

УДК 621.85.052

ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ СО СНИЖЕННЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ ВИБРОАКТИВНОСТИ И ШУМОИЗЛУЧЕНИЯ

канд. техн. наук, доц. А.Г. БАХАНОВИЧ
(Белорусский национальный технический университет, Минск)

Эффективным методом снижения виброактивности и шумоизлучения зубчато-ременных передач является использование шевронной конструкции. Разработан концептуальный метод конструирования шевронной зубчато-ременной передачи, рассмотрены кинематические особенности зацепления зубьев, получены аналитические зависимости коррекции угла наклона зубьев шкивов, обеспечивающие повышение несущей способности и долговечности ремней.

Введение. Практикой конструирования механических передач с зубчатыми колесами доказано, что применение косозубых колес с соответственно увеличенным коэффициентом перекрытия эквивалентно повышению плавности работы прямозубых колес за счет повышения их точности на 2...3 степени. Звукоизлучение может быть снижено при этом на 50 % [1].

Обзор исследований и постановка задачи. Несмотря на то, что косозубые зубчатые колеса появились практически одновременно с прямозубыми, аналогичные зубчато-ременные передачи появились сравнительно недавно.

Первые зубчатые ремни (1942) имели прямобочную конструкцию. Разработчикам, предложившим в 1981 году зубчато-ременную передачу со смещенными в продольном направлении зубьями, оставался один шаг до создания конструкции косозубой ременной передачи, которая и появилась в 1982 году [2]. Однако было очевидно, что в отличие от зубчатых колес, имеющих жесткий обод, способный передавать на ступицу одностороннее осевое усилие, эластичный зубчатый ремень может быть только шевронным (рис. 1).

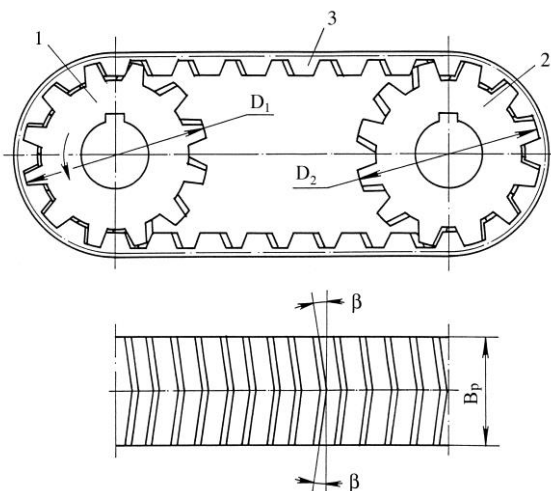


Рис. 1. Конструкция зубчато-ременной передачи с шевронным зацеплением:
1,2 – шкивы; 3 – ремень

В этом случае осевые силы в теле ремня взаимно компенсируются, чем исключается его трение о реборды шкивов. Более того, необходимость в ребордах вообще отпадает, так как осевому смещению ремня на шкиве препятствует наклонная форма зубьев (рис. 2) [3].

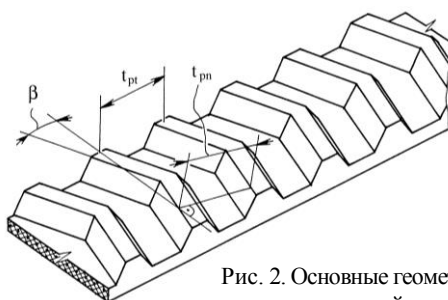


Рис. 2. Основные геометрические параметры зубчатых ремней с шевронными зубьями

Подобный профиль зубьев в шевронном исполнении, имеющий коммерческое название «Eagle Pd», обеспечивает снижение уровня шума на 17...19 дБ, по сравнению с прямозубыми конструкциями, характеризующимися аналогичными габаритами и кинематическими показателями [4].

Еще дальше в совершенствовании зубчатых ремней продвинулись разработчики итальянского отделения фирмы «Good Year» и «Sit SpA», сообщившие о начале серийного выпуска ремней с косыми зубьями, левые и правые симметричные половины которых смещены относительно друг друга в продольном направлении (рис. 3) [5].

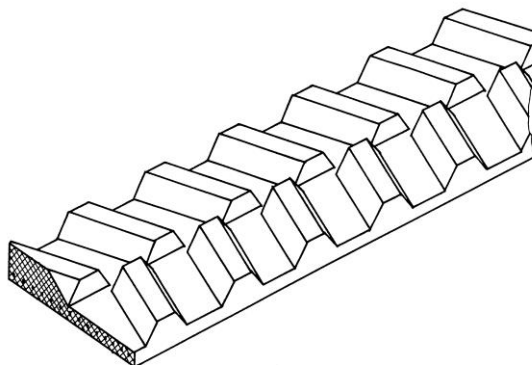


Рис. 3. Модифицированный шевронный ремень

Метод исследования. По аналогии с косозубыми зубчатыми колесами, основные геометрические параметры шевронных зубчатых ремней целесообразно задавать в нормальном сечении, перпендикулярном линии зубьев (см. рис. 2).

