УДК 621.01

А.М. Медведев, Г.В. Литовка, А.В. Станийчук

УВЕЛИЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ СВОЙСТВ СОСТАВНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Осуществлены теоретические исследования, позволяющие снизить шум станков увеличением виброизолирующей способности зубчатых колес механических приводов оборудования. Снижение шума реализовано за счет снижения амплитуды звуковой волны в конструкциях составных зубчатых колес механических приводов станков. В результате упругих деформаций прокладок и втулок обеспечивается не только самоустановка зубчатого венца от действия возникающих в зацеплении динамических нагрузок, но их активное гашение.

The article theoretical researches are carried out, allowing to lower noise of machine tools by increase isolating ability of cogwheels of mechanical drives of the equipment. Noise decrease is realized at the expense of decrease in amplitude of a sound wave in designs of compound cogwheels of mechanical drives of machine tools. As a result of elastic deformations of linings and plugs it is provided not only self-installation of a gear wreath from action of dynamic loadings arising in gearing, but their active clearing.

Создание новых видов техники с форсированными параметрами по скорости, мощности, нагрузкам сопровождается увеличением прерывистых и импульсных шумов, расширением спектра действующих частот, которые прямо или косвенно оказывают влияние на динамическое качество станков. Перспективным является использование виброизолирующего эффекта в зубчатых передачах механических приводов металлорежущих станков. Зубчатую передачу вследствие неизбежных погрешностей изготовления и деформации ее деталей под нагрузкой при конструировании необходимо рассматривать не как плоский, а как пространственный механизм. Следовательно, в каждом зубчатом сопряжении с линейчатым контактом при жесткой установке зубчатых колес имеет место одна избыточная связь. Наличие этой связи приводит к неравномерному распределению нагрузки по длине контактных линий при любых отклонениях от параллельности плоскостей, в которых движутся элементы звеньев механизма. Введение дополнительной местной подвижности в соединении обода и ступицы зубчатого колеса дает возможность устранить эту связь, снизить величину усилия, необходимого для ее преодоления, повысить равномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, что повышает износостойкость и выносливость зубьев. Наличие упругих элементов между ободом и ступицей колеса позволяет изолировать другие звенья кинематической цепи от интенсивных высокочастотных вибраций, генерируемых в зубчатом зацеплении.

Авторами были разработаны конструкции составных зубчатых колес с полной виброизоляцией зубчатого венца (рис. 1). Для силовых высоконагруженных передач применялись зубчатые колеса, в которых соединение обода и ступицы осуществляется с помощью упругих стальных несущих элементов в сочетании с демпфирующим слоем эластомера [1].

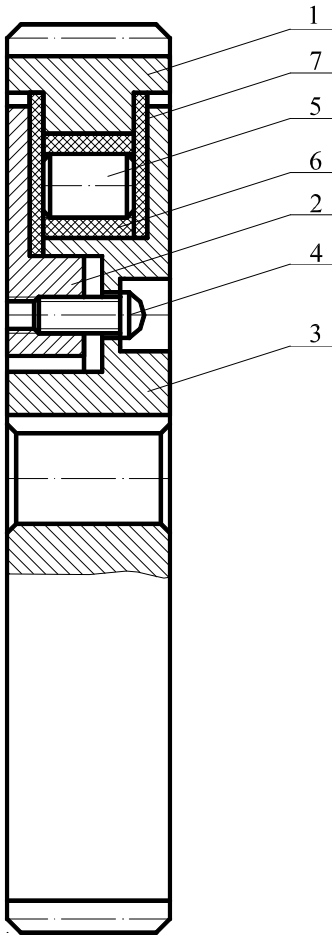


Рис. 1. Составное зубчатое колесо с полной виброизоляцией венца: 1 – зубчатый венец; 2, 3 – ступица; 4 – болт; 5 – ролик; 6 – втулка; 7 – прокладка.

Составное зубчатое колесо состоит из зубчатого венца 1 и разъемной в диаметральной плоскости ступицы, состоящей из двух частей 2 и 3, скрепленных между собой болтами 4, что гарантирует соединение от возможности поворота венца относительно ступицы в процессе эксплуатации. В качестве фиксирующих упругих элементов использованы ролики 5 оси, которых параллельны оси колеса и лежат на окружности разъема венца и ступицы, помещенные во втулки 6 и по торцам снабженные прокладками 7.

