

М а т е м а т и к а . П р и к л а д н а я
м а т е м а т и к а .
М е х а н и к а

УДК 621.01

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

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ СОСТАВНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

В статье выполнены теоретические исследования, позволяющие на ранних стадиях проектирования механических передач снизить шум увеличением виброизолирующей способности зубчатых колес. 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. Для оценки изменения уровня вибраций на ступице составного зубчатого колеса, вызванного переходом к неабсолютно жесткому ободу от абсолютно жесткого, необходимо учесть изменение характеристик самого обода составного колеса как источника возмущений.

The article comprises theoretical research, which allows at early design stages of mechanical transmissions to reduce noise by increasing antivibration ability of cogwheels. Noise reduction is realized by amplitude decay of a sound wave in structured designs of compound cogwheels in mechanical drives of machines. As a result of elastic deformations of gaskets and bushings there is not only self-installations of a gear rim due to dynamic loadings in gearing, but their active attenuation as well. For an assessment of change of vibration level on the compound cogwheel hub caused by transition from absolutely rigid to not absolutely rigid rim it is necessary to consider the characteristic changes of the rim of a compound wheel as a perturbation source.

Введение

Для современной экономики развитых стран характерен высокий удельный вес машиностроительного производства, которое является основным исходным звеном в создании различных машин и механизмов. В то же время это производство является одним из травмоопасных среди основных отраслей промышленности. Основные причины этого – наличие ряда неблагоприятных факторов среды, особенно шумов и вибраций оборудования. Функциональный анализ производственных машин показывает, что доля механической части сократилась с 70% в начале 90-х гг. до 35-40% – в настоящее время. На рис. 1 представлен

характерный график, отражающий динамику этого процесса в производственных машинах за 40 лет, начиная с 70-х гг.

Анализ показывает, что еще в начале 90-х гг. подавляющее большинство функций машины (более 70%) реализовывалось механическим путем. В последующие десятилетия происходило постепенное вытеснение механических узлов – сначала электронными, а затем и компьютерными блоками. В настоящее время в мехатронных системах объем функций распределен между механическими, электронными и компьютерными компонентами практически поровну. При этом доля компьютерной части возросла за последнее 10-летие вдвое, и есть все основания прогнозировать сохранение этой тенденции в технике будущего.

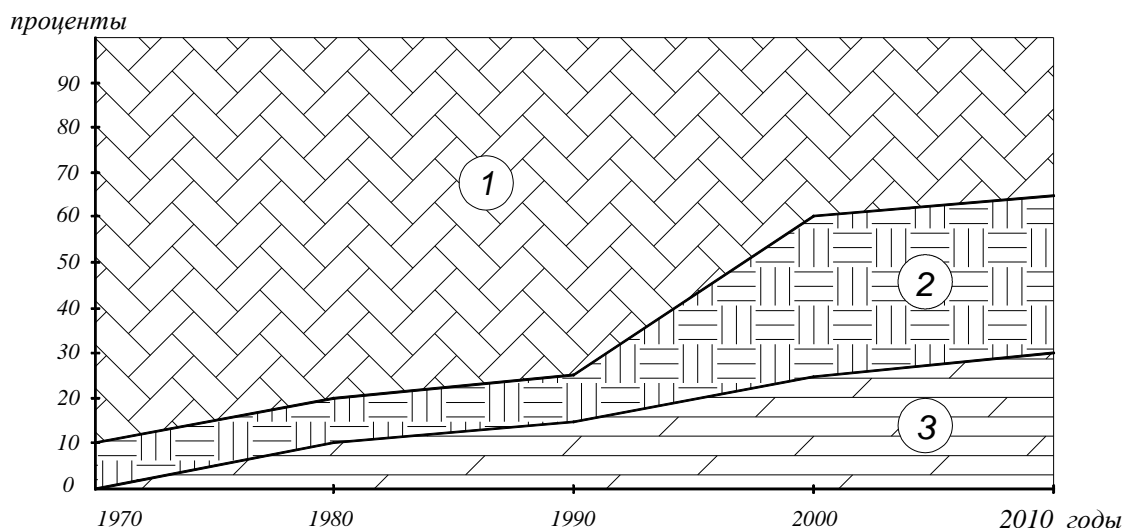


Рис. 1. Функциональный анализ производственных машин:
1 – механическая часть; 2 – электроника; 3 – программное управление.

