

Стандарт	Типоразмер / Шаг зубьев t_p , мм							
		3M	5M		8M		14M	
HTD		3	5		8		14	

Поэтому, с целью повышения технического уровня зубчато-ременных передач, соблюдения общих правил стандартизации, унификации, международного разделения труда и кооперации, предлагается выработать новый международный стандарт «Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры», используя, полученные в настоящей работе, результаты исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней. М.: НИИРП, 1977. – 16 с.
2. Ленты конвейерные, ремни приводные из резины: ТУ РБ 00149438-073-95. – Введ. 01.01.95. – Минск: ИУТУ: Беларусьрезинотехника, 1995. – 24 с.
3. ISO 5296-1: 1989. Synchronous belt drives. Belts. Part 1: Pitch codes MXL, XL, L, H, XH and XXH. Metric and inch dimensions.
4. DIN 7721-1: 1989. Synchronous belt drives, metric pitch; synchronous belts.
5. ТУ 38405560-84. Ремни приводные зубчатые и шкивы с полукруглым профилем зубьев. Основные размеры. М.: НИИРП, 1984.
6. ISO 13050: 1999. Curvilinear toothed synchronous belt drive systems.
7. Баханович, А.Г. Теория и практика зубчато-ременных передач: монография / А.Г. Баханович // БНТУ. – Минск, 2008. – 209 с.
8. Баханович, А.Г. Исследование усталостной прочности приводных зубчатых ремней с зубьями полукруглого профиля / А.Г.Баханович // Механика-2009: сб. науч. тр. IV Белорус. Конгресса по теорет. и прикл. механике / Под общ. ред. М.С. Высоцкого. – Минск: ОИМ НАНБ, 2009.
9. Баханович, А.Г. Исследование неполнопрофильного зацепления зубчато-ременных передач / А.Г.Баханович // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 3(8). – С. 35-41.

УДК 621.833:531.3

Берестнев О.В., Гоман А.М., Берестнев Я.О.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО СОБСТВЕННЫМ ФОРМАМ

*Объединённый институт машиностроения НАН Беларуси
220072, г.Минск, ул.Академическая, 12*

Введение. В Объединённом институте машиностроения НАН Беларуси уже длительное время проводятся теоретические и экспериментальные исследования в области динамики и надёжности трансмиссионных систем, приводных зубчатых механизмов, вырабатываются рекомендации по конструированию и выбору рациональных геометрических параметров их элементов и деталей [1-3]. В представляемом докладе дается анализ исследований виброактивности и динамической нагруженности зубчатых приводных механизмов методом собственных форм.

Аналитический расчет динамических процессов в механических зубчатых приводах машин [2-4] относится к исследованию многомассовых динамических моделей. В большинстве случаев дифференциальные уравнения движения с некоторыми допущениями принимаются линейными и решаются численными методами. Однако более эффективным является метод разложения движения по собственным формам, обеспечивающий большую прозрачность и возможность контроля вычислений на всех стадиях расчета. В ряде практических случаев диапазон частот возмущающих факторов, действующих в приводах машин существенно ниже значений высших собственных частот, что позволяет для изучения движения системы ограничить-

ся определением первых двух-трех форм колебаний, и упростить ее расчетную модель без значимого искажения динамических характеристик до трех-четырех степеней свободы.

Рассматриваемый в работе анализ динамических процессов приводных зубчатых механизмов методом собственных форм позволит также совершенствовать удобные для практического применения теоретико-экспериментальные методы мониторинга развития вибрационных процессов и накопления повреждений в лимитирующих деталях приводных механизмов машин.

1. Основные принципы методического подхода. Проектная оценка целесообразности применения новых конструкций зубчатых колес, выбор их параметров из рассмотрения динамических свойств всего привода, с учетом реальной незначительности величин и часто отсутствия данных о диссипативных характеристиках сопряжений, деталей и материалов упругих элементов возможна на основе приближенной сравнительной оценки качества динамических систем по данным анализа их собственных форм.

Принципы рассматриваемого подхода основаны на использовании уже упомянутого факта, что соотношения амплитуд вынужденных колебаний элементов системы при резонансах, исходя из их физической природы и многочисленных экспериментальных и эксплуатационных данных, практически совпадают с ее соответствующими собственными формами, и, следовательно, относительные значения амплитуд на резонансных частотах можно найти из форм на этих частотах, не учитывая при этом действие диссипативных сил [6]. Используя данный подход для анализа динамических систем типовых зубчатых передач и совершенствуемых посредством использования в передачах модифицированных профилей зубьев или составных зубчатых колес с дополнительными упругими элементами, можно на стадии проектирования дать приближенную оценку ожидаемого при их применении снижения вибронегруженности некоторого или нескольких выходных элементов системы.

