

УДК 621.85.052.44

**МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
 ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ**

*канд. техн. наук, доц. А.Г. БАХАНОВИЧ,
 д-р техн. наук, проф. А.Т. СКОЙБЕДА, И.Г. БАХАНОВИЧ
 (Белорусский национальный технический университет, Минск)*

Теоретически и экспериментально исследовано влияние величины коррекции шага зубьев шкива зубчато-ременной передачи на нагруженность зацепления, несущую способность и долговечность зубчатых ремней. Методика исследований базировалась на регистрации деформаций измерительного зуба одного из шкивов передачи. Сопоставление экспериментального характера распределения нагрузки с теоретическим свидетельствует о наличии у них гармонического вида изменения усилия на зуб по мере поворота шкива. При этом максимальному усилию на первом зубе дуги обхвата соответствует минимум усилия на остальных. Показано, что важнейшим параметром зубчато-ременной передачи, определяющим уровень долговечности ремня, является разность шагов зубьев ремня и шкива, определяемая коррекцией шага зубьев последнего. Даны рекомендации по определению рационального значения коррекции и совершенствованию методики проектного расчета передачи.

Введение. Анализ работы зубчато-ременной передачи (ЗРП) показывает, что при передаче мощности наблюдается увеличение шага зубьев ремня t_p при неизменном шаге зубьев шкива t_u . Это вызвано повышенной податливостью эластомерных зубьев приводных зубчатых ремней по сравнению с зубьями шкивов ЗРП, изготовленных, как правило, из металлических материалов. При этом возрастает величина интерференции зубьев, входящих в зацепление, что значительно снижает долговечность передачи. Поэтому одним из важнейших аспектов проектного расчета ЗРП является определение величины коррекции шага зубьев шкива: $\Delta t = t_p - t_u$.

Анализ мировой научно-технической литературы показал, что имеется ряд разрозненных и противоречивых рекомендаций по выбору величины коррекции Δt , что предопределяет необходимость дальнейшей разработки этой проблемы.

Обзор исследований и постановка задачи. Зарубежные авторы [1, 2] рекомендуют величину наружного диаметра шкива d_a увеличивать на $0,001 t_p$. Для ремней «модульной» системы величина коррекции определяется по таблицам, в зависимости от значения делительного диаметра шкива. В этом случае наружный диаметр шкива равен

$$d_a = mz_1 - 2\delta + K_1, \tag{1}$$

где m – модуль ремня, мм; z_1 – число зубьев ведущего шкива; δ – расстояние от нейтральной оси кордшнура до межзубной впадины ремня, мм; K_1 – корректирующая поправка (табл. 1) [3].

Таблица 1

Значение корректирующей поправки

mz_1 , мм	K_1 , мм	mz_1 , мм	K_1 , мм
До 50	0,08	120...198	0,13
50...78	0,10	200...318	0,15
80...118	0,12	320...500	0,18

Подобная методика не учитывает влияния на неравномерность нагружения зубьев факторов, определяемых механическими свойствами ремня. С целью устранения этого недостатка в [4] величину K находят по зависимости:

$$K_{1(2)} = 0,2 \frac{F_t}{B_p} \lambda z_{1(2)}, \tag{2}$$

где F_t – удельное окружное усилие, Н/мм; B_p – ширина ремня, мм; λ – податливость кордшнура ремня на длине одного шага, мм²/Н (табл. 2).

Таблица 2

Податливость кордшнура ремня на длине одного шага

m , мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
λ , мм ² /Н	0,0007	0,0008	0,0009	0,0014	0,0006	0,0008	0,0011	0,0016

В работе [5] предлагается учитывать не только размеры шкива, но и значение передаваемой нагрузки. Например, при $10 < z_0 \leq 30$ для окружных усилий, не превышающих максимальных значений:

$$K_1 = \frac{0,0005}{\pi} z_1(z_0 - 10), \quad (3)$$

где z_0 – количество зубьев в зацеплении.

Анализ выражения (3) показывает, что при $z_0 < 10$ шаг зубьев шкива не корректируется, что противоречит представлениям о закономерностях передачи нагрузки в зацеплении. Исходя из них, при уменьшении z_0 нагруженность зубьев возрастает, а при $z_0 < 6$ корректируется даже величина допускаемой окружной силы на зубьях. Таким образом, с уменьшением z_0 величина K_1 должна возрастать.

