

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ С ПАРАМЕТРИЧЕСКИМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ

Р. БАРАУСКАС

Доктор-хабиль, проф. кафедры приборостроения в Каунаском технологическом университете, Литва, 3006, Каунас, ул. Мицкявичяус 37, тел. 20-47-96.

В. ПАКЕНАС

Доктор, доцент кафедры общей электротехники в Каунаском технологическом университете, Литва, 3006, Каунас, ул. Мицкявичяус 37, тел. 20-75-88.

Б. СТУЛЬПИНАС

Доктор, старший научный сотрудник в научном центре „Вибротехника“ при Каунаском технологическом университете, Литва, 3006, Каунас, ул. Мицкявичяус 11, тел. 20-85-63.

Теоретически исследованы двухмассовая виброзащитная система с изменяемой жесткостью подвески виброактивного объекта и четырехмассовая виброзащитная система с параметрически возбуждаемыми динамическими гасителями. Показано, что, для двухмассовой виброзащитной системы изменением по низкочастотному гармоническому закону жесткости подвески виброактивного объекта, можно достичь виброизолирующего эффекта, проявляющегося как уменьшением амплитуд, так и существенным изменением спектрального состава колебаний. Для четырехмассовой системы изменение по низкочастотному гармоническому закону жесткостей подвесок динамических гасителей перераспределяет энергию колебаний по частотному диапазону и снижает амплитуду основной гармоники силы реакции. Результаты могут быть использованы при проектировании виброзащитных систем.

Teoriškai ištirtos dvimasis vibroapsaugos sistema su keičiamu vibroaktyvaus objekto pakabos standumu ir keturmasis vibroapsaugos sistema su parametriškai sužadinamais dinaminiais slopintuvais. Parodyta, kad, keičiant vibroaktyvaus objekto pakabos stangrumą žemu dažniu pagal harmoninį dėsnį, dvimasis vibroapsaugos sistemoje gaunamas vibroizoliacinis efektas, pasireiškiantis tiek virpesių amplitudės sumažėjimu, tiek esminių virpesių spektrinės sudėties pokyčiu. Keturmasėi sistemai dinaminių slopintuvų pakabų standumų keitimas žemu dažniu pagal harmoninį dėsnį perskirsto virpesių energiją dažnių diapazone ir sumažina reakcijos pagrindinės harmonikos amplitudę. Rezultatai gali būti panaudoti projektuojant vibroapsaugos sistemas.

The numerical analysis of a two mass vibration isolation system with elastic links and of a four mass system with parametrically excited dynamic dampers has been carried out. It has been shown that the stiffness variation of one of the springs according to the sine law gives off some vibration isolation effect obtained as an amplitude decrease and a considerable change in the vibration spectrum. In the case of the four mass system the low frequency sinusoidal stiffness variation redistributes the vibration energy throughout the frequency range and reduces the amplitude of the main harmonic component of a reaction force. The results can be employed in the vibration isolation system design.

В современной технике наметилась тенденция к снижению жесткости подвески оборудования. В связи с этим возникла задача снижения низкочастотных и особенно резонансных колебаний в системах виброизоляции. Кроме того, в низкочастотной области расположены резонансные частоты тела человека и отдельных его органов, что обуславливает опасное резонансное воздействие данного типа колебаний на организм человека [1]. Существующие методы уменьшения амплитуды резонансных колебаний механических систем не всегда оказываются эффективными в тех случаях, когда частота возмущающей силы заранее неизвестна или может меняться в процессе работы. В таких случаях для гашения колебаний часто пользуются изменением параметров, вводя обратные связи между изменением параметра и скоростями или ускорениями элементов системы. Однако снижение уровня резонансных колебаний может быть достигнуто и без усложнений, связанных с введением обратной связи. Такой результат можно получить, меняя параметры одномассовой системы, например, меняя жесткость по низкочастотному гармоническому закону [2]. Кроме того, это приводит к существенному изменению гармонического состава колебаний, а широкополосный или полигармонический процесс в общем случае оказывает на организм человека менее вредное воздействие, чем звук (вибрация) чистого тона, при их одинаковой интегральной мощности [3]. Это означает, что виброзащитная система перераспределяющая энергию гармонических колебаний по частотному диапазону, также эффективна, как и система обеспечивающая снижение энергии этих колебаний. Кроме того, применение систем такого рода для виброзащиты оборудования устанавливаемого на подвижных объектах, снижает информативность виброакустического поля, так как уменьшает в гармоническом спектре силы реакции величину составляющей на частоте возмущения по сравнению с другими составляющими этого спектра.

В настоящей работе исследована двухмассовая динамическая модель параметрической виброзащитной системы, которая по сравнению с вышеупомянутой одномассовой системой, более точно соответствует реальным объектам. Примером такого объекта может служить упруго подвешенный механизм с регулируемой жесткостью подвески, который устанавливается на основании, присоединенном через упругие элементы к виброизолируемой конструкции. Кроме того, исследована динамическая модель параметрической виброзащитной системы, в которой с целью повышения виброизолирующего эффекта и искажения спектра виброакустического поля введены два динамических гасителя с регулируемой жесткостью подвески.

В теоретических исследованиях виброзащитной системы с изменяемой по низкочастотному гармоническому закону жесткости подвески виброактивного объекта за основу принята двухмассовая динамическая модель, как более точно соответствующая реальным системам, где упруго подвешенный механизм с регулируемой жесткостью подвески устанавливается на основании, присоединенном через упругие элементы к виброизолируемой конструкции.