В этом случае продольный (окружной) шаг зубьев определяется по формуле:

$$t_{pr} = \frac{t_{pn}}{\cos \beta}, \quad (1)$$

где t_{pn} – нормальный шаг зубьев; β – угол наклона зубьев.

В соответствии с (1) длина ремня L_p будет определяться выражением:

$$L_p = t_{pr} z_p = \frac{z_p t_{pn}}{\cos \beta}, \quad (2)$$

где z_p – число зубьев ремня.

Аналогичные выражения можно получить и для зубчатых шкивов, причем вид этих выражений практически соответствует основным зависимостям для расчета геометрических показателей косозубых (шевронных) зубчатых колес.

Косозубые ремни не стандартизованы, однако основные фирмы-производители регламентируют значения нормального шага t_{pn} (5,08; 9,525; 12,7; 10 и 20 мм) и размеры зубьев в нормальном сечении, с шагом зубьев $t_p = t_{pn}$. Однако подобный геометрический расчет не обеспечивает требуемые показатели работоспособности зубчато-ременных передач с шевронными зубьями.

Известно, что зубчатый ремень, представляющий собой армированное эластомерное тело, обладает заметной податливостью под действием эксплуатационных нагрузок. По абсолютной величине рабочие деформации ремней примерно на 2 порядка превышают деформации зубчатых колес.

Искажение (увеличение) шага зубьев ремня под нагрузкой, по сравнению с шагом зубьев практически недеформируемого шкива, приводит к появлению существенной неравномерности нагружения зубьев дуги обхвата. Такое явление в технике широко известно и наиболее характерно для резьбовой пары винт – гайка.

Количественно неравномерность распределения нагрузки по зубьям дуги обхвата определяется величиной коэффициента неравномерности нагружения зубьев ψ :

$$\psi = \frac{F_{11} z_0}{F_t}, \quad (3)$$

где F_{11} – усилие на первый со стороны ведущей ветви зуб дуги обхвата; z_0 – число зубьев на дуге обхвата; F_t – окружная сила, передаваемая ремнем.

Для получения наивысшей долговечности ремня ψ принимается равным 0,7...0,9 и обеспечивается корректированием наружного диаметра шкива, т.е. увеличением его на величину [6]

$$\Delta d = \frac{\Delta t \cdot z_{ш}}{\pi}, \tag{4}$$

где Δt – поправка на шаг зубьев шкива; $z_{ш}$ – число зубьев шкива.

Согласно современным представлениям, значение величины Δt , обеспечивающее максимальную долговечность ремня в заданных эксплуатационных условиях, определяется по зависимости вида [7]:

$$\psi = \left[\left(\frac{25h_p z_0}{F_t \sqrt{G}} \right)^5 / \left[\frac{400h_0 z_0}{F_t \omega \mu \left(\frac{\Phi_1}{f+2} + \frac{\Phi_2}{2} \right)^{z_{р}}} (1 + 0,00005(HS - 60))^2 \right] \right]^{\frac{1}{S+z_p}}, \tag{5}$$

где h_p – высота зубьев ремня; G – модуль упругости материала ремня при сдвиге; h_0 – толщина обкладочной ткани на зубьях ремня; HS – твердость эластомера зубьев ремня по Шору A ; z_p – показатель степени, характеризующий интенсивность истирания зубьев ремня по зубьям шкива; ω – угловая скорость шкива; Φ_1 ; Φ_2 ; f – коэффициенты, определяющие величину скорости скольжения в паре «зуб ремня – зуб шкива» [8]; μ – коэффициент трения в паре «зубчатый ремень – шкив».

При известном коэффициенте неравномерности нагружения и показателях механических свойств ремня входящая в (4) поправка Δd определяется путем решения относительно Δt следующего уравнения:

$$\psi = 1,3 \left[\left(\frac{F_t}{m^2} \right) \left(\frac{2F_0}{F_t} \right)^{-0,6} e^{\left(\frac{2F_0}{F_t} \right)^{0,5}} \left(\frac{1}{EF} + 0,001 \right) (0,25 + EZ) (8334 + z_0^3) \left(\frac{-\Delta t}{t_p} + 0,0065 \right) \right]^{0,167}, \tag{6}$$

где $m = t_p / \pi$ – модуль ремня; $2F_0$ – предварительное натяжение ремня; e – основание натуральных алгоритмов; EF – продольная жесткость ремня; EZ – жесткость зубьев ремня.

