

Научный вестник НГТУ №3(40), 2010.-Механика и материаловедение.- Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. С-89-98.

УДК 628.517.4, 539.3.

## Исследования и разработки в области вибромеханики кафедры ТМ и СМ НГТУ\*

В.Г. АТАПИН, Ю.А. МОЖАЕВ, А.И. РОДИОНОВ, А.А. РЫКОВ, Г.С. ЮРЬЕВ

В статье рассматриваются результаты научных и прикладных исследований в области вибромеханики и виброзащиты технических систем разного назначения, полученные коллективом кафедры теоретической механики и сопротивления материалов Новосибирского государственного технического университета (ТМ и СМ НГТУ) в течение последних 20 лет. Приведено объяснение эффекта роста гистерезисных потерь в модулях квазиулевого жёсткости, созданных проф. Г.С. Юрьевым. Представлена конструкция этих модулей и инженерная методика их расчета. Рассмотрена методика синтеза упругодемпфирующих характеристик нелинейной виброзащитной системы.

**Ключевые слова:** вибромеханика, виброзащита, модули квазиулевого жёсткости, эффект роста гистерезисных потерь, упругодемпфирующие характеристики нелинейной виброзащитной системы.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

В 1988 году в Новосибирском электротехническом институте (НЭТИ, в настоящее время – Новосибирский государственный технический университет (НГТУ)) по инициативе проф. Г.С. Мигиренко создается отраслевая научно-исследовательская лаборатория виброзащиты спецоборудования. Научным руководителем лаборатории назначается доцент кафедры ТМ и СМ, канд. техн. наук Г.С. Юрьев. Лаборатория вошла в состав научной школы вибромеханики НЭТИ, в основе которой лежат научные труды профессоров П.М. Алабужева, Г.С. Мигиренко, В.Ф. Хона и их учеников.

В те годы на базе рессорно-пружинных элементов были созданы и запатентованы новые конструкции [1] – модули квазиулевого жёсткости Г.С. Юрьева. Эти модули обладали высокой демпфирующей способностью при приближении значения сжимающей балку продольной силы к критической эйлеровой силе [2,3]. Уникальные возможности модулей Юрьева позволили осуществить ряд перспективных проектов в промышленности, в частности:

- 1) практически реализована на базе модуля виброзащита сидения водителя трактора (рис.1) и разработан проект по виброзащите кабины трактора в целом,
- 2) реализована защита от вибраций технологической платформы для контроля точности изготовления колец подшипника [4] (рис.2),
- 3) освоена опытно-промышленная серия виброзащитных столов и платформ грузоподъемностью 0.1...15 кН, предназначенных для установки на них прецизионного оборудования (рис.3),
- 4) практически реализованы на базе модуля виброзащитные платформы для прецизионного технологического оборудования в производстве БИС и СБИС (рис.4). (НИИ “Восток”, г. Новосибирск) [5].

На базе модулей квазиулевого жёсткости становится возможным:

- 1) осуществить эффективную виброизоляцию двигателей компрессоров, вентиляторов и др.;
- 2) обеспечить виброзащиту грузов при перевозке автомобильным и железнодорожным транспортом;

- 3) разработать новую технологию контроля качества сборки и диагностики повреждений сложных конструкций на принципе построения “механического моста”, подобного электрическому мостику Уинстона.
- 4) обеспечить виброзащиту строительных конструкций от сейсмических воздействий.



Рис.1



Рис.2



Рис.3

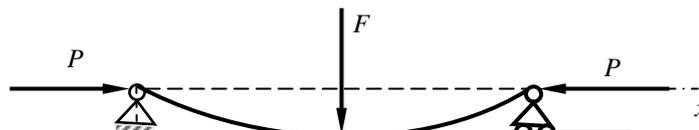


Рис.4

Имеющийся на кафедре ТМ и СМ НГТУ научный задел в области вибромеханики и создания новых образцов виброзащитной техники позволяют в перспективе успешно решать современные задачи виброизоляции, виброиспытаний, вибропрочности и виброустойчивости элементов конструкций, деталей машин и приборов.

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБЪЯСНЕНИЕ РОСТА ДИССИПАТИВНЫХ ПОТЕРЬ В МОДУЛЯХ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ

Приведем объяснение роста гистерезисных потерь и снижения собственных частот в модулях квазинулевой жесткости при приближении значений сжимающих балку сил  $P$  к критической эйлеровой силе  $P_{kr}$  [3]. На рис.5 приведена расчетная схема задачи.



