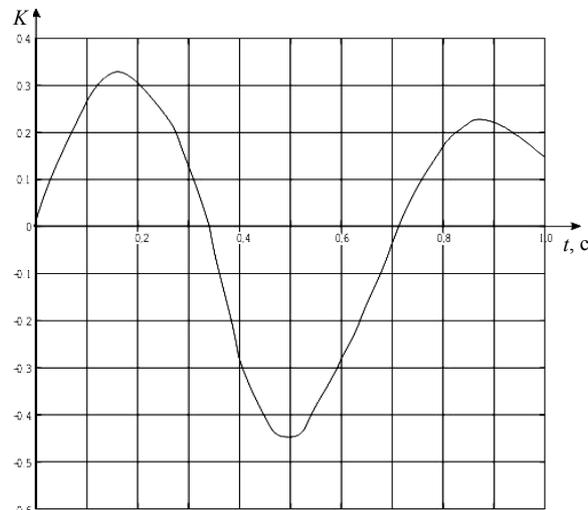


Рис. 3. График изменения относительной виброскорости при импульсном нагружении ( $t_0 = 0,3$  с)

Как видно из формул (11) – (13), система участвует в двух колебательных движениях с затухающими амплитудами. Третий член в этих формулах практически можно не учитывать, так как обычно  $\rho$  – большое число (у нас  $\rho = 18,84c^{-1}$ ), а  $r_i$  малы (у нас  $r_1 = -0,0051$ ,  $r_2 = 0,0045$ ). Периоды колебаний определяются мнимыми частями корней полинома  $Q(p)$  :

$$T_1 = 2\pi / b_1\omega_c = 0,77 \text{ с}; \quad T_2 = 2\pi / b_2\omega_c = 0,28 \text{ с}.$$

Амплитуда колебаний затухает по экспоненциальному закону, а показатель экспоненты пропорционален действительным частям корней полинома  $Q(p)$  .

Если, как в нашем случае, действительная часть второй пары комплексно-сопряженных корней намного больше (по абсолютной величине), чем действительная часть первой пары корней ( $a_1 = 0,19$ ,  $a_2 = 0,684$ ), то второе движение затухает намного быстрее и колебания системы определяются в основном первой парой корней. Они происходят с частотой  $b_1\omega_c$ , а амплитуда колебаний через период  $T_1$  уменьшается в  $e^{a\omega_c T_1} = 2,52$  раза. Формула (12) в этом случае принимает вид  $K(t) = L_1(t)$  .

Для этого случая максимальное значение коэффициента передачи можно определить аналитически:

$$K_{\max} = 2 \exp\left(-\frac{\tau a_1}{b_1}\right) (\tau_1 \cos \tau_0 + a_1 \sin \tau_0). \quad (14)$$

Расчет по этой формуле дает  $K_{\max} = 0,315$ , что совпадает с результатами численных расчетов (рис. 2).

Проведенный анализ справедлив как при внезапном появлении импульса, так и при его внезапном исчезновении. При исчезновении импульса ( $t \geq t_0$ ) к рассмотренному движению добавляется такое же движение, но противоположного направления и со сдвигом во времени на  $t_0$ .

При  $t \geq 3T_1$  движение, вызванное появлением импульса, практически затухает. Поэтому при  $t_0 \geq 3T_1$   $K(t) = -L_{1(t-t_0)}$ .

Очевидно, движение будет таким же, как и при внезапном появлении импульса, но противоположного знака (рис. 2). Максимум абсолютного значения коэффициента передачи виброскорости остается тем же, т. е. определяется формулой (14).

При  $t < 3T_1$  происходит наложение колебаний после исчезновения импульса ( $t \geq t_0$ ). За счет этого абсолютное значение  $K_{\max}$  может увеличиться (рис. 3). При этом значение коэффициента передач в каждый момент времени можно определять по формуле

$$K(t) = L_{1(t)} - L_{1(t-t_0)}.$$

Как показывают расчеты, рассматриваемая система виброзащиты эффективна, так как коэффициенты передачи всегда меньше единицы.

### 3. ГАРМОНИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА КАБИНУ

Установившиеся внешние воздействия в основном являются периодическими. Тогда колебания в системе будут гармоническими или полигармоническими. Для гармонических колебаний оператор дифференцирования  $p = i\omega$ . Тогда передаточная функция (5) примет вид

$$W_{1(\omega)} = \frac{a_0 - a_2\omega^2 + i\omega(a_1 - a_3\omega^2)}{\omega^4 - q_2\omega^2 + q_0 + i\omega(q_1 - q_3\omega^2)}. \quad (15)$$

В этом случае оригиналы комплексных функций также будут связаны этой передаточной функцией  $x_1(t) = W_1(\omega)X_{II}(t)$ .