Принципиально важно подчеркнуть, что тенденция перехода от механических к мехатронным технологиям в современном машиностроении не «закрывает» механику. Наоборот, это стимулирует ее развитие к интеграции с интеллектуальными компонентами в рамках единой системы. Системный подход диктует новые требования к встроенным механическим и гибридным компонентам, что в свою очередь ведет к развитию новых технологий и конструкторских решений в области механики.

Постановка задачи

Проблема проектирования малошумных машин и оборудования является достаточно сложной и многоплановой. Множество различных факторов, характеризующих условия работы зубчатых передач, сложные закономерности теории колебаний и упругости пространственных систем до настоящего времени не позволили создать единые методики расчетной количественной оценки влияния каждого из этих факторов, а особенно их сочетаний на вибрационные процессы и нагруженность элементов зубчатых сопряжений, а далее – на виброакустическую активность и долговечность зубчатых передач. Одно из средств борьбы с возникновением и распространением вредной вибрации, в том числе структурного шума, представляющего собой вибрации звуковых частот, – использование эффективной виброизоляции в приводных устройствах технологического оборудования [1].

Дальнейшие теоретические исследования проводились с целью выполнения критериальных показателей, позволяющих на ранних этапах проектирования разработать методики количественной оценки шума, генерируемого зубчатым зацеплением, в состав которого входит

составное колесо, и достижения шума зацепления, соответствующего санитарным нормам. Для оценки изменения уровня вибраций на ступице составного зубчатого колеса, вызванного переходом к неабсолютно жесткому ободу от абсолютно жесткого, необходимо учесть изменение характеристик самого обода составного колеса как источника возмущений.

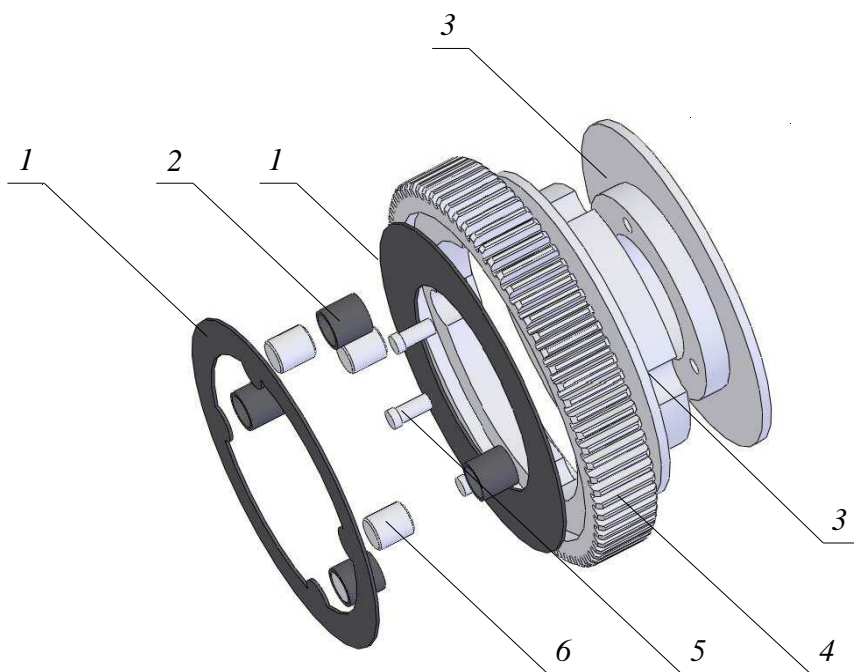


Рис. 2. Конструкция составного зубчатого колеса с полной виброизоляцией венца:

1 – виброизолирующие прокладки; 2 – виброизолирующие втулки; 3 – ступица; 4 – зубчатый венец; 5 – крепежные элементы; 6 – ролик.

