

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ СОСТАВНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С УЧЕТОМ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОДА

*А.М. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, доцент
Г.В. ЛИТОВКА, доктор техн. наук, профессор
(Амурский государственный университет,
г. Благовещенск)*

Статья поступила 20 февраля 2013 года

Медведев А.М. – 675027, г. Благовещенск, ул. Игнатьевское шоссе, 21,
Амурский государственный университет, e-mail: design@amursu.ru

Рассмотрен комплексный подход при проектировании средств борьбы с возникновением и распространением структурного шума в приводных устройствах технологического оборудования. Выполнены теоретические исследования, позволяющие на ранних стадиях проектирования механических передач снизить шум путем увеличения 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 и 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.

Ключевые слова: технологическое оборудование, механический привод, структурный шум, составные зубчатые колеса, коэффициент эффективности вибрационной защиты.

Введение

Для современной экономики развитых стран характерен высокий удельный вес машиностроительного производства, которое служит основным исходным звеном в создании различных машин и механизмов. В то же время оно является одним из травмоопасных среди основных отраслей промышленности. Основные причины этого – наличие ряда неблагоприятных факторов среды, особенно шумов и вибраций оборудования. Механический привод является одним из источников повышенной виброакустической активности и оказывает существенное влияние на обеспечение динамического качества станка.

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 на основе обобщения всех отдельных наблюдений и исследований создать единые методики расчетной количественной оценки влияния каждого из этих факторов, а особенно их сочетаний на вибрационные процессы и нагруженность элементов зубчатых сопряжений и далее на виброакустическую активность и долговечность зубчатых передач. Следует отметить, что средства снижения вибрации и воздушного шума, применяемые после окончания общего проектирования, во многих случаях лишь частично решают поставленную задачу и требуют больших затрат. Значительный эффект снижения уровней вибрации и шума с меньшими затратами можно получить, если уже на ранних стадиях проектирования судов учесть акустические требования и



предусмотреть выполнение акустического проектирования станка.

Одним из средств борьбы с возникновением и распространением вредной вибрации, в том числе структурного шума, представляющего собой вибрации звуковых частот, является использование эффективной виброизоляции в приводных устройствах технологического оборудования [1].

Дальнейшие теоретические исследования проводились с целью создания критериальных показателей, позволяющих на ранних этапах проектирования разработать методики расчетной количественной оценки шума зубчатой передачи.

Теоретические исследования коэффициента эффективности вибрационной защиты составного зубчатого колеса

Представляет интерес такой момент, когда в конструкцию составного зубчатого колеса (рис. 1) входит сосредоточенная масса (фиксирующий ролик б), помещенная между двумя упруговязкими звеньями (зубчатым венцом 4 и ступицей колеса 3) (рис. 2) [2].

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

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

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

где

$$M_{1,2} = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2};$$

$$M_{\text{м,ф}} = \frac{M M_{\text{ф}}}{M + M_{\text{ф}}} = M_{\text{ф}} \frac{M_1 + M_2}{M_1 + M_2 + M_{\text{ф}}};$$

$$M_{2,\text{ф}} = \frac{M_2 M_{\text{ф}}}{M_2 + M_{\text{ф}}}; \quad M_{1,2+\text{ф}} = M_1 \frac{M_2 + M_{\text{ф}}}{M_1 + M_2 + M_{\text{ф}}};$$

$$M_{1-\text{ф}} = \frac{M_1 M_{\text{ф}}}{M_1 + M_2 + M_{\text{ф}}}.$$

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

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

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

при $\omega \rightarrow \infty$.