Рассмотрим случай статического нагружения. Традиционно учет внутренних потерь о  $y$  действует через коэффициент поглощения  $\Psi$  [7-9]:

$$\text{Рис. 5} \quad (1)$$

где  $\Delta E$  - потери энергии в стержне за цикл нагружения;  $E$  - энергия упругой деформации. Такой способ учета внутренних потерь правомочен, когда  $\Psi$  и  $E$  не являются функциями параметра  $\alpha$ . Здесь  $\alpha = P/P_{kr}$ ,  $P_{kr}$  - критическая эйлерова сила. Однако, если хотя бы одна из этих величин является функцией  $\alpha$ , то оценку потерь энергии за цикл нагружения можно сделать по теореме о среднем

$$\Delta E(\alpha) = \langle \Psi \rangle E(\alpha) \quad (2).$$

Анализ выражений (1,2) укажет на наличие или отсутствие аномального роста потерь при  $\alpha \rightarrow 1$ . Согласно [3,9] внутренняя энергия балки равна

$$E = 2F^2 l^3 / (\pi^4 EJ) \sum_{m=0}^{\infty} ((2m+1)^2 - \alpha)^{-2} \quad (3)$$

тогда

$$\Delta E \approx K(1-\alpha)^{-2} + K \sum_{m=1}^{\infty} (16m^2(2m+1)^{-1}) \quad (4)$$

Здесь  $K = 2\langle \Psi \rangle F^2 l^3 / (\pi^4 EJ)$  и в последней сумме величина  $\alpha$  заменена на единицу, что мало влияет на результат, так как ряд является быстросходящимся. Анализ формулы (4) показывает, что при  $\alpha \rightarrow 1$  должен наблюдаться рост гистерезисных потерь, что и имеет место в эксперименте.

Рассмотрим динамический вариант решения задачи, например, в рамках модели вязкого трения [7,8,10]. При гармоническом нагружении силой  $F$ , сжатой осевыми силами  $P$ , балка эта модель приводит к следующему результату для площади петли гистерезиса:

$$S = \pi \beta_0 \omega A_0^2 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \beta_0 &= \frac{rJ}{2\rho S} (\pi/l)^4, \quad \omega_0^2 = \frac{EJ}{\rho S} (\pi/l)^4, \\ \text{Здесь} \quad A_0 &= \frac{2\pi}{m} \sin(\pi d/l) P_0 / \sqrt{(\omega_0^2(1-\alpha^2) - \omega^2)^2 + 4(\beta_0 \omega)^2}, \end{aligned}$$

Анализ формул (5) указывает на наличие роста площади петли гистерезиса, что подтверждает эффект роста диссипативных потерь.

Рассмотрим самый общий вариант решения задачи в динамике. Как известно [7,10], введение комплексного модуля упругости автоматически закладывает наличие гистерезисных потерь любой природы. Разберем эту модель.

Пусть  $E = E + i\varepsilon$ ,  $\varepsilon/E$  - мало. В этом случае уравнение поперечных колебаний стержня примет вид

$$E^* J \frac{\partial^4 y^*}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y^*}{\partial x^2} + \rho S \frac{\partial^2 y^*}{\partial t^2} = l^{-1} F^*(t) \delta(x-d) \quad (6)$$

$$\text{Здесь } y^* = \sum_{m=1}^{\infty} y_m^*(t) \sin(m\pi d/l) = y + iq, \quad y_m^* + \Omega_m^2 y_m^* = m(2\pi F^*(t) / \rho S l) \sin(m\pi d/l)$$

$$\begin{aligned} \Omega_m^2 &= (\pi/l)^4 (\rho S)^{-1} [EJ - P(m\pi/l)^{-2} + i\varepsilon J] = \\ &= m^4 \omega_0^2 \sqrt{(1 - \alpha/m^2)^2 + (\varepsilon/E)^2} \exp(i \arctg(\varepsilon / (E(1 - \alpha/m^2))) \end{aligned}$$

где  $\omega_m = \text{Re} \Omega_m$ ,  $\beta_m = \text{Im} \Omega_m$

При гармоническом возбуждении балки её добротность для каждой моды колебаний принимает вид

$$Q_m = 0.5ctg(0.5arctg(\varepsilon/(E(1-\alpha/m^2)))) . \quad (7)$$

Анализ приведенных формул показывает, что, как и в случае с вязким трением, через небольшой промежуток времени колебание балки будет протекать на своей первой форме. В этом случае ее добротность будет определяться выражением

$$Q \approx Q_1 = 0.5ctg(0.5arctg(\varepsilon/(E(1-\alpha)))) . \quad (8)$$

Анализ формулы (8) однозначно показывает, что при  $\alpha \rightarrow 1$  добротность балки будет падать. Это указывает на рост гистерезисных потерь при стремлении сжимающей силы к критическому значению.

Таким образом, наличие эффекта роста диссипативных потерь и резкого уменьшения основной собственной частоты колебания системы при стремлении значения сжимающих сил к критическому эйлерову значению считаем доказанным.

### 3. МОДУЛИ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ: КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ

Рассмотрим геометрическую и математическую модели виброизолирующего устройства. Детерминированная связь между прогибом балки и нагрузкой представлена на рис. 6.