Выделим действительную и целую части передаточной функции  $W_1(\omega) = U(\omega) + iV(\omega)$ .

Известно, что модуль передаточной функции равен коэффициенту передачи колебаний, т. е. отношению амплитуд колебаний на выходе и входе системы. Модуль передаточной функции определяется выражением  $|W_{1(\omega)}| = \sqrt{U_{(\omega)}^2 + V_{(\omega)}^2} = K_1$ .

После алгебраических преобразований получим

$$K_1^2 = \frac{\omega^2(a_1 - a_3\omega^2)^2 + (a_0 - a_2\omega^2)^2}{(\omega^4 - q_2\omega^2 + q_0)^2 + \omega^2(q_1 - q_3\omega^2)^2}.$$

Подставим сюда  $a_i, q_i$  и введем безразмерные параметры:

$$n = 2\varepsilon_c / \omega_c, \quad n_4 = 2\varepsilon_4 / \omega_4, \quad \lambda = \omega / \omega_c, \quad \lambda_0 = \omega_4 / \omega_c,$$

$$D = \left[ \lambda^4 - \lambda^2(1 + \bar{m}_1 \lambda_0^2 + n n_4 \lambda_0) + \lambda_0^2 \right]^2 + \lambda^2 \left[ \lambda_0(n_4 + n \lambda_0) - \lambda^2(n + \bar{m}_1 n_4 \lambda_0) \right]^2.$$

Теперь выражение для  $K_1$  примет вид

$$K_1^2 = \left\{ \left[ \lambda_0^2 - \lambda^2(1 + n n_4 \lambda_0) \right]^2 + \lambda^2 \left[ \lambda_0(n_4 + n \lambda_0) - n \lambda^2 \right]^2 \right\} / D. \quad (16)$$

При виброзащите оператора относительное перемещение сиденья может оказаться недопустимо большим:

$$\delta_{(t)} = x_{n(t)} - x_{1(t)} = x_{n(t)} \left[ 1 - W_{1(\omega)} \right] = W_{0(\omega)} x_{n(t)}.$$

Передачная функция относительного перемещения сиденья с учетом (15) и введенных обозначений будет равна

$$W_{0(\omega)} = \frac{\omega^4 - 2\bar{m}_1 \varepsilon_4 i \omega - \bar{m}_1 \omega_4^2 \omega^2}{\omega^4 - q_2 \omega^2 + q_0 + i \omega (q_1 - q_3 \omega^2)}. \quad (17)$$

Тогда квадрат модуля передачной функции

$$|W_{0(\omega)}|^2 = K_0^2 = \omega^4 \frac{(\omega^2 - \bar{m}_1 \omega_4^2)^2 + (2\bar{m}_1 \varepsilon_4 \omega)^2}{(\omega^4 - q_2 \omega^2 + q_0)^2 + \omega^2 (q_1 - q_3 \omega^2)^2}.$$

Подставляя  $q_i$  и переходя к безразмерным параметрам, получим

$$K_0^2 = \lambda^4 \left[ (\lambda^2 - \bar{m}_1 \lambda_0^2)^2 + (\lambda \lambda_0 \bar{m}_1 n_4)^2 \right] / D. \quad (18)$$

Так как при расчете систем виброзащиты требуется только определение амплитудных значений вибрации сиденья, то через коэффициенты передач можно решить все задачи расчета системы виброизоляции оператора при гармонических колебаниях. Для выбора параметров средств виброзащиты необходимо знать тенденцию изменения этих коэффициентов в зависимости от упругих и диссипативных параметров виброизолятора. Составлена программа расчетов коэффициентов передач по формулам (16) и (18). Расчеты проведены при  $n_4 = 0,47$ ,  $\bar{m}_1 = 5,375$  и различных  $n$ ,  $\lambda_0$  и  $\lambda$ , охватывающих всю область изменения упруго-диссипативных свойств типовых линейных виброизоляторов.