Динамическая модель исследуемой двухмассовой виброзащитной системы с параметрическим возбуждением (рис. 1) описывается матричным уравнением

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + K(t)U = R(t), \quad (1)$$

где

$$M = \begin{vmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{vmatrix}; \quad C = \begin{vmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{vmatrix}; \quad U = \begin{vmatrix} u_1 \\ u_2 \end{vmatrix};$$

$$K(t) = \begin{vmatrix} k_1 + k_2 + \gamma k_3 \cos \Omega t & -k_2 - \gamma k_3 \cos \Omega t \\ -k_2 - \gamma k_3 \cos \Omega t & k_2 + \gamma k_3 \cos \Omega t \end{vmatrix};$$

$$R(t) = \begin{vmatrix} 0 \\ F \cos pt \end{vmatrix};$$

m_1, m_2 — массы виброзащитной системы; c_1, c_2 — коэффициенты вязкого трения; k_1, k_2, k_3 — коэффициенты жесткости пружин; u_1, u_2 — перемещения масс; F — амплитудное значение возбуждающей силы; γ — коэффициент глубины параметрического возбуждения; Ω — угловая частота параметрического возбуждения; p — угловая частота силового возбуждения.

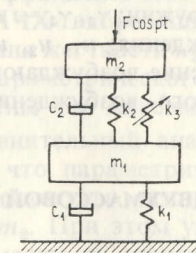


Рис. 1 Динамическая модель двухмассовой виброзащитной системы

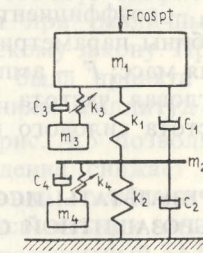


Рис. 2 Динамическая модель четырехмассовой виброзащитной системы

Основной целью использования виброзащитной системы с параметрически возбуждаемыми динамическими гасителями является снижение информативности виброакустического поля, то есть „размывание“ по частотному диапазону колебательной энер-

гии передаваемой на основание. Для достижения этой цели жесткости подвесок двух динамических гасителей изменяется по низкочастотному гармоническому закону [4]. Динамическая модель исследуемой четырехмассовой системы (рис. 2) описывается матричным уравнением (1), где

$$M = \begin{vmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{vmatrix}; \quad C = \begin{vmatrix} c_1 + c_2 & -c_1 & -c_3 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 + c_4 & 0 & -c_4 \\ -c_3 & 0 & c_3 & 0 \\ 0 & -c_4 & 0 & c_4 \end{vmatrix};$$

$$K(t) = \begin{vmatrix} k_1 + k_3(1 + \gamma_3 \sin \Omega t) & & & \\ & k_1 + k_2 + k_4(1 + \gamma_4 \sin \Omega t) & & \\ & & \text{симметрично} & \\ & & & -k_3(1 + \gamma_3 \sin \Omega t) & 0 \\ & & & 0 & -k_4(1 + \gamma_4 \sin \Omega t) \\ & & & k_3(1 + \gamma_3 \sin \Omega t) & 0 \\ & & & & k_4(1 + \gamma_4 \sin \Omega t) \end{vmatrix};$$

$$U = \begin{vmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{vmatrix}; \quad R(t) = \begin{vmatrix} -F \cos pt \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix};$$

m_1, m_2 — массы виброзащитной системы; m_3, m_4 — массы динамических гасителей; c_1, c_2, c_3, c_4 — коэффициенты вязкого трения; k_1, k_2, k_3, k_4 — коэффициенты жесткости пружин; γ_3, γ_4 — коэффициенты глубины параметрического возбуждения; u_1, u_2, u_3, u_4 — перемещения масс; F — амплитудное значение возбуждающей силы; Ω — угловая частота параметрического возбуждения; p — угловая частота силового возбуждения.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХМАССОВОЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ

Исследование движения системы осуществлено численно интегрируя матричное уравнение движения (1). Анализируя полученные временные законы колебаний, определены зависимости амплитуд и спектрального состава колебаний элементов системы от частоты параметрического возбуждения Ω , величин коэффициентов вязкого трения c_2 и глубины параметрического возбуждения γ , а также определено влияние на колебания системы формы

сигнала меняющего жесткость k_3 . Постоянные параметры имели следующие значения: $m_1 = 50$ кг; $m_2 = 29$ кг; $c_1 = 20$ кг/с; $k_1 = 200\,000$ Н/м; $k_2 = 37\,000$ Н/м; $k_3 = 16\,000$ Н/м; $F = 4,524$ Н. При таких параметрах собственные частоты системы соответственно равны $\omega_{01}/2\pi = 5,09$ Гц, $\omega_{02}/2\pi = 11,20$ Гц.

Особый интерес представляет случай, когда частота силового воздействия p близка к первой собственной частоте системы, а частота параметрического возбуждения Ω значительно меньше нее, поскольку при таком соотношении частот получается наибольший виброизолирующий эффект.

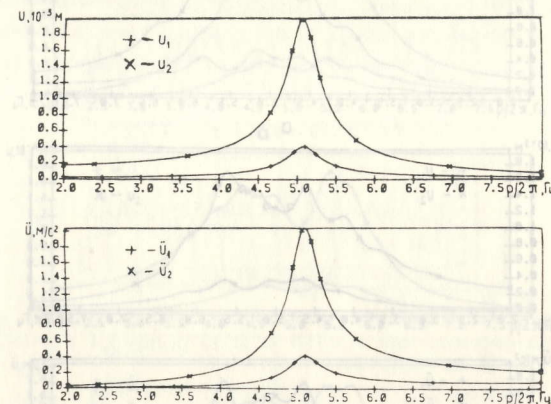


Рис. 3 АЧХ двухмассовой виброзащитной системы без параметрического возбуждения при коэффициенте вязкого трения $c_2 = 110$ кг/с

На рис. 3 приведена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) исследуемой системы без параметрического возбуждения при коэффициенте вязкого трения $c_2 = 110$ кг/с. На рис. 4, 5 приведены АЧХ виброзащитной системы при различных частотах изменения жесткости k_3 по гармоническому закону. При этом глубина параметрического возбуждения была принята $\gamma = 1$. АЧХ построены по максимальным значениям амплитуд колебаний.

