

УДК 621.85.052.44

А. Н. НИКОНЧУК, В. Л. БАСИНЮК, И. Н. НИКОНЧУК, Е. И. МАРДОСЕВИЧ

КОРРИГИРОВАНИЕ ШКИВОВ ШЕВРОННЫХ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Белорусский государственный технический университет

(Поступила в редакцию 11.04.2002)

Более широкое распространение зубчато-ременных передач с нестандартной геометрией зубьев (косозубых, шевронных и им подобных) связано с ужесточением требований к экологической чистоте и эргономичности производимой машиностроительной техники, заключающихся в необходимости радикального снижения шумоизлучения и виброактивности используемых в ней механических приводов. Однако, несмотря на наличие очевидных преимуществ по сравнению с прямыми зубчатыми передачами, использование конструкций с шевронной геометрией сдерживается не только из-за отсутствия отработанной технологии производства зубчатых ремней, но и из-за отсутствия обоснованных методов проектного расчета косозубых и шевронных передач. Основой подобного расчета является определение рабочих усилий на зубьях дуги обхвата с последующим определением величины коррекции шага зубьев шкивов передачи, обеспечивающей заданную степень неравномерности нагруженности зубьев. Необходимость коррекции шага зубьев, как известно [1], связана с многопарностью зацепления на дугах обхвата шкивов, а также с удлинением ремня под действием сил предварительного натяжения и окружных сил, приводящих к искажению шага его зубьев.

Для получения величины коррекции шкивов рассмотрим зубчато-ременную передачу с непрямыми зубьями, нагруженную вращающим моментом M_1 (рис. 1). При известном делительном диаметре ведущего шкива D_1 окружная сила, передаваемая ремнем, будет иметь значение $F_t = 2M_1/D_1$. За счет наличия угла наклона зубьев β тело ремня будет подвержено действию поперечных осевых сил $F_a/2 = F_t/2 \tan \beta$. Таким образом, становится очевидным необходимость применения не просто косозубых, а именно шевронных ремней. Косозубый ремень из-за наличия осевых сил стремился бы съехать со шкивов или подвергался бы интенсивному трению о реборды. В шевронном режиме осевые силы взаимно компенсируются и необходимость в ребордах отпадает. Ввиду воздействия на ремень как окружных, так и осевых сил величина коррекции шага зубьев шкива может быть получена в результате анализа деформаций ремня под действием каждого из названных силовых факторов (рис. 2).

Рассмотрим развертку диаметрального сечения шкива плоскостью А-А (рис. 1), где действует только окружная сила F_t . Для пред-

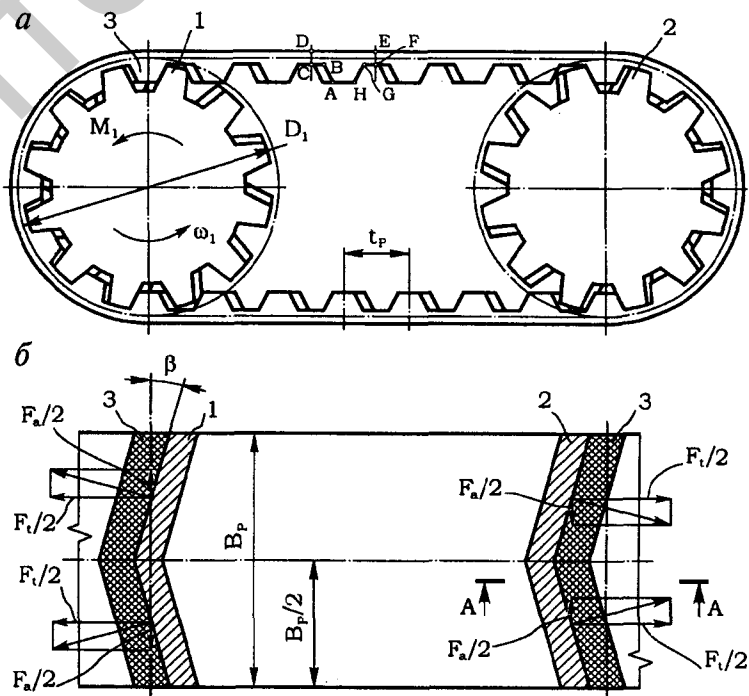


Рис. 1. Внешний вид (а) и схема действия сил (б) в зубчато-ременной передаче с непрямыми зубьями: 1, 2 — шкивы, 3 — зубчатый ремень