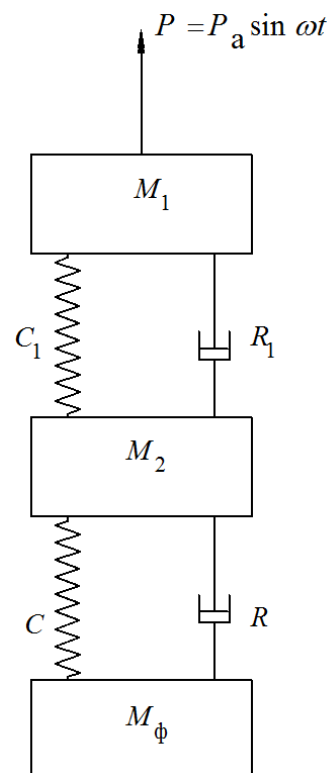


Рис. 3. Принципиальная схема колебательной системы.

Теоретические исследования коэффициента эффективности вибрационной защиты составного зубчатого колеса

Представляет интерес случай, когда в конструкцию составного зубчатого колеса (рис. 2) входит сосредоточенная масса (фиксирующий ролик б), помещенная между двумя упруго-вязкими звеньями (зубчатым венцом 4 и ступицей колеса 3) (рис. 3) [2].

Рассмотрим обод составного зубчатого колеса, когда он представлен не массой M , а в виде четырехполюсника с упруго-вязким звеном C_1, R_1 , между массами M_1 и M_2 , причем $M = M_1 + M_2$.

Коэффициент эффективности вибрационной защиты составного зубчатого колеса запишется в развернутом виде, как [3]:

$$U = 10 \lg \left\{ 1 + \frac{\omega^2 \frac{M_{\text{мф}}}{C} \left[\left(1 + \frac{\omega^2 R_1^2}{C_1^2} \right) \left(\omega^2 \frac{M_{\text{мф}}}{C} - 2 \right) + \omega^2 \frac{M_{1,2+\phi}}{C_1} \left(\omega^2 \frac{M_{1,2}}{C_1} - 2 \right) \left(\omega^2 \frac{M_{2,\phi}}{C} - 2 \right) \right] - 2 \frac{\omega^4 M_{1-\phi}^2}{CC_1} \left(1 - \frac{\omega R}{C} \frac{\omega R_1}{C_1} \right)}{\left(1 + \frac{\omega^2 R_1^2}{C^2} \right) \left[\left(1 - \omega^2 \frac{M_{1,2+\phi}}{C_1} \right)^2 + \frac{\omega^2 R_1^2}{C_1^2} \right]} \right\}, \quad (1)$$

где $M_{1,2} = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}$; $M_{\text{м,}\phi} = \frac{M M_\phi}{M + M_\phi} = M_\phi \frac{M_1 + M_2}{M_1 + M_2 + M_\phi}$; $M_{2,\phi} = \frac{M_2 M_\phi}{M_2 + M_\phi}$;

$$M_{1,2+\phi} = M_1 \frac{M_2 + M_\phi}{M_1 + M_2 + M_\phi}; \quad M_{1-\phi} = \frac{M_1 M_\phi}{M_1 + M_2 + M_\phi}.$$

При отсутствии трения ($R_1 = R = 0$) формула (1) примет следующий вид:

$$U = 20 \lg \left| 1 - \omega^2 \frac{M_{\text{мф}}}{C} \frac{1 - \omega^2 \frac{M_{12}}{C_1}}{1 - \omega^2 \frac{M_{1,2+\phi}}{C_1}} \right| = 20 \lg \left| 1 - \frac{2 \left(1 - \omega^2 \frac{M_{1,2+\phi}}{C_1} \right) - \omega^2 \frac{M_{\text{мф}}}{C} \left(1 - \omega^2 \frac{M_{12}}{C_1} \right)}{1 - \omega^2 \frac{M_{1,2+\phi}}{C_1}} \right|, \quad (2)$$

причем $U \rightarrow \infty$, когда $\omega^2 = \omega_*^2 = \frac{C_1}{M_{1,2+\phi}}$, а также при $\omega \rightarrow \infty$.