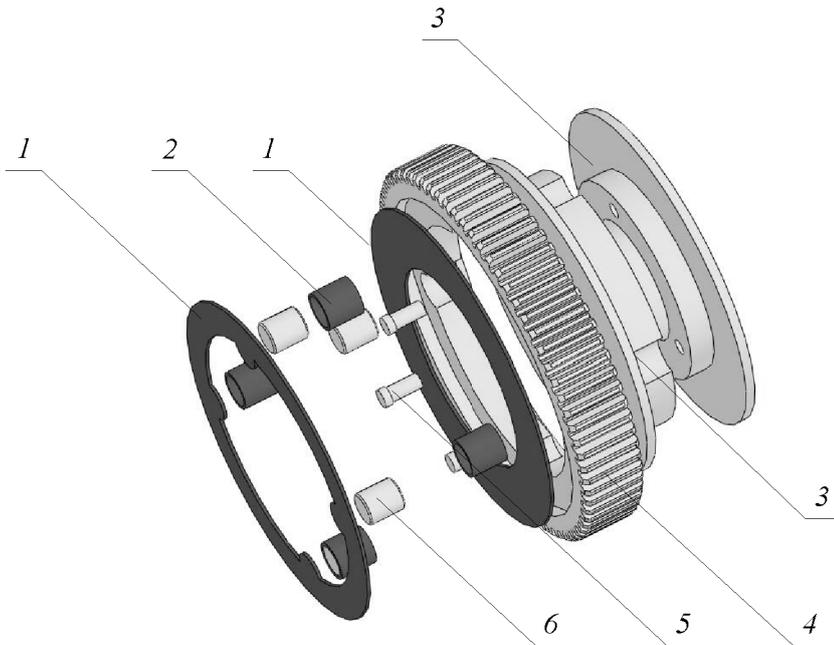


Рис. 1. Конструкция составного зубчатого колеса с полной виброизоляцией венца:

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

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

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= 0; \\ \omega_{11}^2 &= \frac{C_1}{2M_{12}} + \frac{C}{M_{2\Phi}} - \sqrt{\left(\frac{C_1}{2M_{12}} - \frac{C}{M_{2\Phi}}\right)^2 + 2\frac{CC_1}{M_2^2}}; \\ \omega_{111}^2 &= \frac{C_1}{M_{12}}; \\ \omega_{1V}^2 &= \frac{C_1}{2M_{12}} + \frac{C}{M_{2\Phi}} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2M_{12}} - \frac{C}{M_{2\Phi}}\right)^2 + 2\frac{CC_1}{M_2^2}}. \end{aligned} \quad (3)$$

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 $U \rightarrow -\infty$.

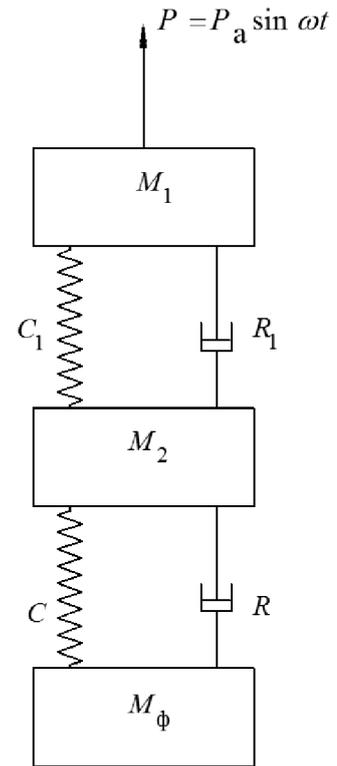


Рис. 2. Принципиальная схема колебательной системы

При этом

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

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), учитывая 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, что

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

Таким образом, в области высоких частот для рассматриваемого случая имеет место уменьшение коэффициента эффективности вибрационной защиты конструкции составного зубчатого колеса:

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

обусловленное неабсолютной жесткостью обода колеса. Коэффициент 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. 3 изображены две кривые коэффициента эффективности вибрационной защиты составного зубчатого колеса, построенные для системы без трения; показаны также высокочастотные ветви аналогичных кривых, соответствующих наличию трения. При вычерчивании