Рассмотрим работу конструкции составного зубчатого колеса. Усилия, возникающие на рабочих поверхностях зубьев, передаются венцу 1. Колебания от зубчатого венца 1 проходят резиновую втулку 6 и прокладку 7, где и происходит их активное гашение. Конструкция составного зубчатого колеса позволяет варьировать диаметром и количеством роликов с целью настройки на противорезонанс системы, тем самым уменьшая ее виброакустическую активность. Совокупность втулки 6 и прокладок 7 создает многозвенную полностью виброизолированную и вибродемпфирующую систему. В результате упругих деформаций прокладок и втулок обеспечивается не только самоустановка зубчатого венца от действия возникающих в зацеплении динамических нагрузок, но их активное гашение.

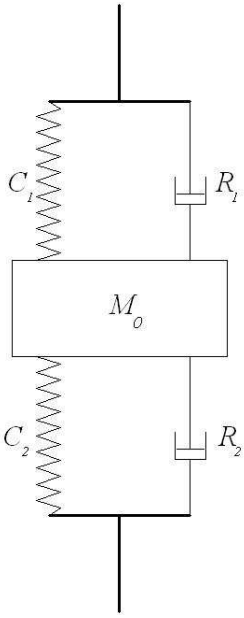


Рис. 2. Принципиальная схема виброизолирующего крепления составного зубчатого колеса с промежуточной массой (механического

Виброизолирующая втулка и фиксирующий ролик конструкции составного зубчатого колеса, воспринимающие внешнюю силу или момент и передающие присоединенной к нему внешней нагрузке силу или момент такого же геометрического направления, рассмотрим в качестве двухконечного механического звена, аналогично электрическому четырехполюснику (рис. 2).

Считая величину промежуточной массы M_0 переменным параметром, выясним, как ее изменение влияет на виброизоляцию составного колеса.

Виброизоляция, обеспечиваемая виброизолирующей втулкой и фиксирующим роликом, запишем в следующем виде [2]

$$U = 20\lg\left|\frac{\overline{A}_a + Z_ф + \overline{B}_a + Z_м\left(\overline{C}_a Z_ф + \overline{D}_a\right)}{Z_м + Z_ф}\right|,$$

где $\overline{A} = 1 - \dfrac{\dfrac{\omega^2 M}{C}}{1 + \dfrac{\omega^2 R^2}{C^2}} + i\dfrac{\dfrac{\omega R}{C}\dfrac{\omega^2 M}{C}}{1 + \dfrac{\omega^2 R^2}{C^2}}$; $\overline{B} = i\omega M$;

$$\overline{C}=\frac{\omega}{C}\left[2\frac{\omega R}{C}\frac{1-\frac{\omega^2 M}{C}+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}}{\left(1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}\right)^2}+i\frac{2\left(1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}\right)+\frac{\omega^2 M}{C}\left(\frac{\omega^2 R^2}{C^2}-1\right)}{\left(1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}\right)^2}\right];\ \overline{D}=1-\frac{\frac{\omega^2 M}{C}}{1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}}+i\frac{\frac{\omega R}{C}\frac{\omega^2 M}{C}}{1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}}.$$

Ограничиваясь частным случаем симметричного рабочего элемента, так что $C_1=C_2=C$; $R_1=R_2=R$, воспользуемся коэффициентами механического четырехполюсника. При условии, что механизм и фундамент могут рассматриваться как сосредоточенные массы M и $M_ф$, используем для вычисления виброизоляции формулу (1).

После подстановки в нее значений $\overline{A}_a=\overline{D}_a, B_a, \overline{C}_a$ и при использовании обозначения

$$M_{мф}=\frac{M\,M_ф}{M+M_ф} \tag{2}$$

виброизоляция может быть написана в развернутом виде:

$$U=10\lg\left(1+\frac{1}{\left(1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}\right)^2}\left\{\left[\left(1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}\right)\left(1+\frac{M_0\,M_ф}{M+M_ф}\right)-\frac{\omega^2 M_0}{C}\left(1+2\frac{M_{мф}}{M_0}+\frac{\omega^2 M_{мф}}{C}\right)\right]^2+\right.\right. \tag{3}$$

$$\left.\left.+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}\frac{\omega^4 M_0^2}{C^2}\left(1+2\frac{M_{мф}}{M_0}\right)^2-\left(1+\frac{\omega^2 R^2}{C^2}\right)^2+4\frac{\omega^2 M_0}{C}\frac{\omega^2 M_{мф}}{C}\left[1+\frac{M_0}{M+M_ф}-\frac{\omega^2 M_0}{C}\left(1+2\frac{M_{мф}}{M_0}\right)\right]\right\}\right)$$

