КУЙБЫШЕВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ им. С. П. КОРОЛЕВА
ТРУДЫ, ВЫПУСК XXX, 1967 г.
Вибрационная прочность и надежность двигателей
и систем летательных аппаратов

И. Д. ЭСКИН

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ С МНОГОСЛОЙНЫМИ ДЕМПФИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Цель настоящей работы — обоснование целесообразности практического применения многослойных пакетов с сухим трением на контактных поверхностях, сжатых равномерной сдавливающей нагрузкой*, в качестве демпферов, работающих в колеблющейся системе на поперечный изгиб от сосредоточенных сил. Все исследования выполнены только для резонансного случая. Задача решается приближенно, способом, предложенным Пановко Я. Г. и Страховым Г. И. [I].**

§ 1. Ниже рассматриваются вынужденные колебания груза G массы m, подвешенного на пружинах с жесткостями C_1 и C_2 и s многослойных пакетах с средней жесткостью $\gamma(\rho)$ и коэффициентом рассеивания $\overline{n}(\rho)$ к платформе A, совершающей гармонические колебания по закону $(p)\cdot(p)\cdot\cos pt$ причем $(p)\cdot(p)\cdot p^2=\mathrm{const}$ (см. фиг. 1). Пакеты набраны из n одинаковых прокладок толщиной h и двух одинаковых накладок толщиной $h_н=\frac{k}{2}h$ и сжатых удельной равномернораспределенной сдавливающей нагрузкой $\overline{p}$.

Инерционными силами масс демпферов пренебрегаем.

Суммарная сила сопротивления демпферов записывается в комплексной форме, предложенной Е. С. Сорокиным [2]

$$N^*(\overset{*}{x}_2)=\gamma(1+i\overline{n})\overset{*}{x}_2.$$

Тогда уравнения вынужденных колебаний системы запишутся в виде

$$\begin{cases} m\dfrac{d^2x^*}{dt^2}+C_2x_2^*+\gamma(1+i\overline{n})\,x_2^*=Lmp^2e^{ipt} \\ x^*=x_2^*+x_1^* \\ C_1x_1^*=x_2^*\,[C_2+\gamma(1+i\overline{n})], \end{cases} \qquad (1.1)$$

* Полученное решение справедливо для многослойных пакетов [3].

** Ввиду того, что существующие приближенные методы ассимптотических разложений, гармонического и энергетического баланса и т. д. для резонансной амплитуды колебания в первом приближении дают одинаковый результат с [1], при выборе метода решения предпочтение было отдано наиболее простому.

где x_1^* — комплексное упругое перемещение пружины C_1 и x_2^* — комплексное упругое перемещение пружины C_2. Действительное перемещение груза $x = R_e\, x^*$.

Из (1.1) получаем уравнение движения системы

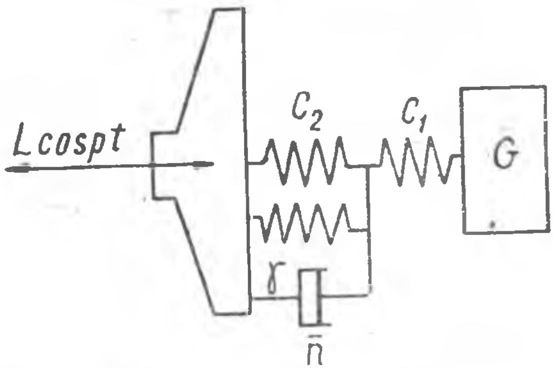
$$\frac{d^2x^*}{dt^2} + \frac{x^*}{m}\cdot\frac{C_1\,[C_2+\gamma(1+i\bar{n})]}{C_1+C_2+\gamma(1+i\bar{n})} = Lp^2e^{ipt}. \qquad (1.2)$$

Стационарную часть решения (1.2) ищем в известном виде [2]

$$x^* = \rho^* e^{ipt}. \qquad (1.3)$$

Подставив (1.3) в (1.2) найдем комплексную амплитуду в виде

$$\rho^* = \frac{Lp^2}{\frac{C_1}{m}\cdot\frac{C_2+\gamma(1+i\bar{n})}{C_1+C_2+\gamma(1+i\bar{n})} - p^2}. \qquad (1.4)$$



Фиг. 1.