Сравнительный анализ АЧХ на рис. 4, 5 позволяет сделать вывод, что параметрическое возбуждение снижает максимальные амплитуды резонансных колебаний, особенно амплитуду массы m_2 . При этом уменьшение максимальных амплитуд колебаний массы m_1 незначительное. Виброзащитный эффект наблюдается в основном в диапазоне $(\omega_{01} - \Omega/2; \omega_{01} + \Omega/2)$. Вне этого диапазона предельные значения амплитуд колебаний и виброускорений превышают амплитуды вынужденных колебаний в системе без параметрического возбуждения. Таким образом, анализ АЧХ показывает, что наибольший виброзащитный эффект получается при частоте параметрического возбуждения $\Omega/2\pi = 0,41 - 0,35$ Гц ($c_2 = 110$ кг/с, $\gamma = 1,0$). При этом максимальные амплитуды колеба-

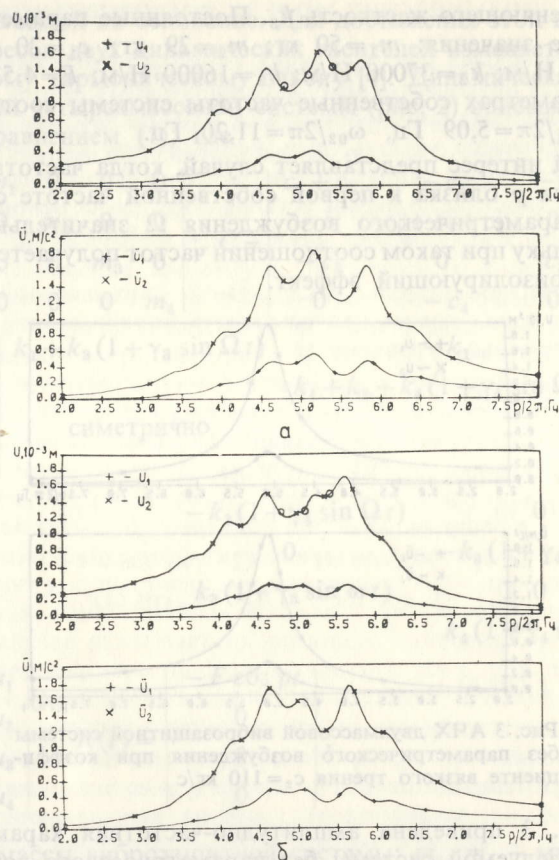


Рис. 4 АЧХ при разных частотах параметрического возбуждения при $c_2 = 110$ кг/с: а) $\Omega/2\pi = 0,6$ Гц; б) $\Omega/2\pi = 0,51$ Гц

ний массы m_2 уменьшились на 5,2 дБ, а виброускорений — на 4,2 дБ. Виброзащитный эффект для массы m_1 значительно ниже, так как максимальные амплитуды колебаний уменьшились на 2,5 дБ, а снижения амплитуд виброускорений практически нет.

Полученные АЧХ имеют ряд максимумов, частота повторения которых равна частоте параметрического возбуждения. Это особенно выражено при больших частотах параметрического возбуждения. Однако при этих частотах минимумы АЧХ не совпадают с первой собственной частотой системы. Совпадение их с первой собственной частотой системы наблюдается лишь при с понижением частоты параметрического возбуждения до 0,41–0,35 Гц. Таким образом, изменяя частоту параметрического возбуждения можно подстроить в небольших пределах виброзащитную систе-

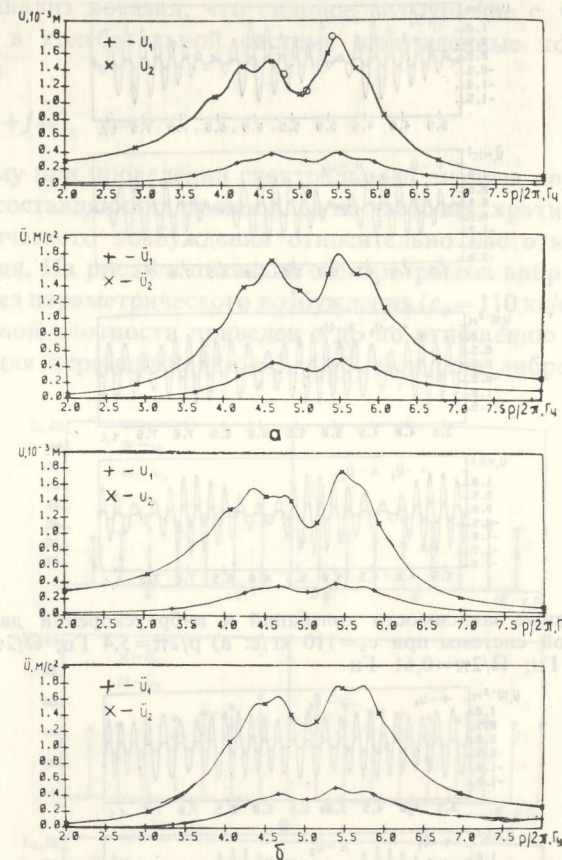


Рис. 5 АЧХ при разных частотах параметрического возбуждения при $c_2 = 110$ кг/с: а) $\Omega/2\pi = 0,41$ Гц; б) $\Omega/2\pi = 0,35$ Гц

му. Такая подстройка может быть использована, например, в случае, когда частота силового воздействия изменяется.

На рис. 6,7 представлены временные законы перемещений и виброускорений масс m_1 и m_2 при наиболее характерных частотах силового возмущения и параметрического возбуждения. Максимальные и минимальные значения шкал на рис. 6,7 соответствуют амплитудным значениям перемещений и виброускорений для элементов системы без параметрического возбуждения.