Выражения (2) и (3) симметричны относительно M и M_0. Независимо от того, к которой из этих ма

При достаточно больших ω можно пользоваться вместо (3) следующей приближенной формулой:

$$U\approx 40\lg\frac{\omega}{R}\sqrt{M_0\,M_{мф}}\,. \tag{4}$$

Таким образом, в области высоких частот виброизоляция, обеспечиваемая амортизатором с промежуточной массой, имеющей безынерционный упругий подвес с вязким трением, возрастает на 12 *дБ* при увеличении частоты на октаву. При отсутствии трения (R = 0)

$$U=20\lg\left|1+\frac{M_0}{M+M_0}+\frac{\omega^2 M_0}{C}\frac{\omega^2 M_{мф}}{C}-\omega^2\frac{M_0+2M_{мф}}{C}\right|. \tag{5}$$

При достаточно больших ω

$$U\approx 80\lg\omega\sqrt[4]{\frac{M_0\,M_{мф}}{C}}\,. \tag{6}$$

В этом случае рост виброизоляции в области высоких частот составляет 24 *дБ* на октаву.

Корнями многочлена, стоящего внутри скобок выражения (5), определяются частоты λ_1 и λ_2 свободных колебаний системы (рис. 3).

Обозначая $\omega\sqrt{\frac{M}{C_a}}=\eta$ (здесь $C_a=\frac{C}{2}$), запишем частотное уравнение в виде

$$\eta^4 - 2\eta^2\left(1+\frac{M}{M_ф}+2\frac{M}{M_0}\right)+4\left(\frac{M}{M_ф}+\frac{M}{M_0}+\frac{M}{M_ф}\frac{M}{M_0}\right)=0\,. \qquad (7)$$

Отсюда

$$\eta_{1,2}^2 = 1+\frac{M}{M_ф}+2\frac{M}{M_0}\pm\sqrt{\left(1-\frac{M}{M_ф}\right)^2+4\frac{M}{M_0^2}}\,; \qquad (8)$$

$$\lambda_{1,2}^2 = \frac{C}{2M}\eta_{1,2}^2 = \frac{C}{M_0}+\frac{C}{2M_{мф}}\pm\sqrt{\left(\frac{C}{M_0}+\frac{C}{2M_{мф}}\right)^2-\frac{C}{M_0}\frac{C}{M_{мф}}-\frac{C}{M}\frac{C}{M_ф}}\,. \qquad (9)$$

Приближенно

$$\lambda \approx C\frac{M_0+M+M_ф}{2MM_ф+M_0\left(M+M_ф\right)}. \qquad (10)$$

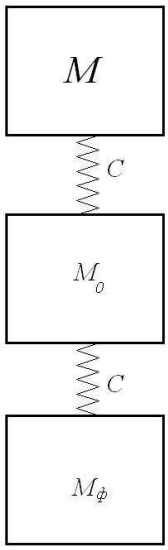


Рис. 3. Простейшая колебательная система, возникающая при установке массы M на фундаменте $M_ф$, через посредство амортизатора с промежуточной массой, не

Обычно промежуточная масса фиксирующего ролика M_0 мала по сравнению с массой обода составного зубчатого и массой ступицы. При этом условии –

$$\lambda_1^2 = \frac{C}{2M_{мф}}; \qquad \lambda_2^2 = 2\frac{C}{M_0}. \qquad (11)$$

Малая промежуточная масса фиксирующего ролика почти не оказывает влияния на низшую частоту λ_1 свободных колебаний системы (рис. 3).

Этой частоте соответствуют, главным образом, колебания масс M и $M_ф$ относительно друг друга. Что касается частоты λ_2, то она определяется почти исключительно колебаниями промежуточной массы относительно масс M и $M_ф$.

При $M_0 = 0$, $\lambda_1 = \sqrt{\frac{C}{2M_{мф}}}$, а $\lambda_2 \to \infty$. В результате получается система с одной собственной частотой (λ_1).