Представив знаменатель (1.4) в показательной форме [2] § 7, найдем амплитуду резонансного режима в виде

$$\rho = \frac{Lp_p^2[(C_1+C_2+\gamma)^2+\bar{n}^2\gamma^2]}{\frac{C_1^2}{m}\cdot\bar{n}\gamma}. \qquad (1.5)$$

В (1.5) резонансная частота

$$p_p^2 = \frac{C_1}{m}\cdot\frac{(C_2+\gamma)(C_1+C_2+\gamma)+\bar{n}^2\gamma^2}{(C_1+C_2+\gamma)^2+\bar{n}^2\gamma^2}, \qquad (1.6)$$

найдена из условия

$$\frac{(C_2+\gamma)(C_1+C_2+\gamma)+\bar{n}^2\gamma^2}{(C_1+C_2+\gamma)^2+\bar{n}^2\gamma^2} - \frac{p_p^2\cdot m}{C_1} = 0;$$

Рассмотрим два случая:

1) Когда амплитуда колебания такова, что взаимные скольжения достигли только j-ой контактной поверхности (коэффициент нагрузки $\alpha_{0j} = 1$) [3].

2) Когда амплитуда перемещения такова, что взаимные скольжения произошли на всех контактных поверхностях пакета ($\alpha_{on} < 1$).

Случай $\alpha_{0j} = 1$.

В этом случае рассматриваются только моменты, когда амплитуда перемещения пакетов такова, что взаимные скольжения достигают j-ой контактной поверхности j=1, 3, 5, ..., n.

Будем рассматривать процесс колебаний в относительных координатах. За коэффициент динамического усиления колебаний примем отношение амплитуды перемещения груза к амплитуде платформы

$$\mu_j = \frac{\beta_j}{L}. \tag{1.7}$$

Относительная сила трения будет равна

$$\nu = \frac{sT}{Lmp^2}. \tag{1.8}$$

Здесь $T = df\bar{p}bh\,\frac{A_4}{A_5}$ — обобщенная сила трения в [дан] [4];

f — коэффициент трения скольжения на контактных поверхностях пакета;

b — ширина пакета, $d = 1$ для консоли и стержня с заделанными концами и упруго-подвижной заделкой одного конца, $d = 2$ для шарнирно-опертой балки, значение функций A_4, A_5 см. приложение [4].

Относительная частота будет равна

$$\eta_0^2 = \frac{p_p^2}{p_0^2}, \tag{1.9}$$

где $p_0 = \frac{sC_0}{m}$ и C_0 — жесткость нерасслоенного пакета.

Относительные жесткости пружин будут равны

$$r_1 = \frac{C_1}{sC_0}, \quad r_2 = \frac{C_2}{sC_0}. \tag{1.10}$$

Тогда зависимости $\gamma(\rho)$, $\bar{n}(\rho) = \frac{\psi(\rho)}{2\pi}$ [(58) (59) [4]] через относительные параметры запишутся в следующем виде

$$\gamma(K_j) = \frac{2}{3}sC_0\,\frac{A_4}{A_5}\,A_8^{j-2}K_j \quad j = 3, 5, 7, \ldots, n; \tag{1.11}$$

$$n(K_j) = \frac{8B_1 \overset{j-2}{A}_9}{\overset{j-2}{A}_8 B_4} K_j \quad j = 3, 5, 7, \ldots, n, \tag{1.12}$$

где

$$K_j = \frac{\nu_j \, \eta_{0j}^2}{\mu_j}. \tag{a}$$

В формулах (1.11) и (1.12) и во всех нижеприведенных формулах значения функций, обозначенных буквой А, см. приложение [4], значение функций, обозначенных буквой В, см. приложение 1.

Из (51) [4] найдем значение коэффициента динамического усиления

$$\mu_j = \frac{2}{3} \nu_j \cdot \eta_{0j}^2 B_1 \frac{\overset{j-2}{A}_5}{A_5}. \tag{1.13}$$

Из (1.13) найдем величину K_j

$$K_j = \frac{3}{2} \cdot \frac{B_6}{(n+k)^3 \overset{j-2}{A}_5}; \quad j = 3, 5, 7, \ldots, n. \tag{1.14}$$