Для выяснения спектрального состава колебаний и виброускорений масс m_1 и m_2 был проведен спектральный анализ в частотном диапазоне 0–11 Гц, при этом полагая, что жесткость k_3 изменяется по гармоническому закону с частотой Ω . Предвари-

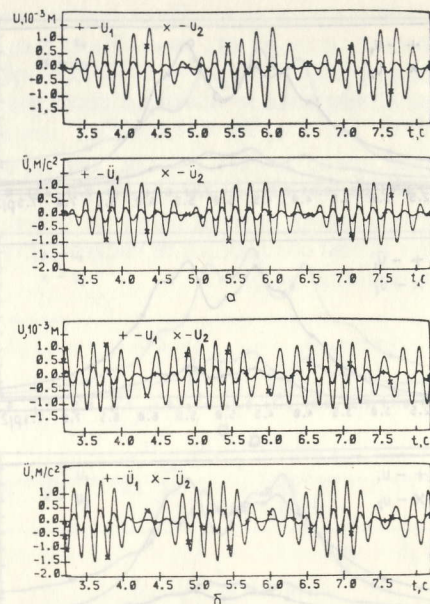


Рис. 6 Временные зависимости колебаний и виброускорений двухмассовой виброзащитной системы при $c_2=110$ кг/с: а) $p/2\pi=5,4$ Гц; $\Omega/2\pi=0,61$ Гц; б) $p/2\pi=4,8$ Гц; $\Omega/2\pi=0,61$ Гц

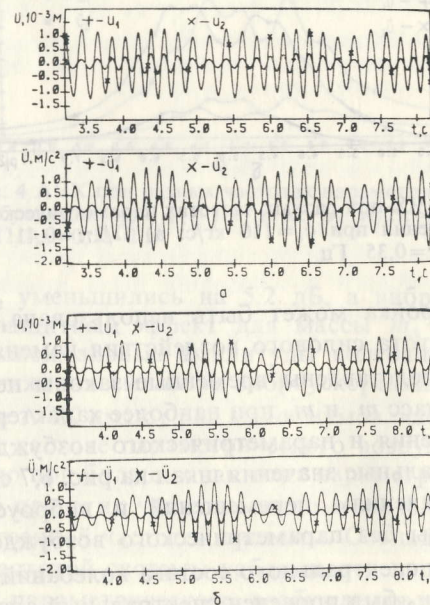


Рис. 7 Временные зависимости колебаний и виброускорений двухмассовой виброзащитной системы при $c_2=110$ кг/с: а) $p/2\pi=5,1$ Гц; $\Omega/2\pi=0,51$ Гц; б) $p/2\pi=5,1$ Гц; $\Omega/2\pi=0,41$ Гц

тельный анализ показал, что силовое возмущение с частотой p вызывает в колебательной системе вынужденные колебания с частотами

$$p_k = (p + j\Omega), \quad j=0, 1, 2, \dots$$

Поэтому при проведении спектрального анализа поиск гармонических составляющих проводился на частотах, кратных частоте параметрического возбуждения относительно частоты силового возмущения. На рис. 8 а показана спектрограмма виброзащитной системы без параметрического возбуждения ($c_2=110$ кг/с). Уровень спектральной плотности приведен в дБ по отношению к нулевым уровням для перемещений $u_0=1 \cdot 10^{-7}$ м и для виброускорений

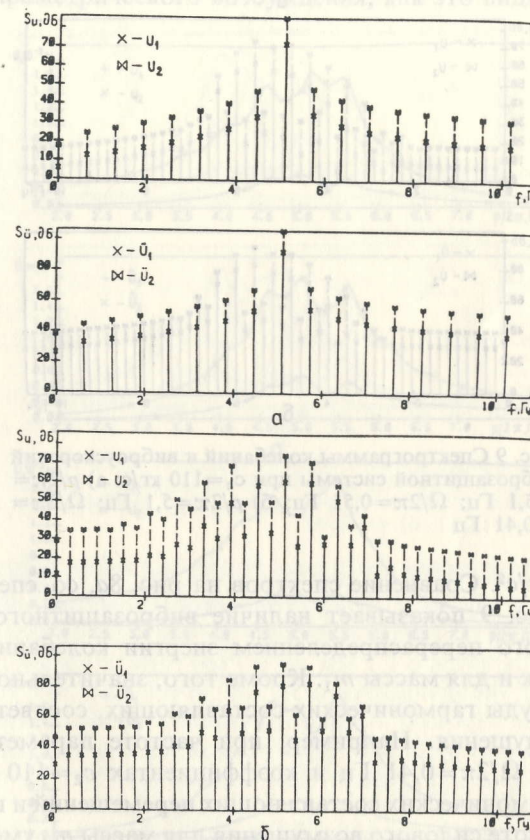


Рис. 8 Спектрограммы колебаний и виброускорений при $c_2=110$ кг/с: а) без параметрического возбуждения при $p/2\pi=5,1$ Гц; б) с параметрическим возбуждением при $p/2\pi=5,1$ Гц; $\Omega/2\pi=0,61$ Гц

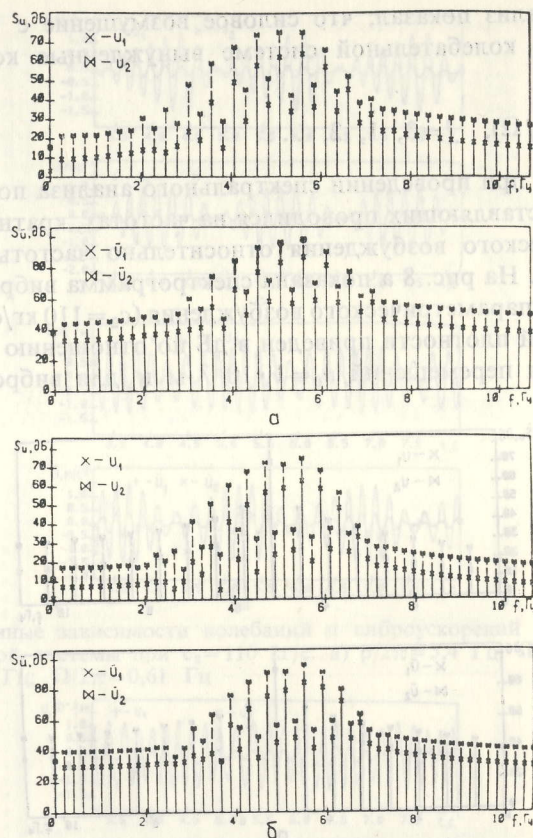


Рис. 9 Спектрограммы колебаний и виброускорений виброзащитной системы при $c_2=110$ кг/с: а) $p/2\pi=5,1$ Гц; $\Omega/2\pi=0,51$ Гц; б) $p/2\pi=5,1$ Гц; $\Omega/2\pi=0,41$ Гц