Применение подобной методики позволяет получить один из важнейших конструктивных параметров зубчато-ременной передачи – наружный диаметр шкива, обеспечивающий максимально возможную для данных условий долговечность ремня.

Однако очевидно, что в зубчато-ременных передачах с шевронными зубьями ремень деформируется не только в продольном (окружном), но и в поперечном направлении, что является следствием разложения на составляющие действующих на зубья окружных сил.

Таким образом, методика коррекции наружного диаметра шкивов, вызванная необходимостью компенсации деформации каркаса и зубьев ремня в окружном направлении, должна быть дополнена положениями, обеспечивающими формоизменение шкива вследствие деформации ремня в осевом направлении.

Анализ силового взаимодействия зубчатого ремня со шкивами показывает (рис. 4), что осевые силы вызывают растяжение ремня в поперечном направлении на ведущем шкиве и сжатие – на ведомом.

Это приводит к искажению первоначальной геометрии зубьев ремня на обоих шкивах, в частности к изменению угла наклона зубьев $\Delta\beta$. Поэтому для компенсации действия осевых нагрузок, воспринимаемых зубьями ремня, повышения равномерности распределения нагрузки по длине зуба ремня и, соответственно, снижения концентрации напряжений с одновременным увеличением несущей способности и долговечности ремня, должна быть предпринята коррекция угла наклона зубьев ведущего $\Delta\beta_1$ и ведомого $\Delta\beta_2$ шкивов.

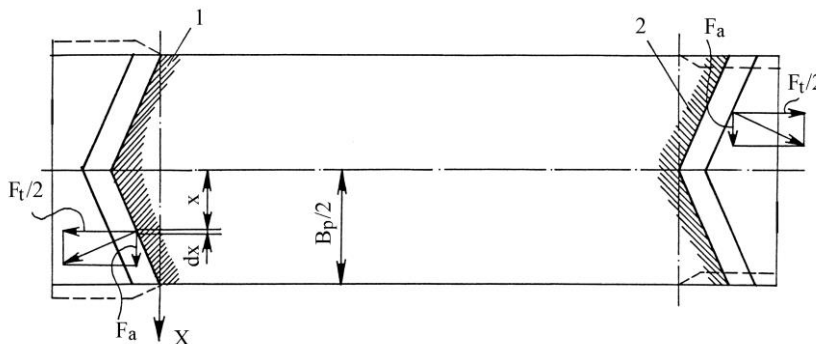


Рис. 4. Распределение усилий на дугах обхвата в зубчато-ременной передаче с шевронными зубьями: 1, 2 – зубья ведущего и ведомого шкивов

Получим выражения для расчета величин поправок $\Delta\beta_1$ и $\Delta\beta_2$.

Для этого в зубе ремня выделим элементарное сечение d_x (см. рис. 4), в котором действует элементарная сила $dF_a = dF_t / 2\text{tg}\beta$.

В пределах выделенного участка деформацию зуба ремня будем считать параллельной оси X и равной

$$\Delta d_x = \frac{dF_a}{E}, \quad (7)$$

где E – модуль поперечной упругости ремня.

При равномерном распределении окружного усилия по ширине ремня абсолютная деформация у его свободных торцов будет равна

$$\Delta B = \int_0^{\frac{B_p}{2}} \Delta d_x = \int_0^{\frac{B_p}{2}} \frac{F_a}{E} = \frac{F_a}{E} = \frac{F_t}{2E \cdot \text{tg}\beta}. \quad (8)$$

Исходя из особенностей распределения окружных и осевых нагрузок на ведущих и ведомых шкивах передачи (рис. 5), путем общеизвестных геометрических и силовых преобразований получим

$$\text{tg}(\beta - \Delta\beta_1) = \frac{\frac{B_p}{2} \text{tg}\beta}{\frac{B_p}{2} + \Delta B_1}, \quad \text{tg}(\beta + \Delta\beta_2) = \frac{\frac{B_p}{2} \text{tg}\beta}{\frac{B_p}{2} + \Delta B_2}. \quad (9)$$