С учётом подобных обстоятельств в работе [6] предлагается определять величину коррекции шага как на основе показателей механических свойств ремня, так и значений длины дуги обхвата:

$$\Delta t = t_u - t_p = \frac{0,4 z_0^{0,2} K_\alpha F_t B_p}{E_z}, \quad (4)$$

где K_α – отношение податливостей каркаса ремня и его зубьев; E_z – жесткость зубьев ремня, МПа.

Выражения (2) – (4), по мнению их авторов, позволяют получать значения коэффициента неравномерности нагружения зубьев $\psi = 1$, что должно соответствовать максимальной долговечности ремня. Между тем существует ряд зависимостей, из которых следует, что при уменьшении ψ долговечность ремней возрастает. Следовательно, $\psi = 1$ не является универсальным показателем, обеспечивающим максимальную долговечность ремня.

Для обеспечения возможности выбора величины коррекции шага, соответствующего $\psi \neq 1$, в работе [7] приводится ряд графических зависимостей.

Ввиду влияния частоты пробегов ремня ν на его механические свойства и, следовательно, распределение нагрузки в зацеплении автор [8] предлагает зависимости Δt от ν .

Между тем величина Δt , соответствующая требуемому ψ , может быть найдена из следующей зависимости:

$$\Delta t = \frac{t_p}{200} \left[1,3 - \frac{\Psi_{onm}}{K_\nu K_F K_z \left(0,5 \left(\frac{F_t}{[F_t]} \right)^2 + 1 \right) (0,53 z_0 + 1)} \right], \quad (5)$$

где K_ν , K_F , K_z – коэффициенты, учитывающие частоту пробегов ремня ν , продольную жесткость ремня E_F и жесткость зубьев ремня E_z соответственно [9]; $[F_t]$ – допускаемое удельное окружное усилие, передаваемое ремнем, Н/мм.

Располагая выражением (5), также невозможно обеспечить получение величины Δt , соответствующей максимальному уровню долговечности ремня. Такой уровень в работе [10] предлагается достигнуть путём обеспечения равнозначности двух критериев работоспособности, для чего приравниваются давления на зубья дуги обхвата. Однако и в этом случае не приводятся конкретных значений ψ , обеспечивающих максимальный уровень долговечности ремня по критериям износа профиля N_u и усталостного разрушения зубьев N_y .

С целью получения аналитической зависимости, связывающей N_y и ψ , был проведён численный эксперимент. При этом в соответствии с методикой ортогонального планирования [11] варьировались факторы, определяющие усталостную долговечность зубьев ремня.

В результате вычислений установлено, что величина N_y может быть найдена из зависимости:

$$N_y = \left(\frac{25h_p z_0}{F_t \Psi \sqrt{\frac{G}{2}}} \right)^5, \quad (6)$$

где h_p – высота зуба ремня, мм; G – модуль сдвига резины, МПа.

Долговечность ремня по критерию износа с учётом соотношения долговечности обкладки и резинового массива составит

$$N_u = 1,25 \frac{h_0}{h_{10}} \left(\frac{F_t \omega \Psi f}{z_0} K_k \right)^{1,75}, \quad (7)$$

где h_0 – толщина обкладочной ткани, мм; h_{10} – толщина обкладки, изнашиваемой на ее наружной поверхности в условиях трения при единичной мощности, мм; ω – угловая скорость вращения шкива, c^{-1} ; f – коэффициент трения; K_k – кинематический коэффициент.

Анализ зависимостей (6), (7) показывает, что $dN_u / d\Psi$ и $dN_y / d\Psi < 0$. Таким образом, зависимости N_u и N_y от Ψ не имеют экстремумов, и величина Ψ не может быть найдена методами обычной оптимизации. Следовательно, представляется возможным определить величину Ψ , соответствующую не максимально возможному, а какому-либо определённом, заданному уровню долговечности.