$u_0=1 \cdot 10^{-5}$ м/с². Сравнение спектров на рис. 8а, со спектрами на рис. 8б и рис. 9 показывает наличие виброзащитного эффекта, обусловленного перераспределением энергии колебаний как для массы m_2 , так и для массы m_1 . Кроме того, значительно уменьшаются амплитуды гармонических составляющих, соответствующих частоте возмущения. Например, при частоте параметрического возбуждения $\Omega/2\pi=0,41$ Гц и коэффициентах $c_2=110$ кг/с, $\gamma=1$ величины гармонических составляющих перемещений и виброускорений на частоте силового возмущения для массы m_2 уменьшились в среднем на 14,3 дБ, а для массы m_1 — на 13,1 дБ. При этом они стали меньше некоторых других гармонических составляющих.

Заманчивой кажется идея изменения жесткости k_3 не по гар-

моническому, а по более сложному (например, треугольному) закону, описываемому формулой

$$X(t) = \begin{cases} -\frac{2\Omega}{\pi} t + 2(2k+1), & \text{если } \frac{2\pi}{\Omega} k + \frac{\pi}{2\Omega} < t < \frac{2\pi}{\Omega} k + \frac{3\pi}{2\Omega}, \\ \frac{2\Omega}{\pi} t - 4k, & \text{если } \frac{2\pi}{\Omega} k - \frac{\pi}{2\Omega} < t < \frac{\pi}{2\Omega} + \frac{2\pi}{\Omega} k, \\ k=0, +1, +2, \dots \end{cases}$$

Однако анализ АЧХ на рис. 10 показывает, что при изменении k_3 по сигналу треугольной формы снижается виброзащитный эффект в зоне собственной частоты ω_{01} .

На виброзащитный эффект существенное влияние оказывает глубина параметрического возбуждения, как это видно из сравни-

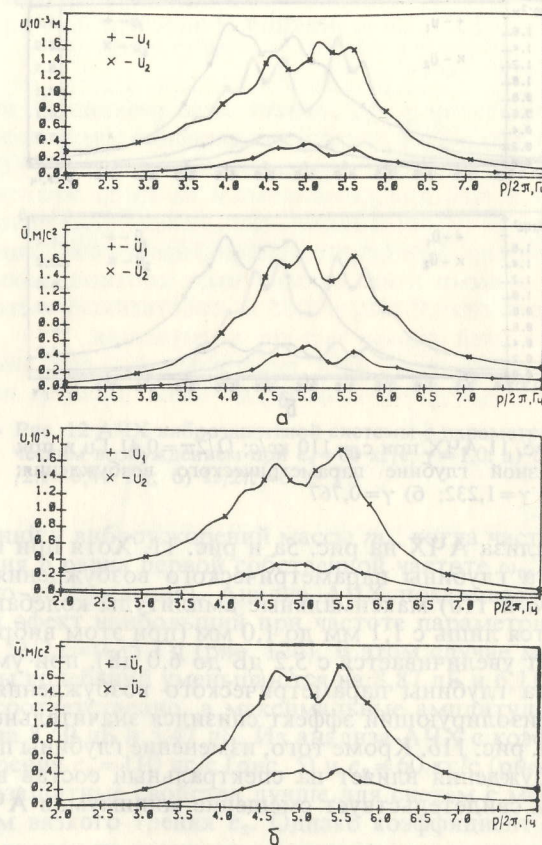


Рис. 10 АЧХ при изменении жесткости K_3 сигналом треугольной формы, $c_2=110$ кг/с: а) $\Omega/2\pi=0,51$ Гц; б) $\Omega/2\pi=0,41$ Гц

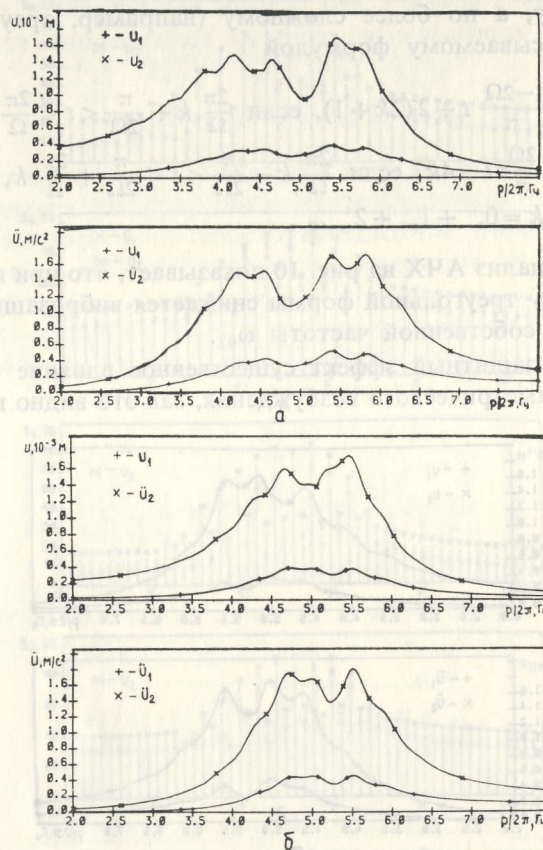


Рис. 11 АЧХ при $c_2 = 110$ кг/с; $\Omega/2\pi = 0,41$ Гц и при разной глубине параметрического возбуждения: а) $\gamma = 1,232$; б) $\gamma = 0,767$

тельного анализа АЧХ на рис. 5а и рис. 11. Хотя при изменении коэффициента глубины параметрического возбуждения с 1,0 до 1,232 (рис. 5а и 11а) максимальные амплитуды колебаний массы m_2 изменяются лишь с 1,1 мм до 1,0 мм (при этом виброизолирующий эффект увеличивается с 5,2 дБ до 6,0 дБ), при уменьшении коэффициента глубины параметрического возбуждения с 1,0 до 0,7672 виброизолирующий эффект снизился значительно, с 5,2 дБ до 2,6 дБ, см. рис. 11б. Кроме того, изменение глубины параметрического возбуждения влияет на спектральный состав виброускорений, о чем свидетельствует смещение минимумов АЧХ виброускорений.