Из анализа результатов видно, что с ростом  $\lambda$  коэффициент  $K_1$  растет до  $\lambda = 0,75$  ( $K_0$  – до  $\lambda = 1$ ), затем уменьшается. Начиная с безразмерной частоты  $\lambda = 1,5$ , для всего диапазона изменения параметров  $K_1$  становятся меньше единицы, т. е. выполняется условие эффективности системы виброзащиты. С увеличением относительного демпфирования  $n$  пиковые значения коэффициентов передач значительно уменьшаются в 2,26 раза при  $\lambda_0 = 0,5$  и 1,61 раза при  $\lambda_0 = 3$ . Однако в области эффективности системы виброзащиты ( $\lambda > 1,5$ ) с ростом  $n$  происходит незначительное увеличение коэффициентов. Эта тенденция растет с ростом отношения частот. Так, при  $\lambda = 1,5$   $K_1$  растет в 1,23 раза, а при  $\lambda = 4$  в 2,22 раза.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена двухмассовая динамическая модель виброзащитной системы оператора транспортных средств, позволяющая исследовать как вертикальные, так и горизонтальные вибрации рабочего места. Операторным методом определено перемещение сиденья при произвольных кинематических воздействиях на кабину. Эффективность системы виброзащиты оценивается коэффициентом передачи вибрации. При силовом импульсном воздействии получены соотношения, позволяющие определить коэффициент передачи виброскорости. Составлена программа расчета и построены графики изменения коэффициента передачи виброскорости во времени. Программа позволяет вести расчеты при действии повторяющихся импульсов.

При гармоническом возбуждении колебаний определены коэффициенты передачи абсолютных и относительных колебаний рабочего места. Составлена программа расчета и проанализировано влияние различных факторов на эффективность системы виброзащиты.

Полученные результаты позволяют выбрать параметры виброзащитной системы, исходя из норм вибробезопасности рабочего места оператора.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Вибрации в технике: справочник: т. 6 / под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
- [2] **Животовский А.А., Афанасьев В.Д.** Защита от вибрации и шума на предприятиях горнорудной промышленности. – М.: Недра, 1982. – 183 с.
- [3] Защита от шума и вибрации на предприятиях угольной промышленности: справ. пособие / под ред. Ю.В. Флавицкого. – М.: Недра, 1990. – 368 с.
- [4] **Кызыров К.Б., Таткеева Г.Г.** Горизонтальные колебания системы «человек-машина» // Труды университета / Караганд. гос. техн. ун-т. – Караганда, 2001. – № 1. – С. 54–55.
- [5] **Суворов Г.А., Старожук И.А., Тарасова Л.А.** Общая вибрация и вибрационная болезнь / под ред. Н.Ф. Измерова. – М.: типогр. ДИС АО «АвтоВАЗ», 2000. – 152 с.
- [6] **Hinz B., Seidel H., Broner D.** The biodynamics of the human body during low-frequency sinusoidal whole-body vibration with special regard to the spine // Whole-body vibration influence on human organism and hygienic assessment: symposium. – Moscow, 1992. – P. 48–51.
- [7] **Старожук И.А., Лагутина А.В., Цейтлина Г.С.** Вибрационные нарушения у трактористов при воздействии общей вибрации // Тракторы и с.-х. машины. – 1995. – № 5. – С. 72–77.
- [8] **Таткеев Т.А., Выходец В.И., Таткеева Г.Г.** К вопросу воздействия горизонтальной вибрации на человека // Материалы международной научно-практической конференции «Социально-гигиенические проблемы оценки состояния здоровья и медицинского обслуживания работающих в современных условиях». – М., 2001. – С. 117–119.
- [9] **Liang H., Si Hong Z., Hong Ling Z.** Modeling and Simulation of Full-float Tractor Cab Suspension System based on ADAMS // Appl. Mechanics and Materials: [Proc. of the Intern. Conf.] «Functional Manufacturing and Mechanical Dynamics II», Hangzhou, Zhejiang, China, Jan. 22–25, 2012. – Hangzhou: Trans Tech Publ. Ltd, 2012. – Vol. 141. – P. 364–369.
- [10] **Yong C., Virech W., David G.Z.** Investigation of Helicopter Seat Structural Dynamics for Aircrew Vibration Mitigation // J. of the American Helicopter. – 2011. – Vol. 56, № 1. – P. 72–78.
- [11] Vibration Analysis and Optimal Design for Cab's isolation System of Vibratory Roller / L.V. Quynh, J.R. Zhang, G.W. Jiao, X.B. Liu, Y. Wang // Advanced Materials Research: [proc. of the] intern. conf. on Manufacturing Science and Engineering, Guilin, China, Apr. 9–11, 2011. – Guilin, 2011. – Vol. 199–200, pt. 1: Advances in Mechanical Design. – P. 936–940.
- [12] **Peijun X., Bill B., Ken T.** Optimal mounting design for cab Vibration isolation // Intern. J. of Vehicle Design. – 2011. – Vol. 57, № 2-3. – P. 292–304.
- [13] **Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T.** Modeling and multi-criteria optimization of passive seat suspension vi-brasolating properties // J. of Sound and Vibration. – 2009. – Vol. 324, № 3-5. – P. 520–538.
- [14] **Дёч Г.** Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и Z-преобразования: пер. с нем. – 3-е изд. – М.: Наука, 1971. – 288 с.
- [15] **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике для научных работников и инженеров. – 2-е изд., перераб. – М.: Наука, 1973. – 832 с.

