

4. Ходовая система - почва - урожай / И.П. Ксеневиц [и др.] М.: Агропромиздат, 1985. - 304 с.

5. Глубокое рыхление и цементирование эродированных, уплотненных и временно переувлажненных почв: рекомендации / сост. Р.Л. Турецкий [и др.] - Минск: ЦНИИ-МЭСХ, 1988. - 125 с.

УДК 621.833(075.8)

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТА ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

**А.Г. Баханович**

*Белорусский национальный технический университет, Минск;*

**Ю.Е. Гуревич**

*Московский государственный технологический университет*

**Введение.** При исследовании динамики зубчато-ременной передачи необходимо располагать значениями механических характеристик при динамических режимах нагружения. Исследования зубчато-ременной передачи при статическом режиме нагружения [1], а также определение ее динамической жесткости и коэффициента демпфирования методом свободных затухающих колебаний при равных натяжениях ветвей ремня [2] не отражают действительной работы передачи. Предлагаемая методика с использованием вынужденных резонансных колебаний позволяет установить указанные характеристики для случая реального нагружения ремня.

**Методика исследований.** Принципиальная схема стенда представлена на рис. 1.

Вынужденные крутильные колебания шкивов зубчато-ременной передачи создаются кулачковым генератором. Эксцентриситет кулачка 0,5...1,0 мм при длине рычага 350 мм. Для стабилизации частоты генерируемых колебаний использован привод с магнитным усилителем ПМУ 6П-1А.

Исследуемую передачу и генератор крутильных колебаний виброизолируют от плиты. Один шкив зубчато-ременной передачи жестко закреплён на опоре, другой, связанный с маховиком, получает переменный крутящий момент от генератора колебаний через фланцевую муфту и сменный торсионный вал 2.

Переменные значения момента инерции колебательной системы  $J$  получали, изменяя массу маховика. Собственную частоту колебательной системы изменяли, используя торсионные валы различной жесткости.

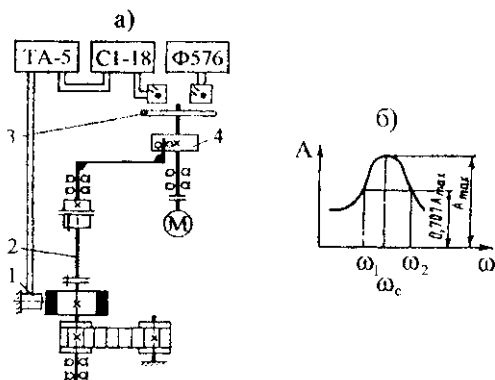


Рис. 1. Схема стенда для определения динамической жесткости и коэффициента демпфирования колебаний в зубчато-ременной передаче (а) и общий вид АЧХ (б)

Для фиксирования сдвига фаз колебательной системы и генератора, а также частоты генерируемых колебаний использовали два фотоэлемента и диск 3, посаженный на ось генератора. Через отверстия в диске первый фотоэлемент подавал сигнал на цифровой частотомер Ф-576 для определения частоты колебаний, а второй – на первый канал двухлучевого осциллографа С1-18. Диск располагался на валу таким образом, чтобы отверстие для второго фотоэлемента находилось напротив определенной точки, соответствующей максимальному радиусу кулачка 4.

Для определения крутильных колебаний маховика использовались проволочные тензодатчики, наклеенные на упругую балку 1, один конец которой был жестко заделан, а другой совершал колебания вместе с маховиком. Сигнал поступал в усилитель ТА-5, а затем на второй канал осциллографа С1-18. Вид сигнала подтвердил гармонический характер возбуждаемых колебаний.

Предварительное натяжение ремня регулировалось винтами, заданное предварительное натяжение контролировалось по стреле провеса ремня под действием усилия. Нагружение моментом осуществлялось съемным рычагом и грузом. Разность натяжений ветвей передачи обеспечивалась упругой деформацией торсионного вала.

Относительная амплитуда крутильных колебаний маховика воспроизводилась на экране осциллографа. При сдвиге фаз на  $\pi/2$  наблюдался резонанс крутильных колебаний. Изменяя последовательно относительную амплитуду при соответствующей круговой частоте генератора, определяли амплитудно-частотную характеристику (АЧХ).

Расчетные зависимости представлены для одномассовой колебательной системы. При линейной зависимости между упругой силой и деформацией уравнение вынужденных угловых колебаний маховика имеет вид [3]

$$J\varphi'' + \xi\varphi' + c_{\text{об}}\varphi = c_x\delta_t,$$

где  $c_x$  и  $c_{\text{об}}$  – крутильная жесткость торсионного вала и всей системы;  $\xi$  – коэффициент демпфирования колебаний в зубчато-ременной передаче;  $\delta_t$  – закон перемещения конца торсионного вала;  $c_x\delta_t$  – закон изменения возмущающей силы;  $\varphi$  – угол отклонения маховика.

Решение этого уравнения при известном значении частоты собственных колебаний  $\omega_c$  позволяет определить динамическую жесткость зубчато-ременной передачи

$$c = J\omega_c^2 - c_x.$$

Момент инерции колебательной системы можно считать равным моменту инерции маховика  $J = 1,1 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ , так как моменты инерции других деталей стенда пренебрежимо малы. Крутильная жесткость торсионного вала  $c_x = 780 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ .