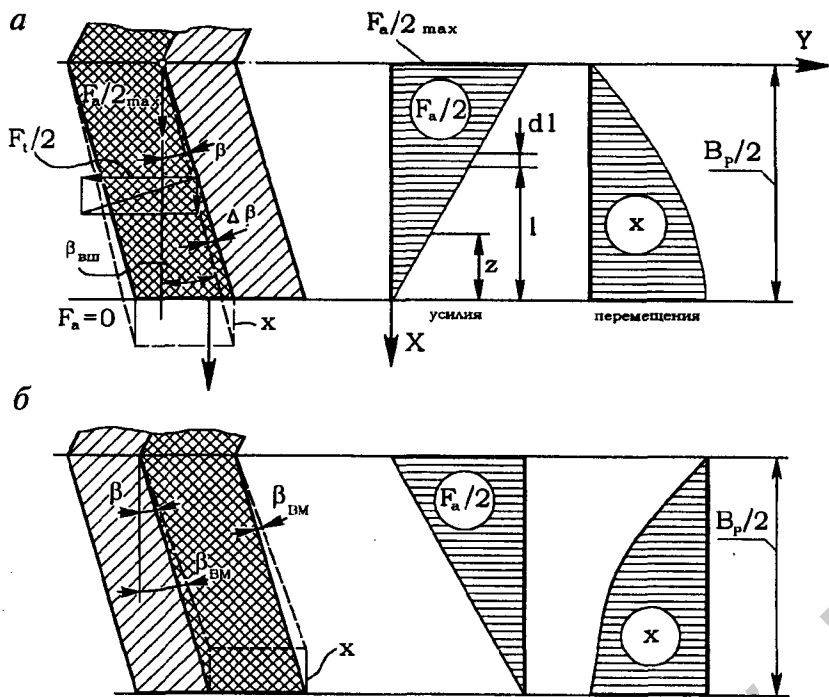


Рис. 2. Распределение усилий и деформаций в зубьях ремня в зацеплениях с ведущим (а) и ведомым (б) шкивами

ставленного участка дуги обхвата, нагруженного окружной силой, справедливо следующее уравнение совместности деформаций [2]:

$$t_p + f_{n-1} = t_p + f_n + \Delta_{n;n-1}, \quad (1)$$

где t_p — шаг зубьев ремня; $f_n; f_{n-1}$ — деформации n - и $n-1$ -го зубьев дуги обхвата в окружном направлении; $\Delta_{n;n-1}$ — удлинение несущего слоя (корда) ремня между n - и $n-1$ -м зубьями. Из уравнения (1) следует, что $f_n = f_{n-1} - \Delta_{n;n-1}$. Записывая это выражение поочередно для каждой пары зубьев, получаем систему уравнений, аналогичную [3]:

$$\begin{aligned} f_2 &= f_1 - \Delta_{1;2}, \\ f_3 &= f_2 - \Delta_{2;3}, \\ &\dots \\ f_n &= f_{n-1} - \Delta_{n;n-1}. \end{aligned} \quad (2)$$

Если на зуб ремня в окружном направлении действует сила P_n , то $f_n = P_n / E_z$, где E_z — жесткость зуба ремня, МПа. Тогда соответственно $\Delta_{n;n-1} = t_p(F_1 - \Sigma P_{n-1}) / E_f$, где F_1 — усилие в ведущей ветви передачи; E_f — продольная жесткость ремня, Н/мм. Величина F_1 определяется из очевидного равенства:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_z}{2} + \Delta F, \quad (3)$$

где $2F_0$ — предварительное натяжение ремня; ΔF — усилие дополнительного натяжения ветвей ремня [3], являющееся функцией конструктивных и силовых параметров передачи.

С учетом приведенных рассуждений из выражения (2) получим:

$$\begin{aligned} P_2 / E_z &= P_1 / E_z - t_p(F_1 - P_1) / E_f, \\ &\dots \\ P_n / E_z &= P_{n-1} / E_z - t_p(F_1 - P_1 - \dots - P_{n-1}) / E_f. \end{aligned} \quad (4)$$

В таком виде система (4) неразрешима. Один из возможных вариантов решения заключается в дополнении выражений (4) уравнением равновесия рассматриваемого шкива $\Sigma p_n = F_t$.

Ввиду действия на корд ремня усилий $2F_0$ и F_t ремень удлиняется, в результате чего увеличивается шаг его зубьев. Вход в зацепление с ведущим шкивом, имеющим шаг зубьев $t_{ш} = t_p$ деформированного ремня с шагом зубьев $t_p + \Delta t$, приводит к появлению нагрузочной интерференции и способствует интенсивному износу зубьев ремня. С целью минимизации величины интерференции и выравнивания деформаций ремня в зонах входа в зацепление с ведущим шкивом и выхода из него наружный диаметр шкива увеличивают до получения $\Delta t'_{ш} = t_p + \Delta t$, соответствующего примерно равному нагружению всех зубьев дуги обхвата, т. е.

$$\Psi = \frac{P_1 n}{F_t} = 0,8 - 1,2. \quad (5)$$

Анализ зависимостей (11) и (12) показывает, что достоверное определение величины угловой коррекции шкивов невозможно без данных о модуле поперечной упругости ремня. Однако они в современной литературе отсутствуют. Поскольку корд ремня навит в направлении, перпендикулярном действию осевых сил, то нити кордшнура практически не препятствуют деформации ремня в окружном направлении. Следовательно, у ремней сборочных конструкций осевая деформация будет определяться комплексом механических свойств обкладочной ткани и эластомера, а у литевых ремней — свойствами только эластомера. Для последнего случая можно рекомендовать известную зависимость модуля упругости резины от ее твердости $E_3 = f(HS)$ [3]. Величину $E = E_{\Pi}$ для сборочных конструкций в настоящих исследованиях определили экспериментально. При этом руководствовались следующими соображениями.