Рассматривается упругий элемент в виде балки-рессоры (рис. 7), поперечная рабочая жесткость которой может быть снижена осевой силой сжатия, вплоть до нулевой величины, если эта сила близка к критическому эйлеровому значению для балки. С целью снижения конструкционного трения в опорах и указанного влияния на жесткость балки сама балка 1 выполнена заодно с опорной рамкой 2, образуя замкнутую систему - упругий модуль. При сборке он закрепляется в корпусе 3 с помощью опор 4 различной высоты, удерживающих рамку в изогнутом состоянии. Это сокращает расстояние между опорами балки, и при нагружении её силой  $Q$  в ней возникает распорное усилие сжатия.

Чтобы определить размеры модуля и требуемые характеристики, т.е. решить задачу синтеза параметров модуля, построим его математическую модель. Ограничимся симметричной конструкцией модуля. На рис. 7 приведена расчетная схема, где  $M$ , как и сила  $P$ , отображает взаимодействие балки и рамки. Считая

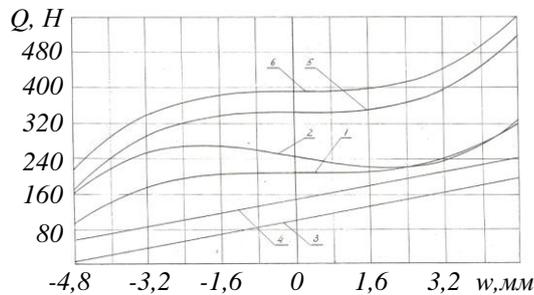


Рис. 6

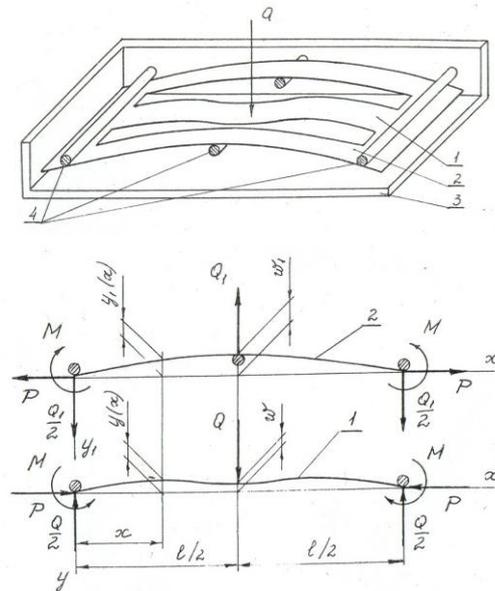


Рис. 7

перемещения малыми, а элементы модуля упругими, получим систему уравнений (9) и (10), описывающих произвольно – деформированное состояние устройства:

$$EIy'' = -Py - Qx/2 + M, \quad (9)$$

$$EIy_1'' = Py_1 + Q_1x/2 - M, \quad (10)$$

где  $EI$  – изгибная жесткость балки и рамки, принятая одинаковой и постоянной по длине. Индексом “1” обозначены все величины для рамки.

Используем условие совместности – равенства возможных перемещений концов балки и рамки в осевом направлении. Тогда получим

$$\int_0^{l/2} (y_1')^2 dx - Pl/ES = \int_0^{l/2} (y')^2 dx + Pl/ES. \quad (11)$$

Здесь  $S$  – площадь поперечного сечения балки (рамки),  $E$  – модуль её упругости.

Из (11) видно, что сила  $P$  зависит от деформации балки и рамки

$$P = P \left[ \int_0^{l/2} (y')^2 dx, \int_0^{l/2} (y_1')^2 dx \right],$$

поэтому уравнения (9) и (10) являются интегро-дифференциальными. Их решение было получено по алгоритмам монографии [12].

$$y = \frac{Q}{2P} \left[ \frac{\sin \theta x}{\theta \cos(\theta/2)} - x \right] - \frac{M}{P} \left[ \frac{\cos(x-l/2)\theta}{\cos(\theta/2)} - 1 \right] \quad (12)$$

$$y_1 = \frac{Q_1}{2P} \left[ \frac{\operatorname{sh} \theta x}{\theta \operatorname{ch}(\theta/2)} - x \right] + \frac{M}{P} \left[ 1 - \frac{\operatorname{ch}(l/2-x)\theta}{\operatorname{ch}(\theta/2)} \right], \quad (13)$$

Здесь  $\theta = (P/EI)^{1/2}$

Используем также условие совместности угловой деформации балки и рамки в месте их соединения

$$y'(0) = y_1'(0) \quad (14)$$

$$1 - 1/\cos U - (1 - 1/\operatorname{ch} U) Q_1/Q + 2U_0(\operatorname{th} U + \operatorname{tg} U) = 0 \quad (15)$$

Здесь, помимо параметра  $U = \theta \cdot l/2$  введён параметр  $U_0 = \theta M/Q$ , связывающий все нагрузки и изгибную жесткость балки. Это позволяет придать полученным выражениям безразмерную форму.