На рис. 12 приведены АЧХ системы с параметрическим возбуждением при коэффициенте вязкого трения $c_2 = 60$ кг/с ($\gamma = 1,0$). Максимальные значения шкал соответствуют значениям амплитуд

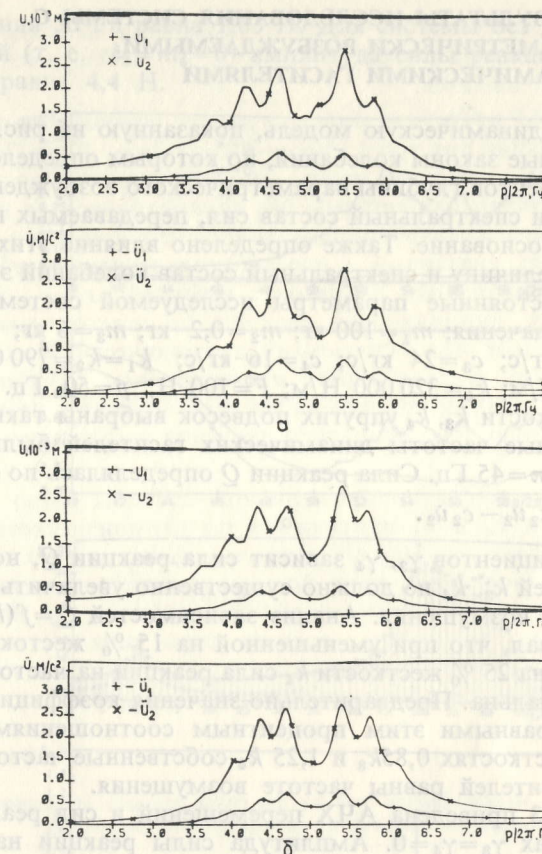


Рис. 12 АЧХ виброзащитной системы с параметрическим возбуждением при $c_2 = 60$ кг/с; $\gamma = 1,0$: а) $\Omega/2\pi = 0,41$ Гц; б) $\Omega/2\pi = 0,35$ Гц

перемещений и виброускорений массы m_2 , когда частота силового возмущения p равна первой собственной частоте ω_{01} (без параметрического возбуждения). Анализ АЧХ показывает, что виброзащитный эффект наибольший при частоте параметрического возбуждения $\Omega/2\pi = 0,35$ Гц (рис. 12б). В этом случае максимальные амплитуды колебаний уменьшаются на 8,87 дБ и 6,11 дБ для масс m_2 и m_1 соответственно, а максимальные амплитуды виброускорений — на 8,50 дБ и 5,47 дБ. Из анализа АЧХ с коэффициентами вязкого трения $c_2 = 110$ кг/с (рис. 5) и $c_2 = 60$ кг/с (рис. 12) следует, что виброзащитные свойства лучше для систем с меньшим коэффициентом вязкого трения c_2 . Однако коэффициент вязкого трения мало влияет на величину максимальных амплитуд колебаний и виброускорений на частоте ω_{01} при действии параметрического возбуждения.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ С ПАРАМЕТРИЧЕСКИ ВОЗБУЖДАЕМЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ ГАСИТЕЛЯМИ

Исследуя динамическую модель, показанную на рис. 2, получены временные законы колебаний, по которым определено влияние коэффициентов глубины параметрического возбуждения γ_3, γ_4 на величину и спектральный состав сил, передаваемых на виброзащищаемое основание. Также определено влияние этих коэффициентов на величину и спектральный состав колебаний элементов системы. Постоянные параметры исследуемой системы имели следующие значения: $m_1=100$ кг; $m_2=0,2$ кг; $m_3=6$ кг; $m_4=4$ кг; $c_1=c_2=800$ кг/с; $c_3=24$ кг/с; $c_4=16$ кг/с; $k_1=k_2=790\,000$ Н/м; $k_3=716\,000$ Н/м; $k_4=320\,000$ Н/м; $F=100$ Н; $p=50$ Гц. Коэффициенты жесткости k_3, k_4 упругих подвесок выбраны такими, чтобы собственные частоты динамических гасителей были $\omega_3/2\pi=55$ Гц; $\omega_4/2\pi=45$ Гц. Сила реакции Q определялась по формуле:

$$Q(t) = -k_2 u_2 - c_2 \dot{u}_2.$$

От коэффициентов γ_3, γ_4 зависит сила реакции Q , но изменение жесткостей k_3, k_4 не должно существенно увеличить реакцию Q на частоте возмущения. Анализ зависимостей $Q=f(k_3)$ и $Q=f(k_4)$ показал, что при уменьшенной на 15 % жесткости k_3 и увеличенной на 25 % жесткости k_4 сила реакции на частоте возмущения минимальна. Предварительно значения коэффициентов γ_3, γ_4 приняты равными этим процентным соотношениям. Кроме того, при жесткостях $0,85k_3$ и $1,25k_4$ собственные частоты динамических гасителей равны частоте возмущения.

