

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 4790

(13) С1

(51)⁷ F 16H 7/02

(54)

ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

(21) Номер заявки: а 19981199

(22) 1998.12.30

(46) 2002.12.30

(71) Заявитель: Белорусский национальный
технический университет (ВУ)

(72) Авторы: Никончук А.Н., Баханович А.Г.,
Косырев И.А., Никончук И.Н. (ВУ)

(73) Патентообладатель: Белорусский национальный
технический университет (ВУ)

(57)

Зубчатоременная передача, содержащая зубчатый ремень с шевронными зубьями, выполненными с углом наклона, ведущий и ведомый шкивы передачи с соответствующими шевронными зубьями, имеющими соответствующий наклон, отличающаяся тем, что угол наклона зубьев ведущего шкива больше, чем угол наклона зубьев ремня на величину $\Delta\beta_1$, а угол наклона зубьев ведомого шкива меньше угла наклона зубьев ремня на величину $\Delta\beta_2$, причем значения этих величин определяются следующими зависимостями:

$$\Delta\beta_1 = \arctg\left(\frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\beta}{B_p \cdot E \cdot \operatorname{tg}\beta + F_t}\right);$$

$$\Delta\beta_2 = \arctg\left(\frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\beta}{B_p \cdot E \cdot \operatorname{tg}\beta - F_t}\right),$$

где F_t - окружное усилие, передаваемое ремнем единичной ширины, Н/мм;

β - угол наклона зубьев ремня;

B_p - ширина ремня, мм;

E - модуль упругости при поперечном растяжении ремня, МПа.

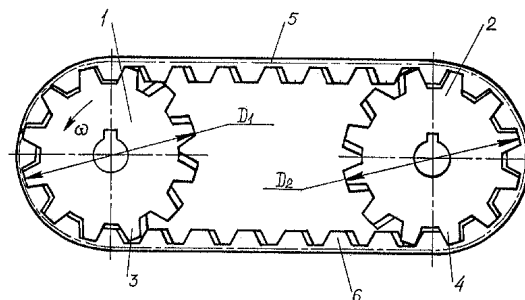
(56)

UA 12873, 1997.

SU 1803646 A1, 1993.

SU 1809207 A1, 1993.

SU 1810647 A1, 1993.



Фиг. 1

ВУ 4790 С1

ВУ 4790 С1

Изобретение относится к машиностроению, а именно к передачам мощности гибкой связью, и может быть использовано в приводах технологического оборудования, промышленной и бытовой техники.

Известна зубчатременная передача (ЗРП), содержащая ведущий и ведомый шкивы с зубьями, параллельными оси вращения шкивов, и огибающий их зубчатый ремень (ЗР) [1].

Недостатками такой передачи являются неудовлетворительная плавность работы, невысокая долговечность зубчатого ремня и малая нагрузочная способность последнего. В то же время практика создания, например, зубчатых передач свидетельствует о том, что увеличение угла наклона зубьев β от 0 до 12° при неизменных габаритах передачи, долговечность последней при тех же условиях работы увеличивается примерно в 2 раза. С другой стороны, при равной долговечности прямозубой и косозубой передачи последняя способна обеспечить увеличение уровня передаваемого окружного усилия на 25-30 %. Однако применение одностороннего наклона зубьев в ЗРП представляется не совсем приемлемым, так как в этом случае будет наблюдаться сгон зубчатого ремня к одной из реборд шкива осевыми силами и его интенсивный боковой износ.

Наиболее близким по технической сущности к заявляемому изобретению является зубчатременная передача, содержащая зубчатый ремень с шевронными зубьями, выполненными с углом наклона, ведущий и ведомый шкивы передачи с соответствующими шевронными зубьями, имеющими соответствующий наклон [2].

Недостатком такой ЗРП является деформация ремня в поперечном направлении вдоль осей шкивов осевыми силами, возникающими на боковых поверхностях зубьев ремня из-за их наклона на угол β . Причиной этого явления является то обстоятельство, что модуль упругости резины в 20...100 раз меньше аналогичного показателя для сталей. Некомпенсированные осевые силы вызывают деформацию зубьев ремня в поперечном направлении и искажение геометрии зацепления. Высокая концентрация напряжений в материале зубьев ремня приводит к значительному снижению долговечности последнего.

Задача, решаемая изобретением, заключается в повышении долговечности шевронных ЗРП и увеличении уровня передаваемого ими окружного усилия.