Вычислим номинальное значение параметра  $U$ , для чего определим его зависимость от номинальной жесткости балки модуля. Малое перемещение балки при силе  $P$ , близкой к экстремальному значению, согласно (12) равно

$$\Delta w = \Delta Q(\operatorname{tg} U - U)/2P\theta - \Delta M(1/\cos U - 1)/P \quad (16)$$

В этом случае  $P$ , так же как  $\theta$  и  $U$  можно считать постоянными. Заметим, что форма нейтральной линии рамки  $y_1(x)$  зависит от величины  $\Delta w$ , но при этом прогиб рамки при  $x = l/2$  (т.е. на средней опоре) сохранится:  $\Delta w_1 = 0$ . Последнее условие и (13) позволяют представить отношение коэффициентов жесткости балки модуля  $K_p$  и  $K$  при наличии или отсутствии силы  $P$  выражением, содержащим только  $U$ :

$$\frac{K_p}{K} = \psi(U) = \frac{2U^3}{15} \left[ \operatorname{tg} U - U - \frac{(1/\cos U - 1)^2}{\frac{(1/\operatorname{ch} U - 1)^2}{\operatorname{tg} U - U} + \operatorname{tg} U + \operatorname{th} U} \right]^{-1} \quad (17)$$

Величину  $K$  можно найти, интегрируя уравнения (9) и (10) при  $P=0$  и  $w_1 = 0$ , с использованием условия совместности угловой деформации балки и рамки  $y'(0) = y_1'(0)$ :

$$K = 120EI/l^3 \quad (18)$$

Зависимость между отношением  $K_P/K$  и  $U^2$  согласно (17) близка к линейной. Следовательно, с помощью продольной силы  $P$  можно придать балке модуля любую жесткость в диапазоне от 1 до 0, а так же и отрицательную.

Вычислив  $U$ , находим номинальное значение параметра  $U_0$  из (12):

$$U_0 = (\operatorname{tg}U - U) / 2(1/\cos U - 1) \quad (19)$$

Для определения параметров модуля используем также условие прочности модуля. Максимальные напряжения определяются в балке и рамке как сумма составляющих напряжений от продольной силы  $P$  и изгибающего момента  $M(x)$

$$\sigma = P/S + M/W, \quad (20)$$

где  $W$  – момент сопротивления сечения балки. Относительная координата сечения с наибольшим напряжением может быть найдена путем исследования изгибающего момента на максимум. Для балки эта координата определяется выражением:

$$\cos \theta_M (1 - 2U_0 \sin U) / \cos U + 2U_0 \sin \theta_M = 0, \quad (21)$$

а для рамки – максимальный изгибающий момент и опасное сечение находятся посередине балки.

Задаваясь величиной максимального напряжения балки шириной ее сечения и номинальной нагрузкой  $Q_H$ , с помощью выражений (12-14,16,20,21) можно вычислить основные конструктивные размеры модуля и номинальные нагрузки  $P$  и  $M$ .

Определим также технологический прогиб рамки  $w_I$ , необходимый для настройки модуля на заданную жесткость и проверки максимальных напряжений в рамке. Характеристика восстанавливающих сил балки модуля  $Q(w)$  определяется из (16) (символ  $\Delta$  опускается). Она зависит также от деформации рамки (13) и условий совместности (11) (15) балки и рамки. Выразим прогиб рамки  $w_I$  при  $x=l/2$ , аналогично (16). В (11) выполним интегрирование с учетом (12) и (13). Полученные таким образом четыре уравнения содержат следующие переменные:  $Q, Q_I, U, U_0, w_I$ . Величину  $w_I$  для каждой характеристик считаем заданной постоянной.

Примеры характеристик  $Q(w)$  приведены на рис. 6. Здесь кривые 1, 2 соответствуют нулевой и отрицательной жесткости балки в номинальной режиме (ширина и высота сечения балки 35,7 и 3,9 мм, длина – 426 мм, материал – сталь марки 65Г).

Существенное снижение жесткости балки за счет использования продольных сил имеет место лишь в области номинальной нагрузки  $Q$  (рис. 6). Изменение последней, например, в случае переменной массы защищаемого объекта или его положения в пространстве приводит к дополнительному прогибу балки, увеличению ее жесткости и снижению эффективности виброзащиты. Поэтому, в устройствах с существенным изменением нагрузки  $Q$  балку модуля можно соединить параллельно с обычной пружиной, имеющей линейную характеристику и минимальное демпфирование. Если суммарная жесткость такой системы должна быть близка к нулю, то согласно (17):

$$K_P + K_{II} = K[\psi(U)] + K_{II} \geq 0$$

где  $K_{II}$  – жесткость пружины. Отсюда –  $K_{II} \geq -K[\psi(U)]$ , где параметр  $U$  должен соответствовать отрицательным значениям жесткости балки.

Регулирование несущей способности системы «модуль-пружина» обеспечивается изменением натяжения пружины, что не влияет на суммарную жесткость упругого устройства.

Расчет характеристик балки с пружиной иллюстрируется на рис. 6. Здесь представлены характеристики пружины с различным натяжением (линии 3, 4).