В работе [6] в качестве критерия качества динамической системы предлагается использовать максимальные значения абсолютной величины амплитуды k -й массы на n резонансах.

$$\Phi = \max(|q_k^1|, |q_k^2|, \dots, |q_k^n|).$$

В этом случае задача оптимизации виброакустических характеристик сводится к отысканию минимума значений k -й амплитуды либо для всего диапазона собственных частот, либо только для максимальных, лежащих в области наиболее вероятных резонансов. Уравнения собственных колебаний линейной динамической системы с n степенями свободы относительно амплитуд перемещений по обобщенным координатам представляются в виде системы из n алгебраических уравнений, матричная форма записи которых имеет вид:

$$(-I\omega^2 + C)q = 0, \quad (1)$$

где $I = (I_1, I_2, \dots, I_n)$ – диагональная матрица инерционных коэффициентов; $C = (C_1, C_2, \dots, C_n)$ – матрица жесткостей; $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)$ – вектор-столбец амплитуд перемещений по обобщенным координатам; ω – частота.

Из системы уравнений (1) определяются n собственных частот $(\omega_1, \dots, \omega_j, \dots, \omega_n)$, каждой из которых соответствует собственный вектор $q^{(j)} = (q_1^{(j)}, \dots, q_n^{(j)})$, составляющие которого находятся с точностью до произвольного постоянного множителя. Собственную j -ю форму колебаний на j -й собственной частоте определяют соотношения составляющих вектора $q^{(j)}$: $q_1^{(j)} : q_2^{(j)} : \dots : q_{k-1}^{(j)} : q_k^{(j)} \dots q_n^{(j)}$.

Оценку вибронегруженности целесообразно производить по нормированным амплитудам $\tilde{q}_k^{(j)} = q_k^{(j)} / N^{(j)}$ собственных форм. С этой целью вводится нормирующий множитель

$1/N^{(j)}$, где $N^{(j)} = \sum_{i=1}^n |q_i^{(j)}|$. В [6] предлагается рассматривать снижение величины $\tilde{q}_k^{(j)}$, представляющей собой долю k -й амплитуды от суммы абсолютных значений всех амплитуд j -й формы, как уменьшение вибронгруженности k -й массы на данной частоте.

2. Оценка виброактивности зубчатых передач по собственным формам. Нами развит используемый в [6] подход для оценки ожидаемого снижения виброактивности типовых передач при использования в них модифицированных профилей зубьев или составных зубчатых колес.

Если известна область рабочего диапазона частот главных возбуждающих вибрации возмущений $p \in G$, то определив собственные частоты для исследуемых динамических систем передач с типовыми и усовершенствованными колесами $\omega_I \in G$ и $\omega_{II} \in G$, можно найти и сравнить суммы нормированных амплитуд собственных форм на этих, находящихся в указанной области наиболее возбуждаемых, а следовательно и опасных из-за возможности резонансов, частотах для требуемых выходных звеньев:

$$H_k = \frac{\sum_{\omega_{II} \in G} |\tilde{q}_k^{(j)}| \omega_j^2}{\sum_{\omega_I \in G} |\tilde{q}_k^{(j)}| \omega_I^2}, \quad (2)$$

где $\tilde{q}_k^{i,j}$ – нормированные амплитуды k -массы, соответствующие i и j собственным частотам сопоставляемых систем. Величина H_k является своеобразным критерием снижения виброактивности усовершенствованной передачи по расчетным значениям виброускорений.

Для динамической приближенной, но наиболее простой для практического применения, схемы пары зубчатых колес уравнение собственных форм имеет вид:

$$\begin{aligned} q_1(\varphi_1 + 1 - \zeta) - q_2 &= 0 \\ -q_1 + q_2(\varphi_2 + 1 - \lambda\zeta) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

а соответствующие частоты уравнения:

$$\zeta^2 - [\varphi_1 + 1 + (\varphi_2 + 1)/\lambda] \zeta + (\varphi_1\varphi_2 + \varphi_1 + \varphi_2)/\lambda = 0, \quad (4)$$

где $\zeta = \omega_j^2 m_k / C_3$; $\lambda_{cp} = m_{ш} / m_k$; $\varphi_1 = C_{вк} / C_3$; $\varphi_2 = C_{ви} / C_3$; $m_{ш}, m_k$ – приведенные массы шестерни и колеса; $C_{вк}, C_{ви}, C_3$ – жесткости валов шестерни, колеса, зубчатого сопряжения соответственно.