Подставив в (1.5), (1.7), (1.11), (1.12), (1.14), найдем значение динамического коэффициента усиления в случае, когда взаимные скольжения достигли только j-ой контактной поверхности в виде

$$\mu_j = \frac{\left\{ r_2(r_1 + r_2) + \frac{\overset{j-2}{A}_8}{(n+k)^3 \overset{j-2}{A}_5} \left[r_1 + 2r_2 + \frac{\overset{j-2}{A}_8}{(n+k)^3 \overset{j-2}{A}_5} + 144 \frac{\left(\overset{j-2}{A}_9\right)^2}{(n+k)^3 \pi^2 \left(\overset{j-2}{A}_5\right)^3 \overset{j-2}{A}_8} \right] \right\} (n+k)^3 \left(\overset{j-2}{A}_5\right)^2_\pi}{12 r_1 \overset{j-2}{A}_9} = \overset{j-2}{D} \tag{1.15}$$

$$j = 3, 5, 7, \ldots, n$$

Подставив в (1.6), (1.9), (1.11), (1.12), (1.14), найдем относительную резонансную частоту в виде

$$\eta_{0j}^2 = r_1 \cdot \frac{r_2(r_1+r_2) + \frac{\overset{j-2}{A_8}}{(n+k)^3 \overset{j-2}{A_5}}\left[r_1 + 2r_2 + \frac{\overset{j-2}{A_8}}{(n+k)^3 \overset{j-2}{A_5}} + 144 \frac{\left(\overset{j-2}{A_9}\right)^2}{(n+k)^3 \pi^2 \left(\overset{j-2}{A_5}\right)^3 \overset{j-2}{A_8}} \right]}{(r_1+r_2)^2 + \frac{\overset{j-2}{A_8}}{(n+k)^3 \overset{j-2}{A_5}}\left[2(r_1+r_2) + \frac{\overset{j-2}{A_8}}{(n+k)^3 \overset{j-2}{A_5}} + 144 \frac{\left(\overset{j-2}{A_9}\right)^2}{\pi^2 (n+k)^3 \overset{j-2}{A_8} \left(\overset{j-2}{A_5}\right)^3} \right]} = \overset{j-2}{D_1} \tag{1.16}$$

$$j = 3, 5, 7, \ldots, n$$

Подставив в (а) (1.15) и (1.16), найдем относительную силу трения

$$\nu_j = \frac{3 \overset{j-2}{D} B_6}{2 \overset{j-2}{D_1} (n+k)^3 \overset{j-2}{A_5}} \quad j = 3, 5, 7, \ldots, n. \tag{1.17}$$

Случай $\alpha_{0n} < 1$.

Зависимости $\gamma(K)$, $\overline{n}(K)$ [(56) (57) [4]] запишутся в виде

$$\gamma(K) = sC_0 \left(\frac{3}{2B_1} + K \right) \tag{1.18}$$

$$\overline{n}(K) = \frac{8 \frac{B_1}{B_4} K \left[\frac{3}{2} \frac{A_1}{B_1} + K \left(A_1 - \frac{2}{3} B_3 \right) \right]}{\frac{3}{2B_1} + K}. \tag{1.19}$$

Подставив в (1.5), (1.7), (1.18), (1.19), найдем коэффициент динамического усиления в случае, когда пакет полностью расслоен в виде

$$\mu = \frac{\left(\frac{3}{2B_1} + r_2 \right)\left(r_1 + r_2 + \frac{3}{2B_1} \right) + K \left(r_1 + 2r_2 + \frac{3}{B_1} \right) + K^2 \left(1 + 144 \frac{A_1^2}{B_4^2} \right) + 192 \frac{A_1 B_1}{B_4^2} \left(A_1 - \frac{2}{3} B_3 \right) K^3 + 64 \frac{B_1^2}{B_4^2} \left(A_1 - \frac{2}{3} B_3 \right)^2 K^4}{4 \frac{r_1}{B_4} K \left[3A_1 + 2B_1 \left(A_1 - \frac{2}{3} B_3 \right) K \right]}. \tag{1.20}$$

Подставив в (1.6) (1.9), (1.18), (1.19), найдем относительную резонансную частоту в виде

$$\eta_0^2 = r_1 \frac{\left(\frac{3}{2B_1} + r_2\right)\left(r_1 + r_2 + \frac{3}{2B_1}\right) + K\left(r_1 + 2r_2 + \frac{3}{B_1}\right) + K^2\left(1 + 144\frac{A_1^2}{B_4^2}\right) + 192\frac{A_1B_1}{B_4^2}\left(A_1 - \frac{2}{3}B_3\right)K^3 + 64\frac{B_1^2}{B_4^2}\left(A_1 - \frac{2}{3}B_3\right)^2 K^4}{\left(r_1 + r_2 + \frac{3}{2B_1}\right)^2 + 2K\left(r_1 + r_2 + \frac{3}{2B_1}\right) + K^2\left(1 + 144\frac{A_1^2}{B_4^2}\right) + 192\frac{A_1B_1}{B_4^2}\left(A_1 - \frac{2}{3}B_3\right)K^3 + 64\frac{B_1^2}{B_4^2}\left(A_1 - \frac{2}{3}B_3\right)^2 K^4}. \qquad (1.21)$$

Величина $K = \frac{\nu\eta_0^2}{\mu}$ в формулах (1.20) и (1.21) определяется следующим образом.