Последние в сочетании с кривой 2 образуют характеристики системы 5, 6 с нулевой жесткостью в номинальном режиме (при  $w=0$ ) и соответствующим изменением несущей способности  $Q$ .

Описанная модель и полученные расчетные характеристики были проверены экспериментально.

Отношение амплитуд виброускорений защищаемого объекта и источника возбуждения при гармонической вибрации (коэффициент передачи) в диапазоне частот 10 – 600 Гц составляет в среднем  $1,5 \times 10^{-3}$  при ускорении на входе около  $10 \text{ м/с}^2$ . При малых значениях последнего, порядка  $10^{-2} \text{ м/с}^2$ , характерных для условия работы прецизионного оборудования, коэффициент передачи составляет  $10^{-2}$ . Расчетные характеристики модульного подвеса практически совпадают с экспериментальными, в том числе при наличии пружин регулирования несущей способности.

#### 4. СИНТЕЗ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕЛИНЕЙНОЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Для повышения эффективности защиты объекта от вибрации жесткость упругой подвески должна стать минимальной, но не допускающей больших перемещений. Поэтому зависимость упругой силы подвески от перемещения должна быть существенно нелинейной.

Основными параметрами, характеризующими виброзащитную систему при кинематическом воздействии, являются коэффициент виброизоляции  $K_r$  (отношение абсолютного ускорения объекта к максимальному ускорению основания) и коэффициент эффективности  $K_\varepsilon$  (отношение относительной амплитуды колебаний объекта к амплитуде основания).

Задача о синтезе упругодемпфирующих характеристик нелинейной виброзащитной системы математически решается как обратная задача. Здесь по заданным максимальным значениям коэффициентов виброизоляции и эффективности требуется определить коэффициент вязкого трения и характеристику упругой силы. В данной статье ограничиваемся случаем представления упругой силы полиномом нечетной степени. Рассмотрим нелинейный осциллятор, движение которого описывается дифференциальным уравнением

$$M\ddot{X} + F_y(X) + b\dot{X} - Mg = F(t), \quad (22)$$

где  $M$  – масса объекта,  $b$  – коэффициент вязкого трения,  $F(t)$  – возмущающее воздействие,  $F_y(X)$  – характеристика упругой силы, нелинейно зависящая от перемещения  $X$ . При аппроксимации характеристики упругой силы, как правило, достаточно ограничиться полиномом 3-й степени. Тогда

$$F_y(X) = c_1(X + \lambda_{cm}) + c_3X^3 + c_0. \quad (23)$$

Запишем уравнение (22) с учетом (23) в безразмерном виде

$$\ddot{Z} + a_{11}Z + a_{33}Z^3 + 2N\dot{Z} = Aep\Omega^2 \sin(\Omega\tau + \varphi). \quad (24)$$

$$\text{Здесь } Z = \frac{X}{A_p}, \quad a_{11} = \frac{c_1}{M\omega_p^2}, \quad a_{33} = \frac{c_3A_p^2}{M\omega_p^2}, \quad N = \frac{b}{2M\omega_p}, \quad \Omega = \omega/\omega_p, \quad \tau = \omega_p t,$$

$\omega_p$  – частота, при которой достигается максимальная амплитуда  $A_p$

вынужденных колебаний,  $A_{ep} = A_e / A_p$ .

Выразим частоту  $\Omega$  как функцию амплитуды  $\tilde{A}$  из выражения АЧХ для уравнения (24)

$$\Omega_{1,2}^2 = \tilde{A}^2 \frac{S - 2N^2}{\tilde{A}^2 - A_{ep}^2} \pm \tilde{A} \sqrt{\frac{4N^2 \tilde{A}^2 (N^2 - S) + S^2 A_{ep}^2}{\tilde{A}^2 - A_{ep}^2}}. \quad (25)$$

Учитывая, что максимальная амплитуда  $\tilde{A}_p = 1$  достигается при частоте  $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega_p = 1$ , из (25) найдем

$$N^2 = (K_{эп}^2 (S_p - 1) + 1) / (2K_{эп}^2), \quad S_p = \sqrt{(K_{эп}^2 - 1) / K_{эп}}, \quad (26)$$

где  $S = a_{11} + 0.75a_{33}\tilde{A}^2$ , и величины с индексом "p" есть соответствующие значения при  $\tilde{A}_p = 1, \Omega_p = 1$ .

Коэффициент  $c_1$  упругой характеристики (23) зададим из условия, когда колебание объекта около положения равновесия  $Z = 0$  происходит с заданной частотой  $\omega_0$ . Тогда  $a_{11} = \omega_0^2 / \omega_p^2$ .