Оценка снижения виброактивности зубчатой пары производится по критерию (2), определяя соотношения амплитуд собственных форм на шестерне и колесе для усовершенствованного и типового расчета.

Расчет действительных составляющих динамических нагрузок в приводах с зубчатыми передачами чрезвычайно сложен, поэтому исходные зависимости для практических расчетов строятся на простых моделях, отражающих только основные закономерности процесса. Экспериментально установлено, что максимальное значение динамической нагрузки, возникающей в начальной фазе зацепления, вполне удовлетворительно определяется из теории удара [3, 4]. В этом случае дифференциальные уравнения колебаний являются однородными, а скорость кромоного (срединного) удара входит в начальные условия. Решение задачи также строится с использованием метода собственных форм.

Эффективность применения усовершенствований в конструкцию привода с точки зрения снижения виброактивности и повышения ресурса при сравнительных испытаниях обычно

производится посредством сопоставления максимальных экспериментальных значений виброускорений шестерни и колеса сравниваемых передач, полученных при режимах, обеспечивающих близость одной из возмущающих зубцовых частот к расчетной собственной частоте, которые и используются нами для проверки рассматриваемого расчетного значения, определяемого по критерию (2).

3. Критерий динамической нагруженности привода с зубчатыми передачами. Рассмотрим движение элементов для наиболее часто встречающихся в динамике машин одномерных многомассовых цепных дискретных моделей. Динамическая схема привода с n степенями свободы показана на рис. 1. Через m_1, m_2, \dots, m_n обозначены массы тел; их смещения относительно положения равновесия — x_1, x_2, \dots, x_n ; жесткость пружин между i -м и $(i+1)$ -м грузами — $C_{i,i+1}$.

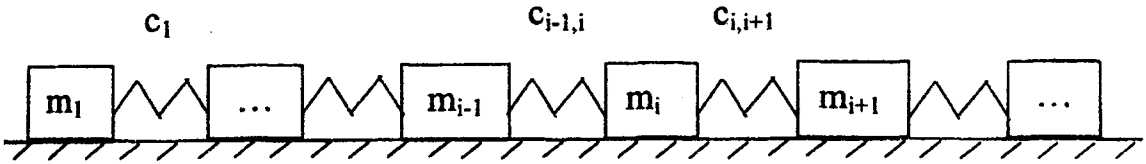


Рис. 1. Динамическая схема привода с n степенями свободы

Уравнение движения тела m_i имеет вид:

$$m_i \ddot{x}_i + C_{i-1,i}(x_i - x_{i-1}) - C_{i,i+1}(x_{i+1} - x_i) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5)$$

Перемещения x_i в некоторый момент времени можно получить и при статическом воздействии на упругую систему сил F_i ($i = 1, 2, \dots, n$). Для линейно-упругой системы силы F_i связаны линейно с перемещением x_i :

$$F_i = \sum_{j=1}^n r_{ij} x_j, \quad (6)$$

где r_{ij} — коэффициент жесткости. Коэффициенты жесткости r_{ij} образуют квадратную симметричную матрицу $n \times n$.

В уравнении (5) отличны от нуля коэффициенты, связывающие силы и перемещения соседних грузов:

$$\begin{aligned} r_{i-1,i} &= -C_{i-1,i}, \\ r_{i,i} &= C_{i-1,i} + C_{i,i+1}, \\ r_{i,i+1} &= -C_{i,i+1}. \end{aligned} \quad (7)$$

Каждой собственной частоте ω_k соответствует столбец амплитуд $q^{(k)}$. Столбец перемещений x_k представляется в виде:

$$\bar{x}_k = \bar{q}^{(k)} \cos(\omega_k t + \varphi_k), \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (8)$$

где $q^{(k)} = \begin{pmatrix} q_1^{(k)} \\ q_2^{(k)} \\ \dots \\ q_n^{(k)} \end{pmatrix}$, $q_i^{(k)}$ – амплитудное отклонение k -й массы, соответствующее i -й собственной форме.