Найдя силу, действующую на многослойный пакет в системе, из условия равенства работы возмущающей силы за период колебания циклической работе сил трения, подставим ее значение в выражение для прогиба многослойного пакета (45) [4] и приравняем полученное выражение выражению для прогиба многослойного пакета, записанному через амплитуду перемещения груза. В результате получим кубичное уравнение для определения величины К

$$\begin{aligned} &K^3\left[1 - 8\frac{B_1}{B_4}\left(A_1 - \frac{2}{3}B_3\right) r_1 \nu\right] + K^2\left\{2(r_1 + r_2) + \frac{9}{2B_1} - \right.\\ &\left. - \frac{4r_1\nu}{B_4}\left[3A_1 + 2B_1\left(r_1 + r_2 + \frac{3}{2B_1}\right)\left(A_1 - \frac{2}{3}B_3\right)\right]\right\} + \\ &+ K\left[\left(r_1 + r_2 + \frac{3}{2B_1}\right)\left(r_1 + r_2 + \frac{9}{2B_1} - 12\frac{A_1}{B_4} r_1 \nu\right) - \right. \qquad (1.22)\\ &\left. - 12\frac{r_1^2\nu}{B_4}\left(A_1 - \frac{2}{3}B_3\right)\right] + \left[\left(r_1 + r_2 + \frac{3}{B_1}\right)(r_1 + r_2) + \right.\\ &\left. + \frac{9}{4B_1^2}\right]\frac{3}{2B_1} - 18\frac{r_1^2\nu}{B_4B_1}A_1 = 0. \end{aligned}$$

Приравняв нулю свободный член уравнения (1.22), найдем значение относительной силы трения, при которой коэффициент усиления $\mu = \infty$

$$\nu_\infty = \frac{B_4\left(r_1^2 + 3\frac{r_1}{B_1} + \frac{9}{4B_1^2}\right)}{12 r_1^2 A_1}. \qquad (1.23)$$

Относительная сила трения для случая полностью расслоенного пакета принимает все значения в интервале $\nu_{j=n} \geqslant \nu \geqslant \nu_\infty$.

Из вышеприведенных общих выражений легко получить частные случаи.

1. Положив в формулах (1.1)—(1,23) $C_2=0$, получим случай последовательного включения демпфирующих пакетов в систему.

2. Положив в формулах (1.1)—(1.23) $C_1=\infty$, получим случай параллельного включения демпфирующих пакетов в систему.

3. Положив в формулах (1.1)$\div$(1.23) $C_1 = \infty$ и $C_2 = 0$, получим случай груза, подвешенного на s многослойных пакетах.

Приведем основные расчетные формулы только для более важного второго случая:

$$\alpha_{0j} = 1$$

$$\mu_j = \frac{16\nu_j^2 r_2 B_1 A_9^{j-2} + 2 A_8^{j-2} B_4 \nu_j}{3B_4 B_6}. \tag{1.24}$$

$$j = 3, 5, 7, \dots, n$$

$$\eta_{0j}^2 = \frac{B_4 A_8^{j-2} + 8\nu_j r_2 B_1 A_9^{j-2}}{8\nu_j B_1 A_9^{j-2}}. \tag{1.25}$$

$$j = 3, 5, 7, \dots, n$$

$$\nu_j = \frac{\pi A_5^{j-2} B_6}{8 A_9^{j-2}} \qquad j = 3, 5, 7, \dots, n. \tag{1.26}$$

$$\alpha_{0n} < 1$$

$$\mu = \nu - \frac{\frac{8B_1}{B_4}\nu^2\left(\frac{3}{2B_1} + r_2\right)\left(A_1 - \frac{2}{3} B_3\right)}{12\frac{A_1}{B_4}\nu - 1}. \tag{1.27}$$

$$\eta_0^2 = \frac{\left(\frac{3}{2B_1} + r_2\right)\left(12\frac{A_1}{B_4}\nu^2 - 1\right)}{8\frac{B_1}{B_4}\nu^2\left(\frac{3}{2B_1} + r_2\right)\left(A_1 - \frac{2}{3} B_3\right)}. \tag{1.28}$$

$$\nu_\infty = \frac{B_4}{12A_1}. \tag{1.29}$$

Полученные соотношения позволили провести расчетное исследование диссипативных и механических свойств систем с демпферами, выполненными в виде многослойных пакетов.