Заметим, что при аппроксимации упругой характеристики полиномом 3-й степени после определения  $S_p$ , однозначно находится коэффициент упругой характеристики  $a_{33}$

$$a_{33} = 1.3332(S_p - a_{11})$$

Зная коэффициенты упругой характеристики  $a_{11}, a_{22}$  и демпфирования  $N$ , по формуле

$$K_r = \sqrt{((S^2 + 4N^2\Omega^2) / ((S - \Omega^2)^2 + 4N^2\Omega^2))}$$

можно рассчитать зависимость коэффициента виброизоляции  $K_r$  от частоты

$\Omega$ , а значит и найти максимальное его значение  $K_{rp}$  и частоту  $\nu^*$ , на которой достигается этот максимум. Синтез параметров виброзащитной системы при кубической аппроксимации упругой характеристики удобно представить графически (Рис.8).

На этом рисунке обозначены как  $f = \nu_p / \nu_0$  и  $f^* = \nu^* / \nu_p$ . Пусть, как вариант синтеза характеристики реальной подвески, заданы следующие величины:  $K_{rp} = 1.6$  при  $\nu^* = 1.11 \Gamma\text{ц}$ ,  $K_{эп} = 1.4$ ,  $A_e = 2 \text{ см}$ ,

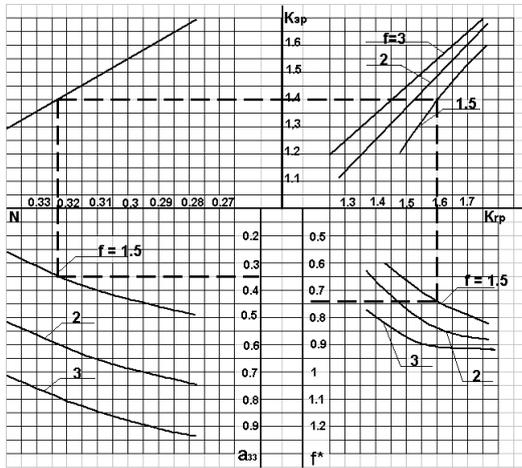


Рис.8

$M = 120$  кг. Тогда, используя Рис.8 по пунктирной линии, находим  $c_1 = 4.728$  кГ/см,  $c_3 = 0.475$  кГ/см,  $b = 0.73$  кГс/см.

Для оценки погрешности вычисления параметров виброзащитной системы дифференциальное уравнение (24) решалось методом Рунге-Кутты. В результате расчета получили:  $K_{rp} = 1.649$  при  $\nu^* = 1.11 \Gamma\text{ц}$ , и  $K_{эп} = 1.43$  при  $\nu_p = 1.5 \Gamma\text{ц}$ . Таким образом, погрешность вычисления  $K_{эп}$  составила 2%, а  $K_{rp}$  - 3%.

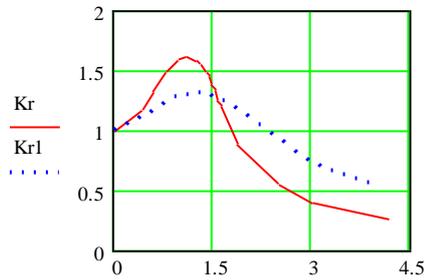


Рис. 9

Приведенный пример можно отнести к синтезу параметров виброзащитного кресла. В связи с этим представляет интерес исследовать поведение коэффициента  $K_{rp}$  при варьировании массы  $M$  и  $\nu$  защищаемого объекта.

На Рис.9 приведены зависимости коэффициентов виброизоляции  $K_r$  при  $M=120$  и  $60$  кг для полученных  $c_1, c_3, b$ . При уменьшении массы  $M$  пик коэффициента виброизоляции

уменьшился и сдвинулся вправо с  $\nu^* = 1.11$  Гц до  $\nu^* = 1.23$  Гц.

С целью получения гаммы упругих характеристик, обеспечивающих заданные коэффициенты виброизоляции и эффективности, рассмотрим синтез параметров системы при аппроксимации упругой характеристики полиномом 5-ой степени

$$F_y(Z) = a_{11}Z + a_{33}Z^3 + a_{55}Z^5 \quad (26)$$

Коэффициент демпфирования  $N$  и величину  $S_p$  найдем на основе формул (26), задавшись максимальным значением коэффициента эффективности  $K_{sp}$ . Остается определить коэффициенты упругой характеристики  $a_{33}, a_{55}$ . При данной аппроксимации упругой характеристики выражением

$$S_p = a_{11} + 0.75a_{33} + 0.625a_{55}$$

Закрывающее уравнение для нахождения коэффициентов получим из условия, что при  $\nu > \nu_p$  должны отсутствовать дополнительные резонансные ветви.

Математически это условие заключается в том, чтобы скелетная кривая

$$\Omega^2 = S = a_{11} + 0.75a_{33}\tilde{A}^2 + 0.625a_{55}\tilde{A}^4$$

пересекалась с предельной прямой  $\tilde{A} = A_{ep}\Omega/(2N)$  не более одного раза. Отсюда для искомого коэффициента  $a_{33}$  получаем допустимые диапазоны изменения

$$\frac{S_p - a_{11}}{0.75} < a_{33} \leq \frac{4N^2}{A_{ep}^2 \cdot 0.75} \quad \text{и} \quad a_{33} > \frac{4N^2}{A_{ep}^2 \cdot 0.75}$$

В первом случае скелетная кривая получается "жесткой", а во втором - "мягкой".