*Бакиров Жетписбай Бакирович*, доктор технических наук, профессор, академик МАИН, профессор кафедры высшей математики и механики Карагандинского государственного технического университета (Казахстан). Основное направление научных исследований – механика деформируемого твердого тела, динамика машин, статистическая динамика и теория надежности механических систем. Имеет более 190 научных публикаций, в том числе 6 монографий. E-mail: zh.bakirov@kstu.kz.

*Таткеева Галина Галимзяновна* – доктор технических наук, член-корреспондент НАН РК, директор института телекоммуникаций, энергетики и автоматики Карагандинского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – проблемы энергетического сектора и горно-металлургического комплекса. Имеет 135 научных публикаций, в том числе 3 монографии, 5 учебных пособий. E-mail: tatkeeva@mail.ru.

*Ахмедиев Серик Кабултаевич*, кандидат технических наук, доцент кафедры высшей математики и механики Карагандинского государственного технического университета (Казахстан). Основное направление научных исследований – механика деформируемого твердого тела. Имеет 74 научные публикации и одну монографию. E-mail: ahmediev\_sk@mail.ru.

### ***Vibroprotection of transport vehicle operators***<sup>\*</sup>

ZH.B. BAKIROV<sup>1</sup>, G.G. TATKEEVA<sup>2</sup>, S.K. AKHMEDIYEV<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Karaganda State Technical University – Higher School of the First President of the RK, 56, Boulevard Mira, Karaganda, 100027, Republic of Kazakhstan, D.Sc. (Eng.), professor, e-mail: zh.bakirov@kstu.kz.

<sup>2</sup> Karaganda State Technical University – Higher School of the First President of the RK, 56 Boulevard Mira, Karaganda, 100027, Republic of Kazakhstan, D.Sc.(Eng.), director, e-mail: tatkeeva@mail.ru

<sup>3</sup> Karaganda State Technical University – Higher School of the First President of the RK, 56 Boulevard Mira, Karaganda, 100027, Republic of Kazakhstan, PhD (Eng.), associate professor, e-mail: ahmediev\_sk@mail.ru

The paper considers the ways of reducing vibration intensity of mining and transport vehicles. The specificity of loading these machines is that the vertical and horizontal vibration components are of approximately the same levels. To solve the problem of operator protection against harmful effects of general vibration the authors have proposed a two-mass dynamic model of a vibration-proof system that makes it possible to study both vertical and horizontal vibrations of the workplace. The operator method is used to solve a set of motion equations given arbitrary kinematic effects. The efficiency of a vibroprotection system is estimated by the coefficient of vibration transmission from the source to the operator station. An expression for the vibration velocity transmission coefficient is derived for loading rectangular power pulse. The resulting solution allows us to analyze the change of this parameter over time and under repeated periodic pulses. Expressions for transmission coefficients of absolute and relative movements of the seat are derived to provide a harmonic action. Calculation programs for these special cases are made. Numerical results are presented and the influence of various factors on the effectiveness of the vibration protection system is analyzed. The results obtained are used to select the parameters of the vibration-proof system based on the vibro standards of an operator's workplace safety.