Как видно из формул (1.24), (1.25), (1.27), (1.28), основные динамические параметры системы: резонансный динамический коэффициент усиления μ и резонансная относительная частота системы η_0 для заданных относительных жесткостей упругих элементов системы r_1, r_2 и заданном числе пластин в пакете n и относительной толщине накладки пакета k, однозначно определяются величиной относительной силы трения в пакетах ν.

В расчетном исследовании удобнее вместо параметра ν использовать параметр $\beta = \frac{1}{\nu}$.

Анализ зависимости $\mu(\beta)$ позволяет решить основные инженерные вопросы, связанные с задачей применения демпферов такого типа для гашения колебаний механической системы.

На фиг. 2 построены зависимости $\mu(\beta)$ для случаев 1, 2 и 3.

Из анализа приведенных на фиг. 2 кривых можно сделать следующие выводы:

1. Границами работоспособных настроек демпфера целесообразно считать значения относительной амплитуды силы β_1 и β_2, для которых $\mu = \overset{*}{\mu}_Д$. Следовательно все рабочие настройки демпфера лежат в диапазоне значений относительной силы $\beta_1 \div \beta_2$.

Ширина рабочего диапазона определяется величиной $\Theta = \frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{\nu_2}{\nu_1}$, определенным образом характеризующей ресурс работы демпфера. Поясним это.

В процессе работы демпфера в основном изменяются величины f и $\bar{p}$ демпфера. При постоянной перегрузке, действующей на систему, параметр Θ показывает во сколько раз допустимо изменение произведения $f\bar{p}$.

Ширина рабочего диапазона Θ может достигать очень большой величины, так

$$[\Theta]^{k=2;\ n=25;}_{\substack{k=2,\ n=51\\ r_1=\infty,\ r_2=0}} = 11{,}043.$$

Верхние границы рабочего диапазона демпфера мало изменяются с ростом числа пластин n в пакете

$$[\beta_1]_{\substack{k=2,\ n=0\\ r_1=\infty\ r_2=0}} \approx 1.21 \qquad [\beta_1]^{k=2\ n=25}_{\substack{k=2,\ n=51\\ r_1=\infty,\ r_2=0}} = 1{,}265;$$

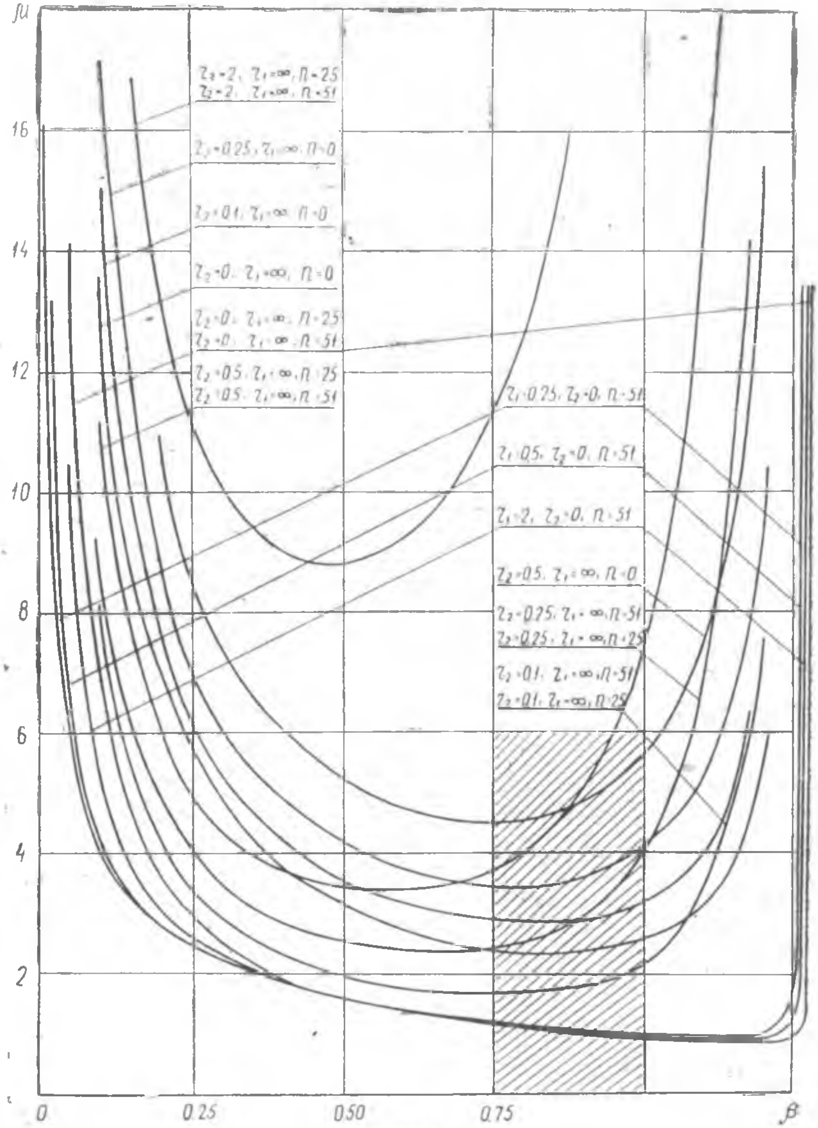
Нижние границы меняются довольно значительно