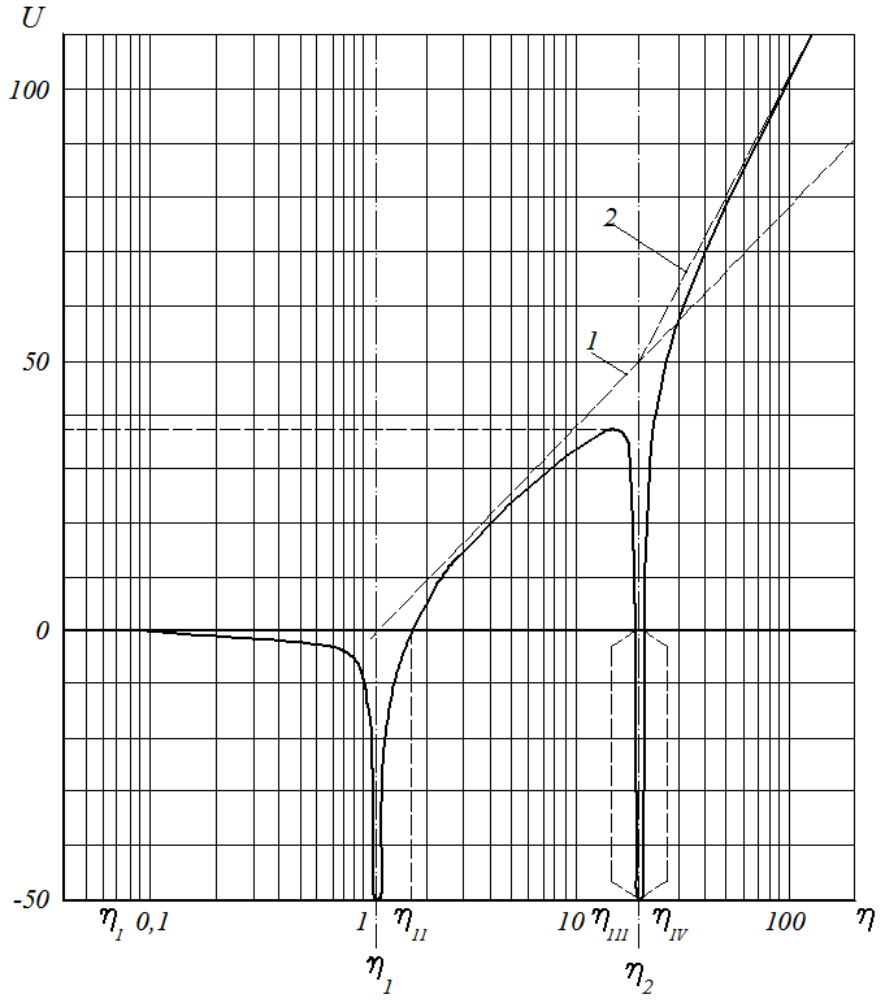
При круговых частотах возмущающей силы, совпадающих с определяемыми формулой (9) собственными частотами λ_1 и λ_2, виброизоляция (8) стремится к минус бесконечности.

Корни уравнения $U(\omega)=0$ обращают величину внутри скобок (5) в минус либо плюс единицу.

Значения квадратов этих корней, перенумерованных в порядке их возрастания, будут:

$$\left.\begin{aligned}
\omega_{1}^{2} &= \frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}} - \sqrt{\left(\frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}}\right)^2 - \frac{C^2}{MM_{мф}}}; \\
\omega_{11}^{2} &= \frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}} - \sqrt{\left(\frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}}\right)^2 - \frac{C^2}{MM_{мф}}\left(1 + 2\frac{M + M_{ф}}{M_0}\right)}; \\
\omega_{111}^{2} &= \frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}} + \sqrt{\left(\frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}}\right)^2 - \frac{C^2}{MM_{мф}}\left(1 + 2\frac{M + M_{ф}}{M_0}\right)}; \\
\omega_{1V}^{2} &= \frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}} + \sqrt{\left(\frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}}\right)^2 - \frac{C^2}{MM_{мф}}}.
\end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Вид кривой виброизоляции (5), как функции безразмерного аргумента η, показан на рис.



4.

Рис. 4. Вид кривой виброизоляции и способ ее приближенного построения:
1 – прямая имеет уклон 12 *дБ* на октаву; 2 – уклон 24 *дБ* на октаву.