Сравнение зависимостей (6) и (7) свидетельствует о том, что при любых значениях аргумента $dN_u / d\Psi$ и $dN_y / d\Psi$. Ввиду этого существует точка, в которой $N_u = N_y$. Значение Ψ для этой точки определяется путём приравнивания (6) и (7):

$$\Psi_{opt} = \frac{z_0}{F_t} \left(\frac{h_0}{1,25h_0} \right)^{0,3} \left(\frac{25h_p}{\sqrt{\frac{G}{2}}} \right)^{1,5} (\omega f K_k)^{0,5}. \quad (8)$$

Например, для ЗРП при $m = 3$ мм, $\omega = 15,7 c^{-1}$, $F_t = 6$ Н/мм величина $\Psi_{opt} = 0,45$. При $\Psi < \Psi_{opt}$ долговечность ремня определяют процессы износа. При $\Psi > \Psi_{opt}$, наоборот, $N_y > N_u$, и долговечность ремня зависит от интенсивности протекания усталостного разрушения.

Таким образом, при заданном значении долговечности ремня N_z по формуле (8) находят значение Ψ_{opt} , по (6) или (7) определяют соответствующее ему значение долговечности N_m . Если $N_z > N_m$, то требуемая величина неравномерности нагружения зубьев находится из выражения:

$$\Psi = \frac{z_0}{F_t \omega f K_k} \left(\frac{1,25h_0}{N_z h_0} \right)^{0,57}. \quad (9)$$

В случае если заданный уровень долговечности несколько меньше и $N_z < N_m$, величина Ψ определяется по зависимости вида:

$$\Psi = \frac{25h_p z_0}{F_t \sqrt{\frac{G}{2}}} \left(\frac{1}{N} \right)^{0,2}. \quad (10)$$

Располагая значением Ψ , по зависимости (5) находится значение $\Delta t = t_p - t_{iu}$, соответствующее заданной неравномерности нагружения зубьев.

Экспериментальные исследования нагруженности зацепления. Объектом исследований являлся зубчатый ремень ($m = 7$ мм; $z_p = 71$; $B_p = 32$ мм), изготовленный методом диафрагменной вулканизации и оснащённый износостойким тканевым покрытием зубьев.

Методика проведения исследований базировалась на регистрации деформаций измерительного зуба одного из шкивов передачи (рис. 1). Измерительный зуб имел вид фрезерованной консольной балки, на противоположные плоскости которой по мостовой схеме наклеивались тензорезисторы с базой 10 мм. Проводники от тензорезисторов через токосъёмник соединялись с регистрирующей аппаратурой, основу которой составлял светолучевой осциллограф К12-22.

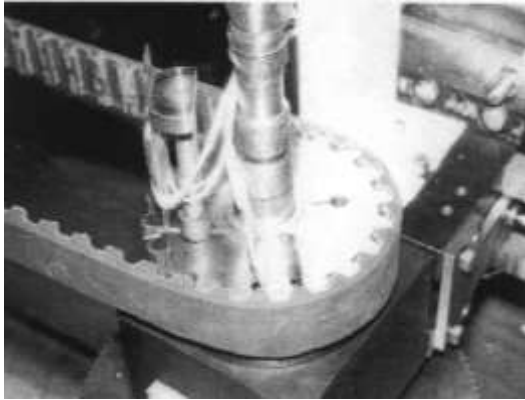


Рис. 1. Внешний вид тензошкива ЗРП

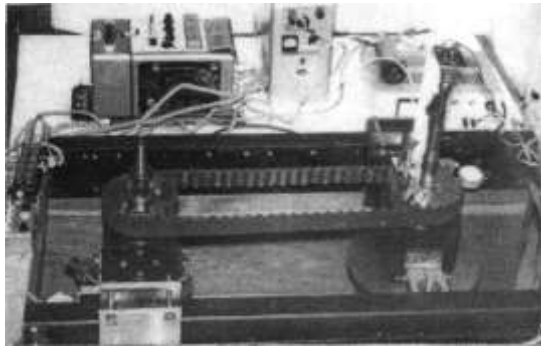


Рис. 2. Внешний вид экспериментального стенда

После проведения очередной серии испытаний шкив последовательно шлифовался до диаметров: 138,6 мм ($\Delta t / t_p = +0,00143$; $\psi = 1,02$); 138,4 мм ($\Delta t / t_p = 0$; $\psi = 1,30$); 138,2 мм ($\Delta t / t_p = -0,00143$; $\psi = 1,59$); 138,0 мм ($\Delta t / t_p = -0,0029$; $\psi = 1,88$).