На рис. 13 приведена АЧХ перемещений и сил реакции при коэффициентах $\gamma_3=\gamma_4=0$. Амплитуда силы реакции на частоте

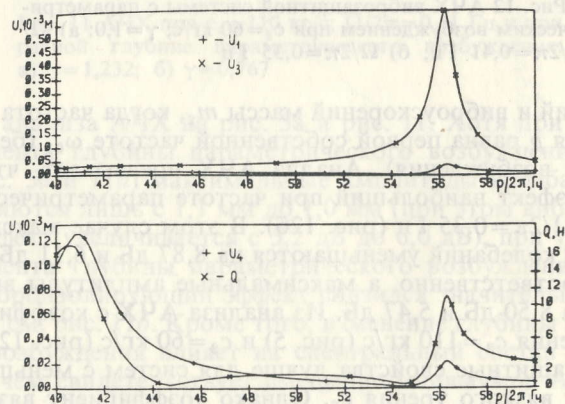


Рис. 13 АЧХ перемещений и силы реакции четырехмассовой виброзащитной системы при значениях коэффициентов $\gamma_3=\gamma_4=0$

возмущения 50 Гц равна 1,63 Н. Для системы без динамических гасителей (т. е. $m_3=m_4=0$) амплитуда силы реакции на той же частоте равна 4,4 Н.

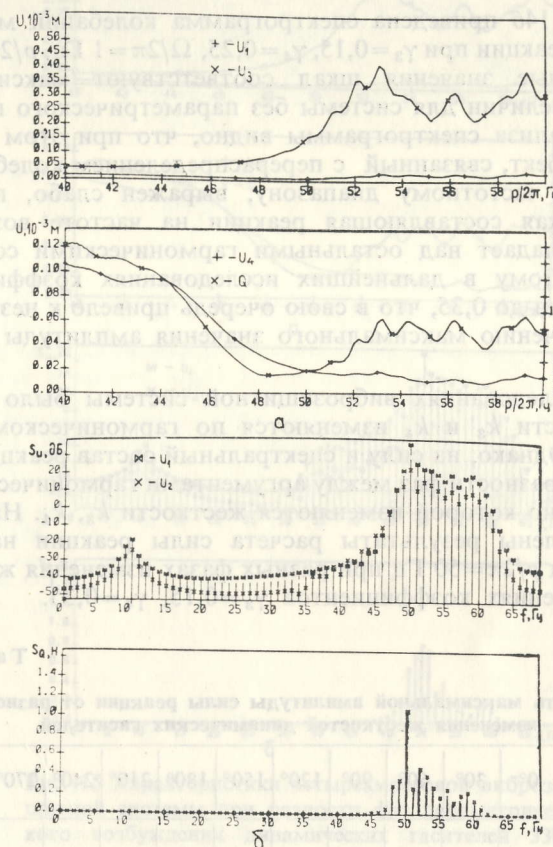


Рис. 14 Характеристики четырехмассовой виброзащитной системы при параметрах $\Omega/2\pi=1$ Гц; $\gamma_3=0,15$; $\gamma_4=0,25$: а) амплитудно-частотная; б) спектрального состава при $p/2\pi=50$ Гц

На рис. 14а приведена АЧХ максимальных значений перемещений и силы реакции системы с параметрическим возбуждением динамических гасителей при коэффициентах $\gamma_3=0,15, \gamma_4=0,25$. Из характеристики видно, что амплитуда силы реакции на частоте возмущения 50 Гц несколько возрастает и достигает 2,78 Н. Действие возмущающей силы F с частотой p на параметрически возбуждаемую с частотой Ω систему порождает в ней колебания с частотами $p \pm k\Omega$ ($k=0, 1, 2, \dots$). При этом коэффициенты γ_3 и γ_4 выбраны такими, чтобы изменение жесткостей динамических гасителей не увеличивало силу реакции при частоте колебаний

$p/2\pi = 50$ Гц. Несмотря на то, из-за появления вынужденных колебаний с частотами $p \pm k\Omega$ ($k=0, 1, 2, \dots$) реакция все таки несколько увеличивается.

На рис. 14б приведена спектрограмма колебаний масс m_1 и m_2 и силы реакции при $\gamma_3=0,15$, $\gamma_4=0,25$, $\Omega/2\pi=1$ Гц, $p/2\pi=50$ Гц. Максимальные значения шкал соответствуют максимальным значениям величин для системы без параметрического возбуждения. Из анализа спектрограммы видно, что при этом виброзащитный эффект, связанный с перераспределением колебательной энергии по частотному диапазону, выражен слабо, поскольку гармоническая составляющая реакции на частоте возмущения явно преобладает над остальными гармоническими составляющими. Поэтому в дальнейших исследованиях коэффициент γ_4 был увеличен до 0,35, что в свою очередь привело к незначительному увеличению максимального значения амплитуды силы реакции.

При исследованиях виброзащитной системы было принято, что жесткости k_3 и k_4 изменяются по гармоническому закону синфазно. Однако, на силу и спектральный состав реакции влияет и величина разности фаз между аргументами гармонической функции, согласно которой изменяются жесткости k_3 , k_4 . На таблице 1 представлены результаты расчета силы реакции на частоте возмущения $p/2\pi=50$ Гц при разных фазах изменения жесткостей и при значениях коэффициентов $\gamma_3=0,15$, $\gamma_4=0,35$.

Таблица 1

Зависимость максимальной амплитуды силы реакции от разности фаз изменения жесткостей динамических гасителей

Угол разности фаз	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°
Максимальная амплитуда силы реакции в Н	2,83	3,41	3,70	3,74	3,65	3,66	3,58	3,44	3,30	3,09	2,82	2,41

Минимальная сила реакции получена, когда разность фаз изменения жесткостей равна 330°. На рис. 15 для этого случая представлены АЧХ и спектрограмма колебаний масс и силы реакции. Из сравнения спектрограмм, представленных на рис. 14б и 15б, следует вывод, что при разности фаз в 330° и увеличении значения коэффициента γ_4 до 0,35 практически не снижаются гармонические составляющие колебаний масс m_1 и m_2 , но явно уменьшается гармоническая составляющая силы реакции на частоте возмущения.