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Имеющийся научный и инженерный задел в области создания и исследования систем вибротехники и виброзащиты на кафедре ТМ и СМ НГТУ, разработанное нами оборудование и изделия позволяют в перспективе успешно решать современные задачи вибромеханики конструкций, деталей машин и приборов военного, промышленного, медицинского и иного назначений.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] А.с. №1364790 (СССР). Виброизолятор /Юрьев Г.С.- Оpubл. в Б.И. 1988. - №1,

- Пат. 1155803 РФ, МКИ6 F16F 13/00; F16F 3/02. Амортизатор./ Г.С. Юрьев // Изобретения. -1993, и др.
- [2] **Юрьев Г.С.** Состояние совершенной неупругости твердого тела / Г.С. Юрьев // Изв. СО АН СССР– 1988.: сер. техн. науки. - № 11. – С.101-105.
- [3] **Родионов А.И.** Об аномальном росте гистерезисных потерь в продольно-сжатых элементах стержневых виброизоляторов при стремлении сжимающих к критическому значению. / А.И.Родионов, Г.С.Юрьев // Вопросы динамики механических систем: сб.науч. тр. / Новосибир. эл.-тех. ин-т; отв.ред. Г.С. Мигиренко.– Новосибирск: Изд-во НЭТИ, 1989. – С.107-112.
- [4] Пат. 2093730 РФ, МКИ6 F16F 13/00. Виброзащитная платформа / Г.С. Юрьев // Изобретения. - 1992.
- [5] **Юрьев, Г. С.** Виброзащитные устройства для прецизионного технологического оборудования в производстве БИС и СБИС / Г.С. Юрьев, Б.К. Бахтерев, В.И. Лазарев // Электронная промышленность. – 1990. - № 5. – С.33-36.
- [6] **Постников В.С.** Внутреннее трение в металлах: монография / В.С. Постников – М.: Металлургия, 1974. – 352 с.
- [7] **Шпигельбурд И.Я.** Некоторые вопросы учета внутреннего трения в материале при колебаниях элементов конструкций: учеб. пособие / И.Я. Шпигельбурд; Новосиб. электро-техн. ин-т. - Новосибирск: Изд-во НЭТИ, 1970. - 39 с.
- [8] **Тимошенко С.П.** Статические и динамические проблемы теории упругости: монография / С.П.Тимошенко – Киев: Наукова думка, 1975. – 564 с.
- [9] Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1978. – Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. – 1978. – 352 с.
- [10] **Безызвестных О.В., Цесарский И.Б., Юрьев Г.С.** Исследование работы вибратора с жидкостным фильтром. - В кн.: Методы, средства и метрологическое обеспечение испытаний изделий. М., МДТП, 1985.
- [11] **Свешников В.К., Усов А.А.** Станочные гидроприводы: Справочник.- М.: Машиностроение, 1985 г.
- [12] **Вольтерра В.** Теория функционалов, интегральных и интегро-дифференциальных уравнений. – М.: Наука, 1982, с. 304.

*Атапин Владимир Григорьевич*, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой ТМ и СМ НГТУ. Основное направление научных исследований – механика деформируемого твердого тела. Имеет более 90 публикаций, в том числе два учебника.

*Можжаев Юрий Артёмович*, магистр техники и технологии по направлению “Прикладная механика”. Основное направление научных исследований – механика деформируемого твердого тела, прикладная механика. Имеет 10 публикаций и патент

*Родионов Андрей Иванович*, кандидат физико-математических наук, доцент, член-корреспондент МСА, член ПАНИ. Основные направления научных исследований – теоретическая и прикладная механика, механика деформируемого твердого тела, физика. Имеет более 150 публикаций и А.С., один патент. Три учебных пособия.

*Рыков Анатолий Аркадьевич*, кандидат технических наук, доцент. Основные направления научных исследований – прикладная механика. Имеет более 60 публикаций, в том числе монографию и два учебных пособия.

*Юрьев Геннадий Сергеевич*, доктор технических наук, профессор, член-корреспондент МСА. Основные направления научных исследований – прикладная механика, механика деформируемого твердого тела, вибромеханика. Имеет более 120 публикаций.

© В.Г. Атапин, Ю.А. Можжаев, А.И. Родионов, А.А. Родионов, Г.С. Юрьев, 2010

**Researches and workings out in area vibromechanics chair TM and SM NSTU.  
V.G. Atapin, Yu.A. Mozhaev, A.I. Rodionov, A.A. Rykov, G.S. Yuryev**

In article it is told about available both new workings out and researches of chair of theoretical mechanics and strength of materials of Novosibirsk state technical university (TM and SM NSTU) in area vibromechanics, vibroprotection technical systems of different function. The explanation of effect of growth hysteresis losses in the modules of quasizero rigidity created by prof. G.S. Yuryev is resulted. The engineering design procedure and design of these modules are described. The synthesis technique characteristics nonlinear vibroprotector systems is resulted.