Можно также видеть, что квадраты корней уравнения $U(\omega) = 0$ равны

$$\omega_1^2 = 0; \quad \omega_{11}^2 = \frac{C_1}{2M_{12}} + \frac{C}{M_{2\phi}} - \sqrt{\left(\frac{C_1}{2M_{12}} - \frac{C}{M_{2\phi}} \right)^2 + 2 \frac{CC_1}{M_2^2}}; \quad \omega_{111}^2 = \frac{C_1}{M_{12}}; \quad (3)$$

$$\omega_{1V}^2 = \frac{C_1}{2M_{12}} + \frac{C}{M_{2\phi}} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2M_{12}} - \frac{C}{M_{2\phi}} \right)^2 + 2 \frac{CC_1}{M_2^2}}.$$

Приравняв нулю величину, стоящую в выражении (2) под знаком логарифма, получим частотное уравнение рассматриваемой системы без трения. Его корнями

$$\lambda_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{C_1}{M_{12}} + \frac{C}{M_{2\phi}} \pm \sqrt{\left(\frac{C_1}{M_{12}} - \frac{C}{M_{2\phi}} \right)^2 + 2 \frac{CC_1}{M_2^2}} \right] \quad (4)$$

определяются частоты возмущения, при которых $U \rightarrow -\infty$.

При этом

$$\omega_1^2 = 0 < \lambda_1^2 < \omega_{11}^2; \quad \omega_{11}^2 < \omega_*^2 < \omega_{111}^2; \quad \omega_{111}^2 < \lambda_2^2 < \omega_{1V}^2. \quad (5)$$

Результаты и их обсуждение

Приближенное построение графика зависимости $U(\omega)$ или $U(\omega^2)$ для системы без трения теперь не представит затруднений. Такой график полезен в качестве первого приближения и для оценки коэффициента эффективности вибрационной защиты составного колеса в системе с

трением. Последнее устранил разрывы непрерывности кривой $U(\omega)$, но в остальном, за исключением области самых высоких частот, его влияние будет слабым.

Возвращаясь к выражению (2), учитывающему трение, заметим, что при весьма больших ω оно дает

$$U \approx 20 \lg \frac{\omega}{R} M_{2\phi}. \quad (6)$$

Если бы принадлежащие конструкции составного зубчатого колеса массы M_1 и M_2 составляли одно жесткое целое (т.е. $C_1 \rightarrow \infty$), то при весьма высоких частотах было бы

$$U_{C_1 \rightarrow \infty} \approx 20 \frac{\omega}{R} M_{\text{мф}}. \quad (7)$$

Таким образом, в области средних и высоких частот для рассматриваемого случая коэффициент эффективности вибрационной защиты конструкции составного зубчатого колеса уменьшается

$$U_{C_1 \rightarrow \infty} - U \approx 20 \lg \left(1 + \frac{M_1}{M_{21}} \frac{M_{\phi}}{M_1 + M_2 + M_{\phi}} \right), \quad (8)$$

что обусловлено неабсолютной жесткостью обода колеса. Он возрастает с увеличением массы ступицы составного зубчатого колеса и при $M_{\phi} \rightarrow \infty$ составляет $20 \lg \left(1 + \frac{M_1}{M_2} \right)$.

Выражение для разности $U_{C_1 \rightarrow \infty} - U$ остается справедливым при достаточно высоких частотах ω и в случае системы без трения, хотя ход кривых $U_{C_1 \rightarrow \infty}$ и U различен. При отсутствии трения их координаты возрастают на 12 дБ с увеличением частоты на октаву, а при наличии трения – только на 6 дБ.

На рис. 4 две кривые коэффициента эффективности вибрационной защиты составного зубчатого колеса построены для системы без трения; показаны также высокочастотные ветви аналогичных кривых, соответствующих наличию трения. При вычерчивании кривых в качестве

аргумента взята безразмерная величина $\eta = \omega \sqrt{\frac{M}{C}}$.