Демпфированием в торсионном вале можно пренебречь, так как оно меньше демпфирования в зубчато-ременной передаче. По относительной АЧХ определяют добротность колебательной системы, равную отношению собственной круговой частоты к ширине резонансной кривой при амплитуде, составляющей  $0,707A_{\text{max}}$ . Сравнивая полученное значение добротности с ее значением, выраженным через отношение инерционного реактивного сопротивления на резонансной частоте к сопротивлению потерь, получаем расчетную формулу для коэффициента демпфирования в виде

$$\xi = J(\omega_2 - \omega_1),$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – см. рис. 1, б.

Таким образом, для расчетов необходимо знать только вид резонансной кривой, что позволяет снизить трудоемкость эксперимента, исключив тарировку стенда по абсолютному отклонению маховика. При изменении частоты собственных колебаний системы, что достигалось различными сочетаниями значений  $J$  и  $c_x$ , получали АЧХ, показывающие незначительную нелинейность колебательной системы.

**Результаты и обсуждение.** При исследовании динамических характеристик зубчато-ременной передачи наблюдали два максимума АЧХ. Первый максимум соответствовал сдвигу фаз на  $\pi/2$ , второй – появлялся

при возмущающих колебаниях, круговая частота которых вдвое меньше круговой частоты первого максимума АЧХ (сдвиг фаз при этом приближался к нулю). В этот момент наблюдались интенсивные поперечные колебания ведомой ветви ремня. Расчет динамических характеристик проводился по первому максимуму АЧХ.

Экспериментально подтверждена значительная разница парциальных частот крутильных колебаний шкивов передачи и поперечных колебаний ветвей ремня. На стенде исследовали динамические характеристики зубчато-ременной передачи станков моделей 1Д340 и 1П416Ф3 (число зубьев шкивов  $z_w = 20$  и 22; параметры ремня: модуль  $m = 5$  мм, ширина  $B_p = 50$  мм, число зубьев  $z_p = 71$ ).

Зависимости динамической жесткости и коэффициента демпфирования зубчато-ременной передачи от предварительного натяжения ремня представлены на рис. 2. Как следует из графиков, динамическая жесткость зубчато-ременной передачи, применяемой на станках моделей 1Д340 и 1П416Ф3, составляет в среднем  $c = 2...3,5 \cdot 10^4$  Н·м/рад, а коэффициент демпфирования  $\xi = 2,5...4,5$  Н·м·с/рад. Статическая жесткость передачи  $c_{ст} = 1$  Н·м/рад.

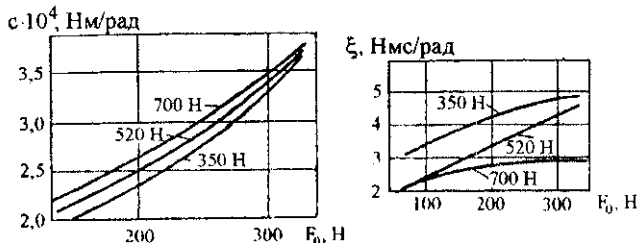


Рис. 2. Зависимости динамической жесткости  $c$  (а) и коэффициента демпфирования  $\xi$  (б) зубчато-ременной передачи от предварительного натяжения ремня  $F_0$  при различных значениях окружного усилия  $F_i$

**Выводы.** Анализ полученных зависимостей свидетельствует о том, что с увеличением предварительного натяжения ремня динамическая жесткость и коэффициент демпфирования колебаний возрастают. Следовательно, необоснованное увеличение предварительного натяжения ремня приводит к повышению внутренних потерь и снижению КПД передачи. Аналогичные выводы при исследовании КПД зубчато-ременной передачи другими методами получены в работах [4, 5]. В то же время с ростом окружного усилия в передаче при постоянном предварительном натяжении

происходит увеличение динамической жесткости и уменьшение коэффициента демпфирования. Изменение длины зубчатого ремня оказывает влияние на его динамические характеристики. При исследовании двух ремней шириной  $B_p = 40$  мм с числом зубьев  $z_p = 78$  и 154 установлено, что величина динамической жесткости (по отношению к шагу) для более длинного ремня возрастает в 1,5 раза.

#### Литература

1. Гуревич, Ю.Е. Исследование зубчато-ременной передачи: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Ю.Е. Гуревич. – М., 1972. – 202 с.
2. Сабанчиев, Х.Х. Теория, расчет и проектирование зубчато-ременных передач: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / Х.Х. Сабанчиев. – СПб., 1991. – 396 с.
3. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1971. – 239 с.
4. Воробьев, И.И. Передачи с гибкой связью в приводах станков / И.И. Воробьев. – М.: Машиностроение, 1971. – 144 с.
5. Баханович, А.Г. Научные основы повышения технических и эксплуатационных характеристик зубчато-ременных передач путем комплексного развития методов проектирования и технологии изготовления: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02, 05.02.08 / А.Г. Баханович. – Минск, 2006. – 390 с.

УДК 621.833.002:621.83.06(043.3)

### ТЕХНОЛОГИЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ САТЕЛЛИТА ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УПРОЩЕННЫХ ПРОФИЛЕЙ

**П.Н. Громыко, А.А. Жолобов, Л.Г. Доконов**  
*Белорусско-Российский университет, Могилев*

Анализируя технико-экономические характеристики мотор-редукторов, выпускаемых известными мировыми фирмами-производителями было определено, что основной причиной, сдерживающей серийное производство различных типов редукторной техники в Республике Беларусь, является техническая сложность данных изделий. Попытки их серийного изготовления без использования специальных высоких технологий приводят к низкому техническому уровню или к высокой отпускной цене. Разработка новых структурных вариантов механических передач, обеспечивающих разрабатываемым редукторам конструктивные и технологические преимущества перед существующими и серийно выпускаемыми аналогами, является основным направлением совершенствования редуцирующей техники. Для освоения серийного производства редукторов, изго-