$$[\beta_2]_{\substack{k=2,\ n=0\\ r_1=\infty,\ r_2=0}} = 0{,}24 \qquad [\beta_2]^{k=2\ n=25}_{\substack{k=2,\ n=51\\ r=\infty,\ r_2=0}} = 0{,}115.$$

Ширина рабочего диапазона демпфера в интервале значений $n=0\div11$ быстро возрастает, а затем, начиная с $n=15$, мало изменяется с ростом числа пластин в пакете (см. фиг. 3).

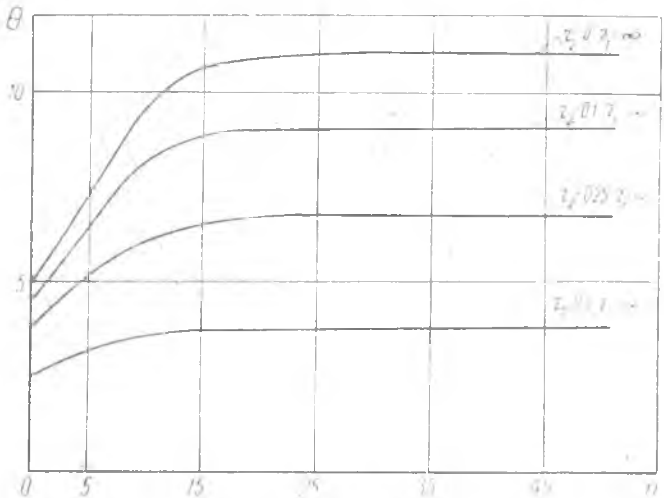
При параллельном включении демпферов в систему с ростом относительной жесткости r_2 ширина рабочего диапазона демпфера падает (см. фиг. 3). При последовательном включении демпферов в систему с ростом относительной жесткости r_1 ширина рабочего диапазона возрастает и стремится для заданных n и k к величине $[\Theta]_{\substack{n,\ k\\ r_1=\infty;\\ r_2=0.}}$ (см. фиг. 2). Отметим, что аналогичным образом с изменением числа пластин n и относительной жесткости изменяется и зона, где динамический коэффициент усиления мал $(\mu_{\min} \leqslant \mu \leqslant 2)$.

* В настоящем исследовании за допустимую величину динамического коэффициента усиления принята величина $\mu_Д = 6$.



μ
τ₂=2, τ₁=∞, n=25
τ₂=2, τ₁=∞, n=51
τ₂=0.25, τ₁=∞, n=0
τ₂=0.1, τ₁=∞, n=0
τ₂=0, τ₁=∞, n=0
τ₂=0, τ₁=∞, n=25
τ₂=0, τ₁=∞, n=51
τ₂=0.5, τ₁=∞, n=25
τ₂=0.5, τ₁=∞, n=51
τ₁=0.25, τ₂=0, n=51
τ₁=0.5, τ₂=0, n=51
τ₁=2, τ₂=0, n=51
τ₂=0.5, τ₁=∞, n=0
τ₂=0.25, τ₁=∞, n=51
τ₂=0.25, τ₁=∞, n=25
τ₂=0.1, τ₁=∞, n=51
τ₂=0.1, τ₁=∞, n=25
16
14
12
10
8
6
4
2
0
0.25
0.50
0.75
β

Фиг. 2.



Фиг. 3.

2. Зависимость минимального коэффициента усиления от числа пластин в пакете представляет собой убывающую с ростом n ассимтотическую кривую. Начиная с $n = 11 \div 13$, кривая изменяется слабо.