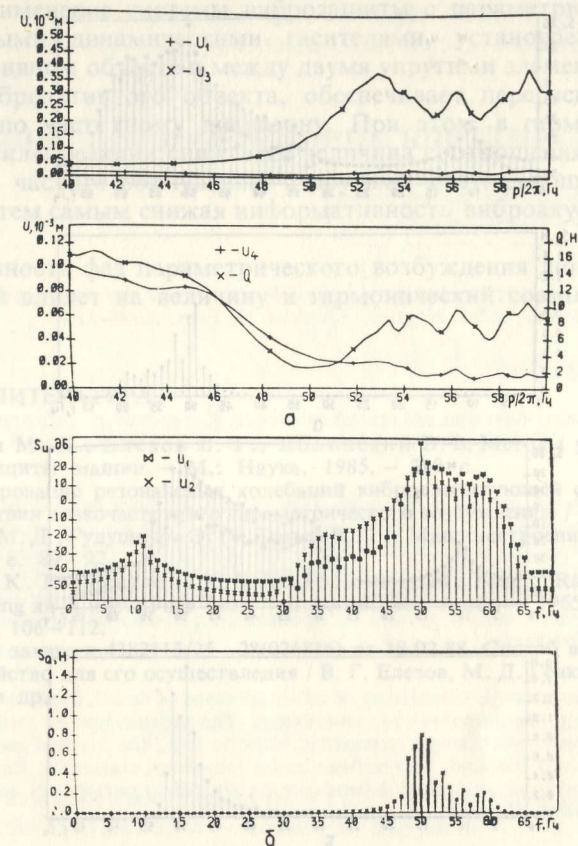


Рис. 15 Характеристики четырехмассовой виброзащитной системы при разности фаз параметрического возбуждения динамических гасителей 330° и параметрах $\Omega/2\pi=1$ Гц; $\gamma_3=0,15$; $\gamma_4=0,35$: а) амплитудно-частотная; б) спектрального состава при $p/2\pi=50$ Гц

На рис. 16а приведена спектрограмма при разности фаз изменения жесткостей 60°. На ней начинает преобладать гармоническая составляющая на частоте, не совпадающей с частотой возмущения.

Дальнейшее снижение информативности виброакустического поля данной виброзащитной системы возможно только путем увеличения коэффициентов γ_3 , γ_4 . Из представленной на рис. 16б спектрограммы видно, что при коэффициенте $\gamma_4=0,5$ увеличиваются гармонические составляющие реакции на частотах 49 и 51 Гц, и они явно превышают гармоническую составляющую на

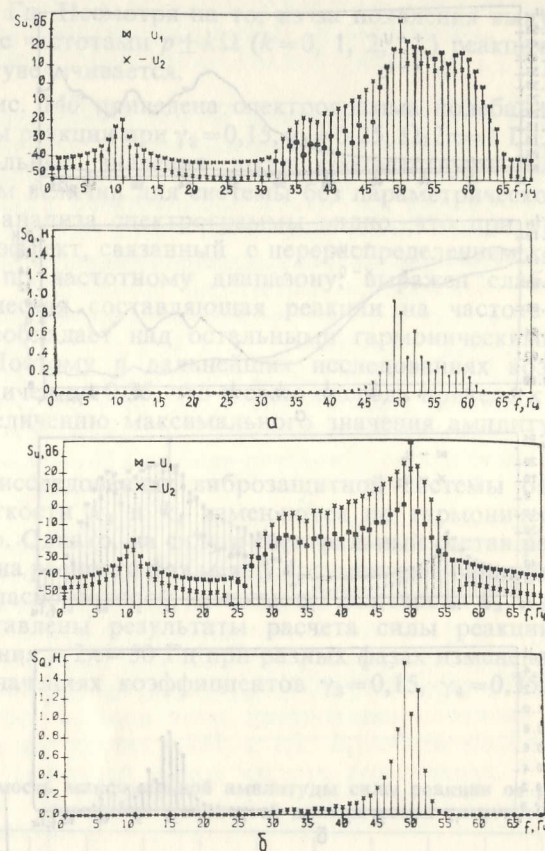


Рис. 16 Спектрограммы виброзащитной системы, $p/2\pi=50$ Гц; $\Omega/2\pi=1$ Гц: а) при разности фаз 60° и коэффициентах $\gamma_3=0,15$; $\gamma_4=0,35$; б) при коэффициентах $\gamma_3=0$; $\gamma_4=0,5$

частоте возмущения 50 Гц. Однако увеличение коэффициента γ_4 увеличивает также и силу реакции Q , максимальное значение амплитуды которой при этом достигает значения 4,47 Н.

5. ВЫВОДЫ

1. Параметрическое возбуждение упруго подвешенного виброактивного объекта перераспределяет энергию колебаний по частотному диапазону и делает возможным управление спектральным составом и амплитудой колебаний. Виброизолирующий эффект наблюдается в области резонансной частоты виброзащитной системы.

2. Применение системы виброзащиты с параметрически возбуждаемыми динамическими гасителями, установленными на виброактивном объекте и между двумя упругими элементами подвески виброактивного объекта, обеспечивает перераспределение энергии по частотному диапазону. При этом в гармоническом спектре силы реакции снижается величина соотношения составляющей на частоте возмущения с другими составляющими этого спектра, тем самым снижая информативность виброакустического поля.

3. Разность фаз параметрического возбуждения динамических гасителей влияет на величину и гармонический состав силы реакции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Генкин М. Д., Елезов В. Г., Яблонский В. В. Методы управляемой виброзащиты машин. — М.: Наука, 1985. — 239 с.
2. Моделирование резонансных колебаний виброизолирующей системы при воздействии низкочастотного параметрического возбуждения. / Власов В. Г., Генкин М. Д., Гудушаури Э. Г., Елезов В. Г. // Машиностроение. — 1986. — № 3. — с. 89—92.
3. Kryter K. D., Pearsons K. S. Judged Noisiness of a Band of Random Noise Containing an Audible Pure Tone // J. Acoust. Soc. Amer. — 1965, v. 38, N 1, pt. 2-p. 106—112.
4. А. с. по заявке в 4382113/25—28(026816) от 18.02.88. Способ виброзащиты и устройство для его осуществления / В. Г. Елезов, М. Д. Генкин, Л. Б. Былинки и др.