**Keywords:** vibromechanics, vibroprotection, modules of quasizero rigidity, effect of growth hysteresis losses, characteristics of nonlinear vibroprotector systems

1-11

УДК

628.517.4, 539.3.

## **Исследования и разработки в области вибромеханики кафедры ТМ и СМ НГТУ**

Атапин Владимир Григорьевич, Можаяв Юрий Артемович, Родионов Андрей Иванович, Рыков Анатолий Аркадьевич, Юрьев Геннадий Сергеевич

*Новосибирский государственный технический университет, 630092, г. Новосибирск, пр-кт Карла Маркса, 20*

### **Аннотация**

В статье рассматриваются результаты научных и прикладных исследований в области вибромеханики и виброзащиты технических систем разного назначения, полученные коллективом кафедры теоретической механики и сопротивления материалов Новосибирского государственного технического университета (ТМ и СМ НГТУ) в течение последних 20 лет. Приведено объяснение эффекта роста гистерезисных потерь в модулях квазиулевого жёсткости, созданных проф. Г.С. Юрьевым. Представлена конструкция этих модулей и инженерная методика их расчета. Рассмотрена методика синтеза упругодемпфирующих характеристик нелинейной виброзащитной системы.

### **Ключевые слова**

вибромеханика, виброзащита, модули квазиулевого жесткости, эффект роста гистерезисных потерь, упругодемпфирующие характеристики нелинейной виброзащитной системы.

### **Литература**

[1] А.с. №1364790 (СССР). Виброизолятор /Юрьев Г.С.- Опувл. в Б.И. 1988. - №1, Пат. 1155803 РФ, МКИ6 F16F 13/00; F16F 3/02. Амортизатор./ Г.С. Юрьев // Изобретения. -1993, и др.

[2] Юрьев Г.С. Состояние совершенной неупругости твердого тела / Г.С. Юрьев // Изв. СО АН СССР– 1988.: сер. техн. науки. - № 11. – С.101-105.

[3] **Родионов А.И.** Об аномальном росте гистерезисных потерь в продольно-сжатых элементах стержневых виброизоляторов при стремлении сжимающих сил к критическому значению. / А.И.Родионов, Г.С.Юрьев // Вопросы динамики механических систем: сб.науч. тр. / Новосиб. эл.-тех. ин-т; отв.ред. Г.С. Мигиренко.– Новосибирск: Изд-во НЭТИ, 1989. – С.107-112.

[4] Пат. 2093730 РФ, МКИ6 F16F 13/00. Виброзащитная платформа / Г.С. Юрьев // Изобретения. - 1992.

[5] **Юрьев, Г. С.** Виброзащитные устройства для прецизионного технологического оборудования в производстве БИС и СБИС / Г.С. Юрьев, Б.К. Бахтерев, В.И. Лазарев // Электронная промышленность. – 1990. - № 5. – С.33-36.

[6] **Постников В.С.** Внутреннее трение в металлах: монография / В.С. Постников – М.: Металлургия, 1974. – 352 с.

[7] **Шпигельбурд И.Я.** Некоторые вопросы учета внутреннего трения в материале при колебаниях элементов конструкций: учеб. пособие / И.Я. Шпигельбурд; Новосиб. электротехн. ин-т. - Новосибирск: Изд-во НЭТИ, 1970. - 39 с.

[8] **Тимошенко С.П.** Статические и динамические проблемы теории упругости: монография / С.П.Тимошенко – Киев: Наукова думка, 1975. – 564 с.

[9] Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1978. – Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. – 1978. – 352 с.

[10] **Безызвестных О.В., Цесарский И.Б., Юрьев Г.С.** Исследование работы вибратора с жидкостным фильтром. - В кн.: Методы, средства и метрологическое обеспечение испытаний изделий. М., МДТП, 1985.

[11] **Свешников В.К., Усов А.А.** Станочные гидроприводы: Справочник.- М.: Машиностроение, 1985 г.

[12] **Вольтерра В.** Теория функционалов, интегральных и интегро-дифференциальных уравнений. – М.: Наука, 1982, с. 304.

## **Researches and workings out in area vibromechanics chair TM and SM NSTU**

V.G. Atapin, Yu.A. Mozhaev, A.I. Rodionov, A.A. Rykov, G.S. Yuryev

In article it is told about available both new workings out and researches of chair of theoretical mechanics and strength of materials of Novosibirsk state technical university (TM and SM NSTU) in area vibromechanics, vibroprotection technical systems of different function.

The explanation of effect of growth hysteresis losses in the modules of quasizero rigidity created by prof. G.S. Yuryev is resulted. The engineering design procedure and design of these modules are described. The synthesis technique characteristics nonlinear vibroprotector systems is resulted.

**Key words:**

vibromechanics, vibroprotection, modules of quasizero rigidity, effect of growth hysteresis losses, characteristics of nonlinear vibroprotector systems