Очевидно, что все составные элементы ремня при осевом растяжении деформируются вдоль OX на одну и ту же величину:

$$X = X_3 = X_{\text{ТК}}, \quad (13)$$

где X_3 , $X_{\text{ТК}}$ — абсолютные деформации эластомерного массива и ткани.

С достаточным основанием полагая, что названные материалы при деформации подчиняются закону Гука, из (13) получаем, что

$$\frac{F_a}{E_{\Pi} A} = \frac{F_{a3}}{E_3 A_3} = \frac{F_{a\text{ТК}}}{E_{\text{ТК}} A_{\text{ТК}}}, \quad (14)$$

где F_{a3} , $F_{a\text{ТК}}$; A_3 , $A_{\text{ТК}}$ — доли осевого усилия, воспринимаемые эластомером и тканью ремня и площади их сечения соответственно.

В силу того что растягивающее осевое усилие F_a распределяется между эластомером и обкладочной тканью, справедливо равенство:

$$F_a = F_{a3} + F_{a\text{ТК}}. \quad (15)$$

Решая совместно уравнения (14) и (15), после преобразований получаем значение E_{Π} :

$$E_{\Pi} = \frac{E_{\text{ТК}} A_{\text{ТК}} + E_3 A_3}{A}. \quad (16)$$

Величину $A_{\text{ТК}}$ с достаточной для практических расчетов точностью получим как произведение толщины $S_{\text{ТК}}$ на длину ломаной линии $FGHABC$. Значения $S_{\text{ТК}}$ для различных типов ткани, снятых с отвулканизированных ремней, приведены в таблице. Там же приведены значения их жесткости при растяжении по основе (вдоль оси OX), полученные при деформации образцов формата 25×200 на машине растяжения Р-0,5.

Геометрические и механические характеристики иолуэластичных обкладочных тканей

Тип ткани	Пропиточный состав	Толщина $S_{\text{ТК}}$, мм	Модуль упругости $E_{\text{ТК}}$, МПа
Арт. 56320	—	0,70	290
	Клей 420	0,55	360
Линела-130	—	0,50	160
	Клей 420	0,35	190
Линела-260	—	0,60	200
	Клей 420	0,45	250

Расчеты показывают, что угловая коррекция может достигать значительных величин. Для литьевого ремня модулем $m = 3$ мм, изготовленного из резины 7-Р-7 с $E_3 = 15$ МПа, при передаче номинальной нагрузки $F_t = 10$ Н/мм с $\beta = 20^\circ$ углы наклона зубьев шкивов должны иметь значения $\beta_{\text{ВШ}} = 19,20^\circ$, $\beta_{\text{ВМ}} = 20,86^\circ$. Для ремней с обкладкой угловая коррекция несколько меньше: $\beta_{\text{ВШ}} = 19,71^\circ$, $\beta_{\text{ВМ}} = 20,3^\circ$.

Таким образом, в результате проведенных исследований созданы предпосылки для обоснованного проектирования зубчато-ременных передач с шевронными зубьями, что позволит обеспечить им более широкое распространение вместо передач традиционных типов.

Литература

1. Кожевников С. Н., Погребняк А. П. Конструирование и расчет механизмов с зубчатыми ременными передачами. Киев. 1984.
2. Гуревич Ю. Э. // Механические передачи (цепные и с зубчатым ремнем). М., 1971. С. 134—151.
3. Скойбеда А. Т., Никончук А. Н. Ременные передачи. Мн., 1995.

A. N. NIKONCHUK, V. L. BASINYUK, I. N. NIKONCHUK, E. I. MARDOSEVICH

THE CORRECTION OF PULLEYS OF HERRINGBONE TOOTHED TRANSMISSIONS

Summary

The research results of deformability of herringbone toothed belts in three-dimensional statement are given. It is established that alongside with applied to straight-tooth transmissins correction of a diameter for herringbone the angular correction of an inclination of teeth of pulleys is also necessary. The technique of account of geometrical parameters of both corrections based on mechanical properties of belts materials allowing to ensure uniform distribution of transmitted loading both between separate tooth of gearing, and their contact lines is presented.