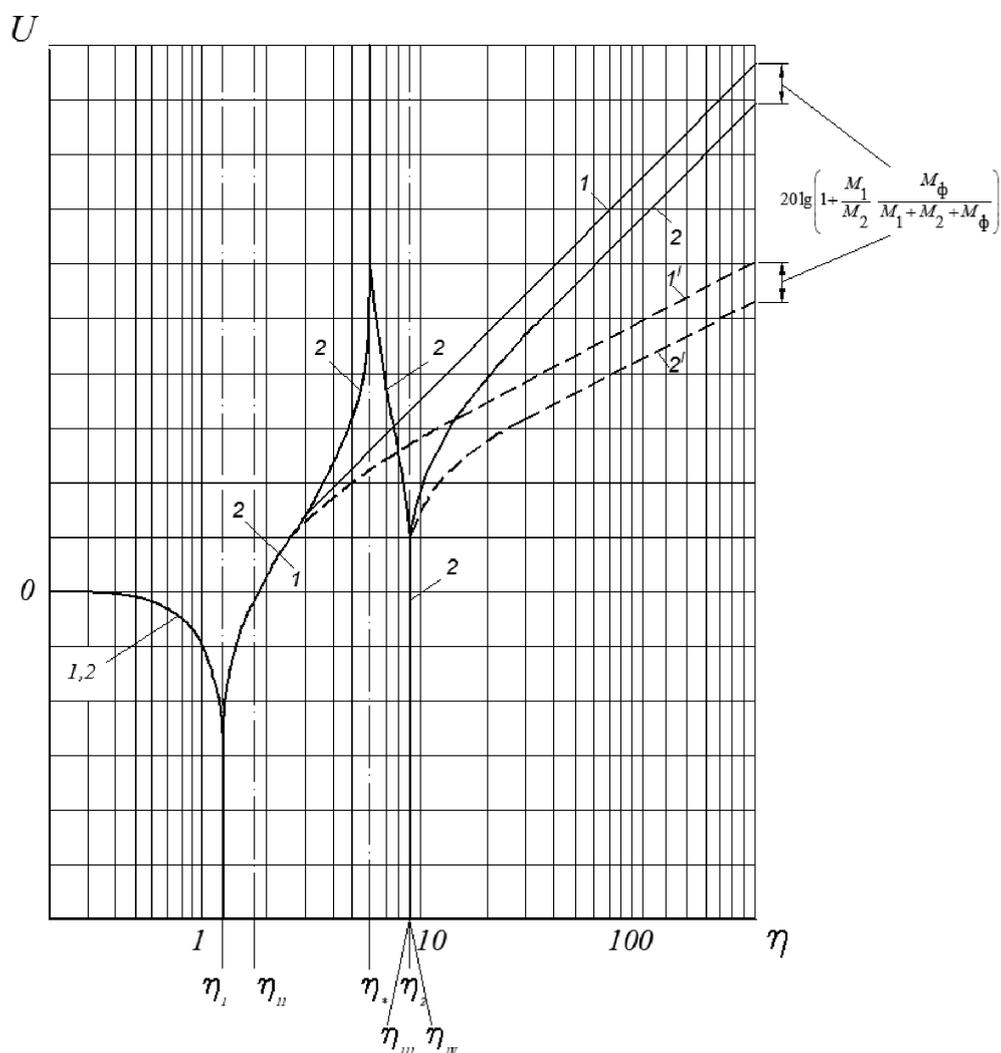


Рис. 3. Кривые коэффициента эффективности вибрационной защиты составного зубчатого колеса при отсутствии трения ($R = R_1 = 0$) для случаев:

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 $R \neq 0$)

кривых в качестве аргумента взята безразмерная

$$\text{величина } \eta = \omega \sqrt{\frac{M}{C}}.$$

Вывод

Таким образом, 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. Необходимо учесть изменение характеристик самого обода составного колеса как источника возмущений.

Research of vibroisolation properties compound cogwheel

A.M. Medvedev, G.V. Litovka

Amur State University, 21 Ignatyevskoe Shosse, Blagoveschensk, 675027, Russian Federation

Abstract

An integrated approach in design of means of emergence and distribution of structural noise stoppers in actuating units of processing equipment is considered. The theoretical research that allow to reduce noise on the early stages of the mechanical gears design by the means of anti-vibration ability of cogwheels increase are executed. Noise reduction is realized at the expense of decrease of a sound wave amplitude in compound cogwheels construction of mechanical drives of machines. As a result of elastic deformations of laying and plugs not only self-installation of a gear wreath from action of dynamic loadings arising in gearing, but their active clearing is provided. To evaluate changes in the level of vibration on the composite gear hub, caused by the transition to a non-absolutely rigid rim from absolutely rigid it is necessary to take into account the changes of the composite wheel rim characteristics as a source of disturbance.

Keywords: processing equipment; mechanical drive; structural noise; compound cogwheels; effectiveness ratio of vibration protection.

References

1. Artobolevskij I.I., Bobrovnickij Ju.I., Genkin M.D. *Vvedenie v akusticheskuyu dinamiku mashin* (Introduction to the acoustic dynamics of machines). Moscow, Nauka, 1979. 295 p.
2. Medvedev A.M., Suhanov N.L., Bushmanov A.V., Churilin A.S. Avtorskoe svidetel'stvo № 1551913 SSSR, MKI5 F 16 H 55/17, 55/14. *Sostavnoe zubchatoe koleso* (Composite gear). № 4424362/25-28; zajavl.12.05.88, opubl. 23.03.1990, Bjul. № 11. 140 p.
3. Kljukin I.I. *Bor'ba s shumom i vibraciej na sudah* (Control of noise and vibration on ships). Leningrad, Sudostroenie, 1982. 256 p.

Список литературы

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, опубл. 23.03.1990, Бюл. № 11. – С. 140.
3. Клюкин И.И. Борьба с шумом и вибрацией на судах. – Л.: Судостроение, 1982. – 256 с.