Ускорение k -й массы для i -й формы определяется второй производной выражения (8):

$$\ddot{x}_{ik} = -m_k \omega_i^2 q_i^{(k)} \cos(\omega_i t + \varphi_i). \quad (9)$$

Динамическая нагрузка F_{ik} , действующая на k -ю массу при i -й форме, определяется ее силой инерции:

$$F_{ik} = -m_k \ddot{x}_{ik} = m_k \omega_i^2 q_i^{(k)} \cos(\omega_i t + \varphi_i) \quad (10)$$

Оценку суммарной динамической нагрузки, действующей на i -ое тело в диапазоне частот $\omega_l \in G$ можно определить либо по формуле (6), либо по собственным формам, используя в выражении (10) амплитудные значения сил F_{ik} : $F_k \approx \sum_{\omega_l \in G} F_{ik \max} = \sum_{\omega_l \in G} m_k \omega_i^2 |q_i^{(k)}|$, или приведя к нормированным амплитудам собственных форм:

$$F_k \approx \sum_{\omega_l \in G} m_k \omega_i^2 |\tilde{q}_i^{(k)}|. \quad (11)$$

Для усовершенствованной системы на i -ое тело в диапазоне частот $\omega_{II} \in G$ будет действовать динамическая нагрузка:

$$F'_k \approx \sum_{\omega_{II} \in G} m'_k \omega_j^2 |\tilde{q}_j^{(k)}|. \quad (12)$$

Эффективность применения новых решений можно оценить с помощью критерия D , представляющего собой отношение суммарной динамической нагрузки F'_{ik} , действующей на k -ое тело в усовершенствованной системе, к нагрузке исходной системы:

$$D = \frac{F'_k}{F_k}. \quad (13)$$

Подставив (11), (12) в (13), получим:

$$D = \frac{\sum_{\omega_{II} \in G} m'_k \omega_j^2 |\tilde{q}_j^{(k)}|}{\sum_{\omega_l \in G} m_k \omega_i^2 |\tilde{q}_i^{(k)}|}, \quad (14)$$

Если совершенствование конструкции осуществлено без изменения k -ой массы, например, при решении типовых для практики задач выбора рациональных модификаций зубчатых профилей, то критерий D совпадает с критерием H : $D = H$.

4. Экспериментальное исследование динамической нагруженности приводных зубчатых механизмов на основе анализа собственных форм. Как показывают аналитические

исследования [2, 7], если частота возмущающей внешней силы близка к одной из собственных, то составляющие амплитуд на этой частоте преобладают над остальными. Поэтому распределений амплитуд вынужденных колебаний в этом случае такое же, как и в собственной форме на данной частоте. На этом основаны экспериментальные методы определения распределения амплитуд собственных колебаний и демпфирования элементов динамических систем [8]. С другой стороны, теоретическое определение коэффициентов демпфирования колебательной энергии в элементах зубчатых приводных механизмов чрезвычайно затруднено, поэтому используются экспериментальные методы определения логарифмического декремента колебаний на резонансных режимах. Для сложных систем с большим числом степени свободы для определения декремента колебаний элемента системы может быть использована приближенная формула [8]:

$$\delta \approx \frac{\pi}{\sqrt{k^2 - 1}} \frac{f_2 - f_1}{f_0},$$

где f_0 – резонансная частота, амплитуда на которой равна $A_{рез}$; f_1, f_2 – частоты, близкие к f_0 , амплитуда колебаний на которых равна A ; $k = A_{рез} / A$.

Результаты экспериментального исследования демпфирования колебаний в зубчатых зацеплениях цельных и составных зубчатых колес приведены в [9].

Расчет собственных форм приводного механизма требует экспериментальной проверки. Одним из способов служит опытное определение спектра собственных частот привода. Суть методики [10] основана на том, что изменение скоростных режимов эксплуатации приводных механизмов отражается на вибрационных спектрах соответствующим смещением по частотной оси пиков амплитуд вибраций на всех вынужденных частотах, кратных оборотной. В то же время пики, соответствующие резонирующим собственным частотам, сохраняют своё положение и изменяются только по величине в зависимости от удаления или приближения к ним частот возмущающих воздействий. Реализация предлагаемого способа производилась с помощью диагностического комплекса «вибротест» и на стендах с разомкнутыми силовыми контурами для испытания зубчатых передач и коробок передач]. Указанный комплекс использовался для экспериментального определения собственных частот реальной коробки передач (КП) трактора МТЗ-80/82.

Заключение.

1. Рассматриваемый метод изучения динамических процессов в зубчатых приводных механизмах на основе разложения движения элементов их динамических моделей по собственным формам значительно рациональнее общепринятых, так как предварительно базируется на допуске упрощения динамических моделей путем исключения из них обычно неизвестных расчетчикам диссипативных характеристик элементов. Использование же их приближенных значений не повышает точности расчетов, но значительно их усложняет.