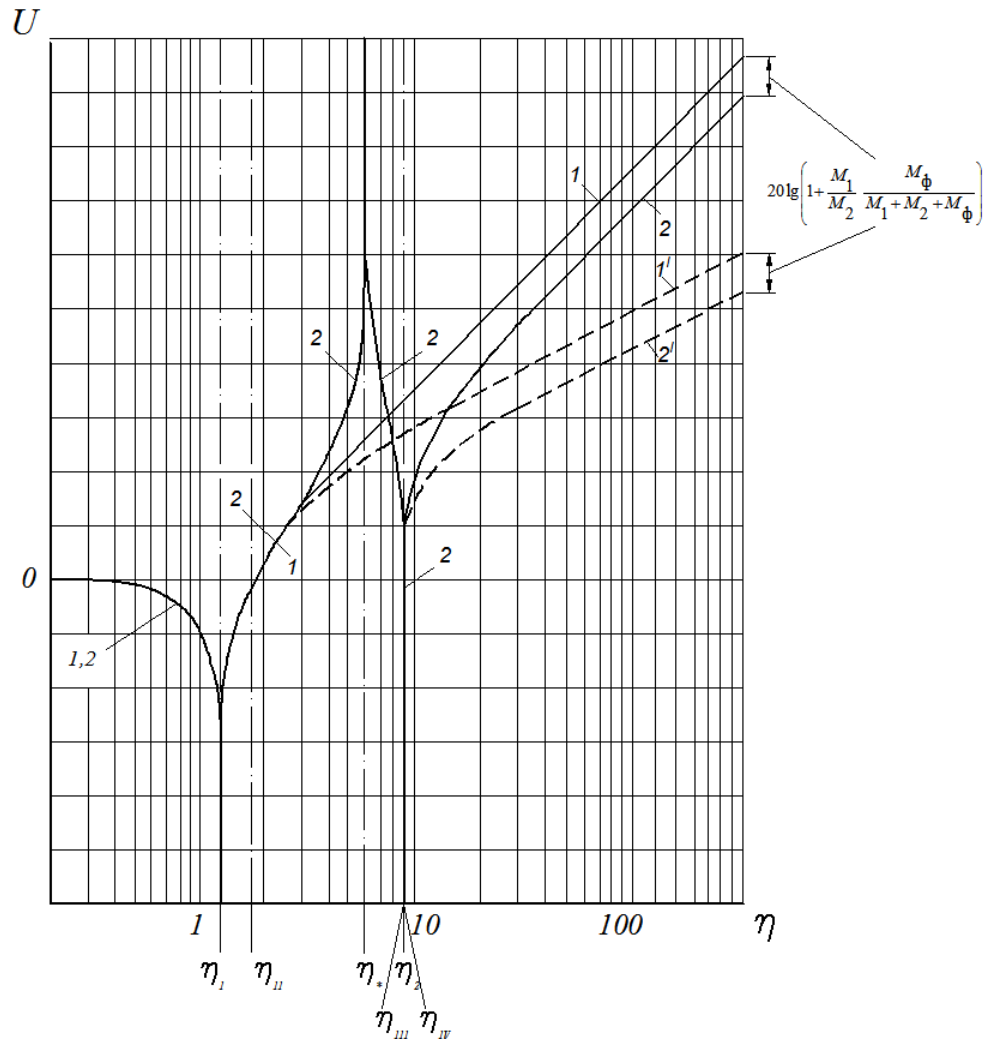


Рис. 4. Кривые коэффициента эффективности вибрационной защиты составного зубчатого колеса при отсутствии трения ($R = R_1 = 0$) для случаев: 1 – абсолютно жесткого обода колеса $C_1 \rightarrow \infty$; 2 – неабсолютно жесткого обода колеса, для которого C_1 значительно больше C , в силу чего низшая частота свободных колебаний системы почти не изменяется в случае увеличения C_1 ; 1' и 2' – высокочастотные ветви кривых коэффициента эффективности вибрационной защиты (при $R \neq 0$).

Выводы

Для оценки изменения уровня вибраций на ступице составного зубчатого колеса, вызванного переходом к неабсолютно жесткому ободу от абсолютно жесткого, недостаточно знать, как изменился при этом коэффициент эффективности вибрационной защиты, обеспечиваемый виброизолирующим креплением. Нужно учесть изменение характеристик самого обода составного колеса как источника возмущений.

1. Артоболевский, И.И., Бобровницкий, Ю.И., Генкин, М.Д. Введение в акустическую динамику машин. – М.: Наука, 1979. – 295 с.

2. 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, опубли. 23.03.1990. Бюл. № 11. – С. 140.

3. Клюкин, И.И. Борьба с шумом и вибрацией на судах. – Л.: Судостроение, 1982. – 256 с.