Результаты эксперимента и их обсуждение. В результате обработки полученных осциллограмм (рис. 3) методом ординат установлено, что значение ψ_{max} линейно убывает по мере увеличения коррекции шага шкива (рис. 4).

В рассматриваемом диапазоне изменения $\Delta t / t_p$ расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами не превышает 14,3 %. Анализ эмпирических зависимостей ψ_{max} от Δt показывает, что наибольшее расхождение между ними наблюдается в области высоких $\Delta t / t_p$. Это может быть связано с тем, что в теоретическом расчёте значений ψ не отражено влияние факта частичного выхода из зацепления зубьев дуги обхвата, находящихся у ведомой ветви. Если при $\Delta t / t_p < 0$ нагрузка на эти зубья сравнительно невелика, то при избыточном корригировании шкива основная доля передаваемого зубьями окружного усилия перераспределяется в область, прилежащую к ведомой ветви. Из-за трапецеидальной формы зубьев с возрастанием усилий на зубьях увеличиваются и радиальные силы, выталкивающие зубья ремня из межзубных впадин. Недостаточное натяжение F_2 ведомой ветви неспособно эффективно компенсировать влияние радиальных сил, в результате чего часть зубьев частично выходит из зацепления. Так как их жёсткость при этом снижается, окружное усилие перераспределяется в область, находящуюся у ведущей ветви. Нагрузка, приходящаяся на находящиеся там зубья, в том числе и первый, возрастает, что не приводит к ожидаемому снижению ψ . Нейтрализация подобного явления наблюдается при увеличении предварительного натяжения ремня $2F_0$ в соответствии с зависимостью:

$$2F_0 = 0,2F_t \left(\frac{0,00143\Delta t}{t_p} \right)^2. \tag{11}$$

Сопоставление экспериментального характера распределения нагрузки с теоретическим свидетельствует о наличии у них гармонического вида изменения усилия на зуб по мере поворота шкива. При

Для проведения исследований был изготовлен специальный стенд (рис. 2), работающий по принципу открытого силового контура.

Крутящий момент от двигателя мощностью 800 Вт через открытую зубчатую передачу с передаточным числом $u = 15$ (135/9) передавался на ведущий вал стенда. Частота вращения вала двигателя бесступенчато регулировалась в диапазоне $0...600 \text{ мин}^{-1}$. Тормозной момент создавался на ведомом валу с помощью регулируемого колодочного тормоза, позволявшего реализовывать значения от 0 до 200 Нм. Это обеспечивало при числе зубьев шкивов передачи $z_1 = z_2 = 20$ значения $F_t = 0...2800 \text{ Н}$, или $F_t = 0...57 \text{ Н/мм}$, при допустимом для $m = 7 \text{ мм}$ [F_t] = 45 Н/мм [12].

Получение вида распределения нагрузки на дугах обхвата при различных значениях коррекции шага Δt обеспечивалось следующим образом.

Измерительный шкив изготавливался с наружным диаметром 139,0 мм, соответствующим $\Delta t / t_p = +0,00433$ и теоретически определённом при этом соотношению $\psi = 0,43$.

После наклейки тензодатчиков и получения соответствующих осциллограмм измерительный шкив снимался со стенда и перешлифовывался по наружному диаметру до значения 138,8 мм, которому соответствует $\Delta t / t_p = +0,0029$ и $\psi = 0,72$. Тензодатчики при этом оставались наклеенными на соответствующий зуб шкива.

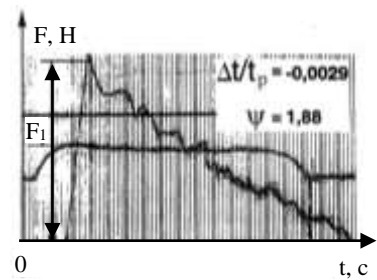


Рис. 3. Осциллограмма нагруженности зацепления

этом максимальному усилию на первом зубе дуги обхвата соответствует минимум усилия на остальных. При $\Delta t / t_p > 0,0029$ минимум усилия на зубьях в большей степени соответствует максимуму на последнем зубе дуги обхвата.