Минимальная величина коэффициента усиления увеличивается с ростом относительной жесткости r_2 при параллельном включении демпферов в систему и уже при $r_2 = 2$ больше допустимой величины $\mu Д = 6$ (см. фиг. 2).

Минимальная величина коэффициента усиления на резонансе для $n = 51$, $k = 2$; $r_1 = \infty, r_2 = 0$ меньше 1 и равна $\mu_{min} = 0{,}8811$. С ростом числа пластин n в пакете настройка демпфера, соответствующая минимальному коэффициенту усиления системы, постепенно перемещается из зоны, где пакет полностью расслоен в зону неполного расслоения пакета.

Так для $n \leqslant 25$, $r_1 = \infty$ $r_2 = 0$, β_3 соответствующая μ_{min} лежит в зоне полностью расслоенного пакета, а для просчитанного нами случая $n = 51$, $r_1 = \infty$, $r_2 = 0$ β_3 лежит уже в зоне неполностью расслоенного пакета. С ростом относительной жесткости r_2 при параллельном включении демпферов в систему настройка демпфера, соответствующая μ_{min}, смещается в зону меньших j — в сторону уменьшения величины β_3. При последовательном включении демпферов в систему величина μ_{min} падает с ростом r_1, а настройка β_3 смещается в сторону больших j.

3. При параллельном включении демпферов в систему относительная жесткость пружины r_2 должна находиться в интервале значений $0 < r_1 < 1$, т. к. в этом случае величина $\mu_{min} < 6$.

При последовательном включении демпфера в систему относительная жесткость r_1 может принимать значения в интервале

$0{,}1 \leqslant r_1 \leqslant \infty$. Причем нижний предел относительной жесткости r_1 в данной работе не подсчитан.

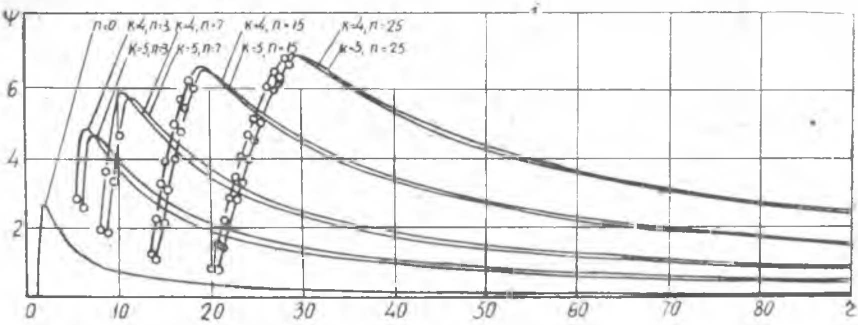
4. Во многих случаях настройку демпфера, обеспечивающую минимальную величину коэффициента динамического усиления на резонансе, нельзя считать оптимальной ввиду того, что она может лежать в непосредственной близости к зоне неустойчивой работы демпфера, т. е. β_3 близко к $[\beta]\mu = \infty$ (см. фиг. 2 случай последовательного включения демпферов и случай $r_1 = \infty$, $r_2 = 0$.) Поэтому в качестве оптимальной целесообразно выбрать настройку демпфера, обеспечивающую величину коэффициента динамического усиления близкую к μ_{min} и лежащую достаточно далеко от зоны неустойчивой работы демпфера.

Как видно из фиг. 2 для интервала рабочих значений относительных жесткостей r_1 и r_2 все оптимальные настройки демпфера лежат в диапазоне значений $\beta_{0n} = 0{,}75 \div 1{,}0 (1{,}1)$. При таком выборе оптимальной настройки предположено, что в процессе выработки ресурса демпфером произведение $f\bar{p}$ увеличивается, а перегрузка, действующая на систему, либо остается постоянной, либо падает, либо возрастает медленнее, чем величина $f\bar{p}$.

Тогда величина $\Theta_1 = \frac{\beta_{on}}{\beta_2}$ будет характеризовать ширину рабочего диапазона демпфера (без учета начальной приработки демпфера). Величина $\Theta_2 = \frac{\beta_1}{\beta_{on}}$ будет характеризовать запас по эффективному демпфированию системы, т. к. этот коэффициент характеризует допустимое уменьшение произведения $f\bar{p}$ в процессе приработки демпфера или вследствие случайных влияний на систему.