**Keywords:** vibroprotection, dynamic model, the kinematic effects, the operator method, transfer function, impulse, oscillation amplitude, velocity, transfer coefficient

### **REFERENCES**

- [1] Frolov K.V., ed. *Vibratsii v tekhnike* [Vibrations in technique]. Vol. 6. Moscow, Mechanical Engineering Publ., 1981. 456 p.
- [2] Zhivotovskiy A.A. Afanasiev V.D. *Zashchita ot vibratsii i shuma na predpriyatiakh gornorudnoi promyshlennosti* [Protection from Vibration and Noise on the Enterprise of Mining Industry]. Moscow, Nedra Publ., 1982. 183 p.
- [3] Flavitskii Iu.V., ed. *Zashchita ot shuma i vibratsii na predpriyatiakh ugol'noi promyshlennosti* [Protection against noise and vibration in the Coal Industry]. Moscow, Nedra Publ., 1990. 368 p.
- [4] Kyzyr K.B., Tatkeeva G.G. *Gorizontal'nye kolebaniia sistemy chelovek-mashina* [Horizontal vibrations of the system man-machine]. *Trudy universiteta. Karagandinskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet* [Proc. of the University / Karaganda State Technical University], 2001, vol. 1, pp. 54-55.
- [5] Suvorov G.A., Starozhuk I.A., Tarasova L.A. *Obshchaia vibratsiia i vibratsionnaia bolezni'* [Overall Vibration and Vibration Disease]. Moscow, AvtoVAZ Publ., 2000. 152 p.
- [6] Hinz B., Seidel H., Broner D. The biodynamics of the human body during low-frequency sinusoidal whole-body vibration with special regard to the spine. *Whole-Body Vibration Influence on Human Organism and Hygienic Assessment*. Moscow, 1992, pp. 48-51.
- [7] Starozhuk I.A., Lagutina A.V., Tseitlina G.S. *Vibratsionnye narusheniia u traktoristov pri vozdeistvii obshchei vibratsii* [Vibration Violations at Tractor Operators at Impact of the General Vibration]. *Traktory i sel'skokhoziaistvennye mashiny* [Tractors and Agricultural machinery], 1995, no. 5, pp. 72-77.
- [8] Tatkeev T.A., Vykhodets V.I., Tatkeeva G.G. *K voprosu vozdeistviia gorizontol'noi vibratsii na cheloveka* [To a problem of the impact of horizontal vibration on human]. *Materialy mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Sotsial'no-gigienicheskie problemy otsenki sostoianiia zdorov'ia i meditsinskogo obsluzhivaniia rabotaiushchikh v sovremennykh*

<sup>\*</sup> Manuscript received March 14, 2014.

usloviakh» [Proceedings of the International Scientific-Practical Conference «Social and Hygienic Problems of Health Assessment and Health Care Workers in Modern Conditions»]. Moscow, 2001, pp. 117-119.

[9] Liang H., Si Hong Z., Hong Ling Z. Modeling and Simulation of Full-float Tractor Cab Suspension System based on ADAMS. Applied Mechanics and Materials: [Proceedings of the International Conference] «Functional Manufacturing and Mechanical Dynamics II», Hangzhou, Zhejiang, China, January 22-25, 2012. Hangzhou, Trans Tech Publication Ltd, 2012, vol. 141, pp. 364-369.

[10] Yong C., Virech W., David G.Z. Investigation of Helicopter Seat Structural Dynamics for Aircrew Vibration Mitigation. *Journal of the American Helicopter*, 2011, vol. 56, no. 1, pp. 72-78.

[11] Quynh L.V., Zhang J.R., Jiao G.W., Liu X.B., Wang Y. Vibration Analysis and Optimal Design for Cab's isolation System of Vibratory Roller. [Proceedings of the] International Conference on Manufacturing Science and Engineering, Guilin, China, Apr. 9-11, 2011. Guilin, vol. 199-200, pt. 1: Advances in Mechanical Design, pp. 936-940.

[12] Peijun X., Bill B., Ken T. Optimal mounting design for cab Vibration isolation. *International Journal of Vehicle Design*, 2011, vol. 57, no. 2-3, pp. 292-304.

[13] Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T. Modeling and multi-criteria optimization of passive seat suspension vibrating properties. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, vol. 324, no. 3-5, pp. 520-538.

[14] Doetsch G. *Anleitung zum praktischen gebrauch der Laplace-transformation und der Z-transformation*. Die dritte Ausgabe. München, Wien, Oldenbourg Publ., 1967. 256 p. (Russ. ed.: Dech G. *Rukovodstvo k prakticheskomu primeneniiu preobrazovaniia Laplasy i Z-preobrazovaniia*. Moscow, Nauka Publ., 1971. 288 p.)

[15] Korn G., Korn T. *Mathematical Handbook for scientists and engineers*. 2-nd rev. ed. New York et al., McGraw-Hill Book Company, 1968. (Russ. ed.: Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike dlia nauchnykh rabotnikov i inzhenerov*. Moscow, Nauka Publ., 1973. 832 p.)