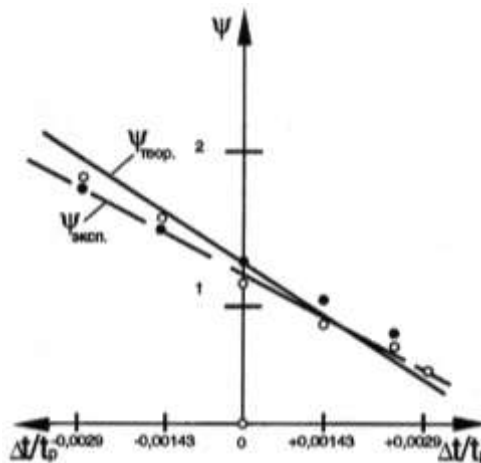


Рис. 4. Зависимость коэффициента неравномерности нагружения зубьев ремня от относительной коррекции шага зубьев шкива

Выводы. Важнейшим параметром ЗРП, определяющим уровень долговечности ремня, является разность шагов зубьев ремня и шкива, определяемая коррекцией шага зубьев последнего Δt . Предложенный подход определения рационального значения Δt обеспечивает оптимальное распределение нагрузки в зацеплении и повышает несущую способность и долговечность зубчатого ремня. Установлено, что значение $\psi = 1$, когда нагруженность первого со стороны ведущей ветви зуба дуги обхвата соответствует среднему значению усилия, действующему в зацеплении, не всегда обеспечивает максимальную долговечность зубчатого ремня, а его рациональное значение варьируется в пределах 0,8...1,1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kugo, Kunio. Зубчатые ремни / Kunio Kugo // Пуранто Эндзин. (Plant. Engin.). – 1985. – Vol. 17, № 9. – P. 19 – 25.
2. Köster, L. Der Zugkraftverlauf in Zahnriemenantrieben / L. Köster // Konstruktion. – 1982. – Vol. 34, № 3. – P. 99 – 104.
3. Гусейнов, В.М. Отечественные приводные зубчатые ремни / В.М. Гусейнов // Машиностроитель. – 1986. – № 10. – С. 40 – 41.
4. ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней. – М.: НИИРП, 1977. – 16 с.
5. Metzner, D. Konstruktive Gestaltung von Zahnriemenscheiben / D. Metzner // Maschinenbautechnik. – 1983. – Vol. 32, № 3. – P. 122 – 125.
6. Кравцов, Э.Д. Разность шагов ремня и шкива, обеспечивающая уменьшение неравномерности распределения нагрузки в зацеплении передачи зубчатым ремнем / Э.Д. Кравцов, В.С. Похилук // Детали машин. – 1988. – № 46. – С. 26 – 28.
7. Наталевич, А.Н. Коррекция шкивов как средство повышения долговечности передач зубчатым ремнем / А.Н. Наталевич, А.Т. Скойбеда, В.В. Никитин // Машиностроение. – 1987. – № 12. – С. 105 – 108.
8. Никончук, А.Н. Совершенствование методов исследований и выбора эксплуатационных параметров зубчатых ремней повышенной долговечности: дис. ... канд. техн. наук / А.Н. Никончук. – Минск, 1988. – 193 с.
9. Гуревич, Ю.Е. Оптимизация расчетных критериев зубчато-ременной передачи / Ю.Е. Гуревич // Детали машин. – М., 1988. – № 47. – С. 20 – 26.
10. Шпилевский, В.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых ремней на основе применения рациональных методов выбора их предварительного натяжения: дис. ... канд. техн. наук / В.И. Шпилевский. – Минск, 1993. – 185 с.
11. Протодьяконов, М.М. Методика рационального планирования эксперимента / М.М. Протодьяконов, Р.И. Тедер. – М.: Наука, 1970. – 76 с.
12. ОСТ 3805227-81. Передачи зубчатым ремнем. Метод расчёта. – М.: НИИРП, 1981. – 23 с.

Поступила 17.05.2006