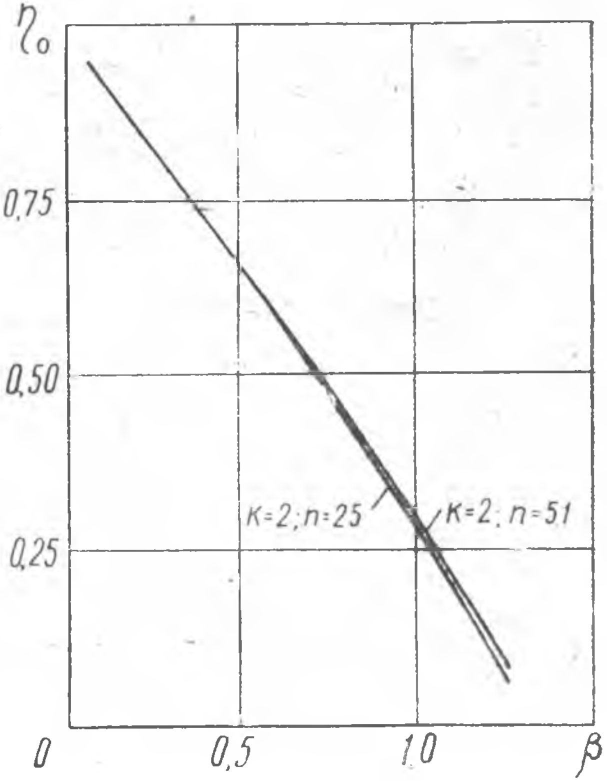
Если в реальной системе в процессе выработки его ресурса возможно уменьшение произведения $f\bar{p}$, или возможно более быстрое возрастание возбуждающей нагрузки (например, за счет разбалансировки вращающихся частей машины) по сравнению с увеличением величины $f\bar{p}$, то зону оптимальных настроек в этом случае следует выбирать в интервале, меньших значений β. И параметр Θ_2 будет характеризовать ширину рабочего диапазона системы, а параметр Θ_1 — запас по эффективному демпфированию системы. Отметим, что во всех случаях оптимальная настройка демпфера лежит в зоне неполностью расслоенного пакета. Выбрать оптимальную настройку демпфера и оценить ширину рабочего диапазона системы можно только решив динамическую задачу о колебаниях системы с данными демпферами.

На фиг. 4 построены зависимости коэффициента поглощения ψ от относительной амплитуды силы, действующей на демпфер $\eta = \frac{P}{R}$, где $R = f\bar{p}bh$ [дан]. Эти зависимости получены из решения задачи о поперечном изгибе статически приложенной циклической силой рассматриваемых многослойных пакетов [3]. На



ψ
n=0
K=4, n=3
K=4, n=7
K=4, n=15
K=4, n=25
K=5, n=3
K=5, n=7
K=5, n=15
K=5, n=25
6
4
2
0
10
20
30
40
50
60
70
80
z

Фиг. 4.



η₀
0,75
0,50
0,25
K=2; n=25
K=2; n=51
0
0,5
1,0
β

Фиг. 5.

фиг. 4 видно, что в интервале значений η, где находится зона неустойчивой работы демпфера в системе, кривая $\psi(\eta)$ изменяется плавно (зона полностью расслоенного пакета), а в интервале, где находятся все рабочие настройки демпфера, кривая изменяется очень круто (зона неполностью расслоенного пакета) и следовательно по этой кривой невозможно выбрать оптимальную настройку демпфера и определить рабочий диапазон настроек демпфера.

На фиг. 5 построена зависимость $\eta_0(\beta)$.

Системы с демпферами, выполненными в виде многослойных пакетов и постоянной жесткостью упругих элементов, имеют мягкую жесткостную характеристику.

ЛИТЕРАТУРА

1. Я. Г. Пановко, Г. И. Страхов. Приближенное исследование вынужденных колебаний упругих систем с конструкционным демпфированием. Вопросы динамики и прочности. Выпуск VIII АН Лат. ССР. Рига, 1962.

2. Я. Г. Пановко. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. Госиздат физико-математич. литературы. Москва, 1960.

3. А. М. Сойфер, И. Д. Эскин. Поперечный изгиб многослойной консоли «Вибрационная прочность и надежность авиадвигателей», Сборник трудов КуАИ, выпуск XIX, Куйбышев, 1965.

4. И. Д. Эскин. Поперечный изгиб многослойного пакета с сухим трением на контактных поверхностях циклической силой. В этом же сборнике.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

$$B_1 = A_4 (n + k)^3$$

$$B_3 = \frac{A_4}{A_5} (A_2 A_1 + A_3)$$

$$B_4 = \pi A_5$$

$$B_6 = \frac{A_5}{A_4}$$