2. Предлагаемый критерий снижения виброактивности H по расчетным значениям виброускорений, определяемый по собственным формам, позволяет в сжатые сроки объективно оценить эффективность конструктивных мероприятий по совершенствованию приводных механизмов.

3. Дополнительно к критерию снижения виброактивности H вводится критерий D динамической нагруженности элементов привода. Эти критерии совпадают, если масса рассматриваемого элемента при совершенствовании привода не изменяется.

4. Рассмотренные подходы на основе анализа форм собственных колебаний позволяют выбирать рациональные геометрические параметры элементов зубчатых приводных механизмов и находить пути повышения надежности по критериям прочности и износостойкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Берестнев О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса. Мн.: Наука и техника, 1983. - 312с.
2. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н.. Аналитические методы механики в динамике приводов. Мн.: УП «Навука і тэхніка», 1992. - 238с.
3. Альгин В.Б. Динамика, надеж-

ность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. Мн.: Навука і тэхніка, 1995. - 256. 4. Берестнев О.В., Гоман А.М., Скороходов А.С. Сравнительная оценка виброактивности зубчатых передач методом разложения движения по собственным формам// Доклады АНБ, технические науки. 1994. Т.38.№3. С.115-117. 5. Soliterman Y.L., Goman A.M. Reliability forecasting of gear units in accounting of meshing dynamics// Proceedings of the 4th World Congress on Gearing and Power Transmission. Paris, France, 1999. V.3., P.2389-2394. 6. Гринкевич В.К., Овчинников Н.Ф. Оптимизация собственных форм динамической системы// В кн.: Методы создания машин в малозумном исполнении. М.: Наука, 1978. С.49-51. 7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. - 408с. 8. Вибрации в технике. Справочник. В 6т./ Ред. В.Н.Челомей. - М.: Машиностроение, 1980. -Т3. Колебания машин, конструкций и их элементов/ Под ред. К.С.Колесникова. 1980.-544с. 9. Берестнев О.В., Гринкевич В.К., Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С. Экспериментальные исследования динамических нагрузок и акустических характеристик передач с самоустанавливающимися зубчатыми колесами: Опер.-информ. Материалы/ ИНДМАШ АН БССР. Мн., 1987. - 99с. 10. Пат. 4224С2ВУ, МПК G 01 М 7/00. Способ определения частот собственных колебаний механических систем/ Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Берестнев Я.О., Басинюк Я.В. - №а19980453; Заявл. 11.05.1998; Опубл. 30.12.2001//Афіцыйны бюлетэнь/ Дзярж. Пат. Камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. - № 4. – С. 171.

УДК 621.762

Дудяк А.И., Сахнович Т.А., Козловская В.М.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРОВ АППАРАТОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ СИНТЕЗЕ СИНТЕТИЧЕСКИХ АЛМАЗОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В технике довольно широко используются толстостенные составные цилиндры и, в частности, при проектировании и изготовлении аппаратов высокого давления. Аппараты высокого давления, используемые для синтеза искусственных алмазов и кубического нитрида бора, работают при давлениях в 55000 атмосфер и температурах 1200 ÷ 1600 °С. Рост кристаллов алмаза происходит во временных промежутках от нескольких минут до десятков часов. Перечисленные условия можно создать лишь при использовании конструкции в виде запрессованных друг в друга толстостенных цилиндров.

Наиболее нагруженной частью аппарата высокого давления являются матрицы, которые находятся в условиях всестороннего неравномерного сжатия. Известно, что при проведении испытаний на растяжение или сжатие и одновременном воздействии на образцы всестороннего гидростатического давления в 2,6 ГПа пределы прочности на растяжение для твердых сплавов марок ВК-6, ВК-8 увеличиваются более чем в пять раз, а пределы прочности на сжатие – более чем в два раза [1]. Так как матрицы аппаратов высокого давления изготавливаются из твердого сплава марки ВК-6, то с целью получения в них условий всестороннего сжатия необходимо создать как можно большее контактное давление по их боковой поверхности за счет запрессовки матриц в блок стальных колец, а также за счет деформации этих матриц в радиальном направлении в процессе их нагружения. Такая конструкция позволяет значительно увеличить срок службы аппаратов высокого давления.

Блок стальных колец обычно изготавливается путем запрессовки стальных толстостенных колец друг в друга. Рассмотрим случай, когда блок стальных колец состоит только из двух колец. Предлагаемые теоретические исследования направлены на разработку методики расчета аппаратов высокого давления с целью создания максимальных контактных давлений по боковой поверхности твердосплавных матриц. Это частично достигается за счет получения опти-