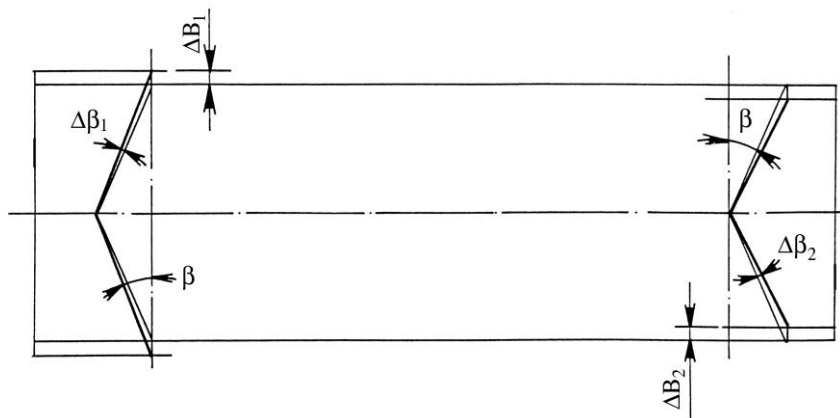


Рис. 5. Деформация ремня на дугах обхвата шевронных шкивов

Опуская ряд преобразований, из (9) получим выражения для расчета угловых поправок шкивов [9]

$$\Delta\beta_1 = \text{arctg}\left(\frac{F_t \cdot \text{tg}\beta}{B_p E \cdot \text{tg}\beta + F_t}\right), \quad \Delta\beta_2 = \text{arctg}\left(\frac{F_t \cdot \text{tg}\beta}{B_p E \cdot \text{tg}\beta - F_t}\right). \quad (10)$$

Результаты и их обсуждение. Оценим существенность вносимых в геометрию шкивов поправок.

Для прямозубых передач, а также для коррекции наружного диаметра косозубых передач, величина Δt не превышает, как правило, $0,005t_p$, и составляет $(0,001 \dots 0,003)t_p$.

Для зубчатого ремня $m = 3$ мм, $B_p = 45$ мм, $E = 15$ МПа, $F_t = 10$ Н/мм и $\beta = 20^\circ$, углы наклона зубьев шкивов должны иметь значения:

$$\beta_1 = \beta - \Delta\beta_1 = 19,185^\circ; \quad \beta_2 = \beta - \Delta\beta_2 = 20,885^\circ.$$

Выводы

Разработан концептуальный метод конструирования зубчато-ременной передачи с улучшенными показателями виброактивности и шумоизлучения.

Установлено, что наиболее эффективным конструкторским способом снижения шума (на 25...30 %) является косозубое и шевронное исполнение зубьев.

Разработана прогрессивная шевронная зубчато-ременная передача, имеющая коррекцию углов наклона зубьев шкивов относительно угла наклона зубьев ремня, определяемую кинематическими и силовыми особенностями зацепления зубьев. Угловая коррекция составляет до 5 % от угла наклона зубьев.

Разработанная передача запатентована в Республике Беларусь.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ходзе Харуо. Шум в передачах зацеплением // Оё кикай гаккай ромбунсю. – 1991. – Vol. 32, № 9. – P. 62 – 68.
2. Пат. 3040157 ФРГ, МКИ F16G1/28. Synchronriemen / Eickhorn Helmut; Заявл. 09.10.81; Оpubл. 28.04.83. – 16 с.
3. Пат. 5421789 США, МКИ F16H65/00. Synchronous drive pulley and its combinations with a belt having oblique and offset teeth / Gregg M.J.W. – № 43687; Заявл. 08.08.93; Оpubл. 06.06.95; НКИ 474-153. – 7 с.
4. Geräuschlose Zahnriemen // Technika (Suisse) – 1998. – Vol. 46, № 25 – 26. – P. 46 – 48.
5. Schrägverzahnung elimiert löstige Pfeifgeräusche // Ingenieur Anzeiger – 1999. – Vol. 12, № 15. – P. 58 – 59.
6. Баханович А.Г., Скойбеда А.Т. Зубчато-ременные передачи. – Мн.: БНТУ, 2005. – 364 с.
7. Никончук А.Н. Создание и исследование зубчато-ременных передач повышенной надежности и долговечности: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / Ин-т надежности НАН Республ. Беларусь. – Мн., 1999. – 45 с.
8. Скольжение профилей зубьев в зубчато-ременной передаче / А.Г. Баханович, А.Т. Скойбеда, И.Г. Баханович, Т.В. Козлова // Теория и практика машиностроения. – 2005. – № 2. – С. 59 – 61.
9. Патент РБ №4790 ВУ, МКИ F 16H 7/02. Зубчато-ременная передача / А.Н. Никончук, А.Г. Баханович, Косырев И.А. и др. – № a19981199; Заявл. 30.12.98; Оpubл. 05.07.02 // Бюл. № 3. – 2002.