Значения корней η_1 η_{11}, η_{111} η_{1V} получаются соответственно из ω_1, ω_{11}, ω_{111}, ω_{1V} умножением последних на $\sqrt{\frac{2M}{C}}$. При $\omega = 0$ виброизоляция

$$U = 20\lg\left(1 + \frac{M_0}{M + M_ф}\right). \qquad (13)$$

Таким образом, U положительна, но при малой величине отношения $\frac{M_0}{M + M_ф}$ весьма невелика. Участками, где виброизоляция (5) больше нуля, являются $0 < \omega < \omega_1$; $\omega_{11} < \omega < \omega_{111}$; $\omega > \omega_{1V}$.

На втором из этих участков величина (5) имеет экстремум при $\omega^2 = \frac{C}{M_0} + \frac{C}{2M_{мф}}$, причем ее экстремальное значение

$$U_e = 20\lg\left[\frac{M_{мф}}{M_0} + \frac{M_0}{4M_{мф}}\left(\frac{M - M_ф}{M + M_ф}\right)^2\right]. \qquad (14)$$

Если $M = M_Ф$, то

$$U_e = 20\lg\left[\frac{M_{мф}}{M_0}\right] = 20\lg\left[\frac{M}{2M_0}\right]. \qquad (15)$$

Левее указанного экстремума на кривой рис. 4 расположен участок, характеризующийся возрастанием виброизоляции примерно на 12 *дБ* с увеличением частоты на октаву. Его существование обусловлено тем, что в соответствующем интервале частот преобладающее влияние на величину виброизоляции оказывает последнее слагаемое из стоящих внутри скобок выражения (5).

На участках $\omega_1 < \omega < \omega_{11}$ и $\omega_{111} < \omega < \omega_{1V}$ виброизоляция (5) отрицательна. Чем больше промежуточная масса, тем меньше частота ω_{1V}, определяющая нижнюю границу области высоких частот, где достигается наибольшая эффективность амортизации.

В области высоких частот, как это следует из (6), увеличение промежуточной массы в n раз дает прибавку виброизоляции, равную

$\Delta U \approx 20\lg n$ *(дБ)*.

В то же время нижняя граница указанной области отодвигается с увеличением M_0 в сторону низких частот. Это сопровождается сокращением и смещением влево остальных областей положительной и отрицательной виброизоляции, так как корни (12) сближаются и уменьшаются. Наибольшее значение (14) виброизоляции внутри промежутка $\omega_{11} < \omega < \omega_{111}$ снижается. В случае, когда $M = M_ф$, указанное снижение составляет

$-\Delta U = 20\lg n$.

Сравнительный анализ спектрограмм шума показал, что характер амплитудно-частотного спектра составных зубчатых колес несущественно отличается от спектра зубчатой передачи серийного исполнения. Максимальное снижение до 5-14 *дБ* отмечено на 6 и 7 гармоникАХ зубцовой частоты. Уровень звука зубчатой передачи снижен на 5 *дБА*, а шум привода – на 3 *дБА*.

Результаты экспериментальных исследований составного зубчатого колеса показали эффективность использования разработки для виброизоляции и демпфирования рамы, а также присоединенных конструкций от виброакустической нагрузки, возникающей в зубчатых передачах.

По абсолютной величине уровни звукового давления, зарегистрированные при испытаниях составных зубчатых колес для отдельных зубцовых частот, были в 2-3 раза ниже, чем при испытаниях серийных передач, что соответствует 6-10 *дБ* в относительных логарифмических единицах.

Расчет спектра собственных частот позволит варьированием геометрических характеристик зубчатого колеса спроектировать безрезонансные режимы работы зубчатой передачи.

Обозначения:

U – *виброизоляция;*

C – *жесткость;*

R – *коэффициент сопротивления;*

λ – *круговая частота;*

M – *масса зубчатого венца;*

M_0 – *масса фиксирующего ролика;*

$M_ф$ – *масса ступицы зубчатого колеса.*

---

1. А.с. № 1551913 СССР, МКИ5 F 16 H 55/17, 55/14. Составное зубчатое колесо / А.М. Медведев, Н.Л. Суханов, А.В. Бушманов А.С. Чурилин. – № 4424362/25-28; заявл.12.05.88, опубл. 23.03.1990. Бюл. № 11. – С. 140.

2. Беляковский, Н.Г. Конструктивная амортизация механических приборов и аппаратуры на судах. – Л.: Судостроение, 1965.