Задача решается тем, что в зубчатременной передаче, содержащей зубчатый ремень с шевронными зубьями, выполненными с углом наклона, ведущий и ведомый шкивы передачи с соответствующими шевронными зубьями, имеющими соответствующий наклон, угол наклона зубьев ведущего шкива больше, чем угол наклона зубьев ремня, на величину $\Delta\beta_1$, а угол наклона зубьев ведомого шкива меньше угла наклона зубьев ремня на величину $\Delta\beta_2$, причем значения этих величин определяются следующими зависимостями:

$$\Delta\beta_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\beta}{B_p \cdot E \cdot \operatorname{tg}\beta + F_t} \right);$$
$$\Delta\beta_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\beta}{B_p \cdot E \cdot \operatorname{tg}\beta - F_t} \right),$$

где F_t - окружное усилие, передаваемое ремнем единичной ширины, Н/мм;

β - угол наклона зубьев ремня;

B_p - ширина ремня, мм;

E - модуль упругости ремня при поперечном растяжении, МПа.

При проведении сопоставительного анализа отобранных зубчатременных передач с шевронными зубьями признаков, сходных с заявленными, не обнаружено. Следовательно, предложенное техническое решение - зубчатременная передача, обладает существенными отличиями.

Сущность предложенного технического решения поясняется чертежами, где

фиг. 1 - общий вид ЗРП;

фиг. 2 - схема расположения зубьев на ремне;

фиг. 3 - схема распределения разгрузок и вид деформированного состояния зубьев ремня на ведущем и ведомом шкивах;

фиг. 4 - схема для расчета корректирующих поправок углов наклона зубьев ведущего и ведомого шкивов.

Зубчатременная передача содержит ведущий 1 и ведомый 2 шкивы с шевронными зубьями 3, 4, а также огибающий их зубчатый ремень 5 с шевронными зубьями 6.

Передача мощности от ведущего шкива 1 к ведомому 2 осуществляется посредством зубчатого ремня 5 путем зацепления его зубьев 6 с зубьями 3, 4 ведущего 1 и ведомого 2 шкивов.

ВУ 4790 С1

Исполнение зубьев с наклоном к поперечной оси шкивов вызывает появление на боковых гранях зубьев как окружных, так и осевых сил. Причем особенности функционирования ЗРП приводят к тому, что осевые силы вызывают растяжение ремня в поперечном направлении на ведущем шкиве и сжатие - на ведомом. Этот факт приводит к искажению профиля зубьев ремня на обоих шкивах и, в частности, к изменению угла наклона зубьев ремня β . Поэтому для компенсации осевых нагрузок, действующих на зубья ремня, снижения концентрации напряжений в их материале и повышения долговечности и несущей способности ЗР должна быть предпринята коррекция угла наклона зубьев ведущего $\Delta\beta_1$ и ведомого $\Delta\beta_2$ шкивов.

Определим выражения для расчета величин этих поправок. Для этого выделим элементарное сечение dx (фиг. 3), в котором действует элементарная сила $dF_a = dF/2\text{tg}\beta$. В пределах выделенного участка деформацию зуба ремня будем считать параллельной оси X и равной в соответствии с законом Гука ($\sigma = E\varepsilon$):

$$\Delta dx = \frac{dF_a}{E},$$

где E - модуль упругости при поперечном растяжении ремня, МПа.

При равномерном распределении окружного усилия по ширине ремня деформация у его торца:

$$\Delta B = \int_0^{B_p/2} \Delta dx = \int_0^{F_A} \frac{dF_a}{E} = \frac{F_t}{2E} \cdot \text{tg}\beta.$$

Определим значения поправок угла наклона зубьев ведущего $\Delta\beta_1$ и ведомого $\Delta\beta_2$ шкивов (фиг. 4). Исходя из особенностей распределения окружных и осевых нагрузок на ведущем и ведомом шкивах и общеизвестных геометрических и силовых преобразований, получим:

$$\begin{aligned} \text{tg}(\beta - \Delta\beta_1) &= \frac{\frac{B_p}{2} \text{tg}\beta}{\frac{B_p}{2} + \Delta B_1}; \\ \text{tg}(\beta + \Delta\beta_2) &= \frac{\frac{B_p}{2} \text{tg}\beta}{\frac{B_p}{2} + \Delta B_2}. \end{aligned}$$

Опуская ряд преобразований и используя ранее полученную зависимость для определения деформации зуба ремня у его торца, получим:

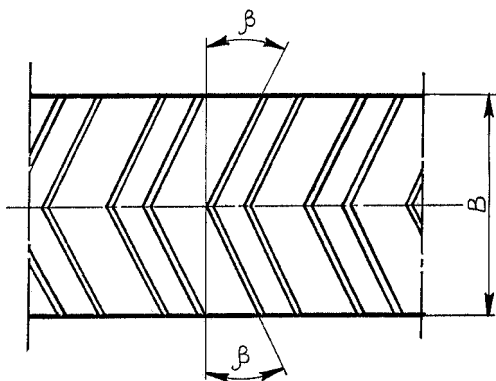
$$\begin{aligned} \Delta\beta_1 &= \arctg\left(\frac{F_t \cdot \text{tg}\beta}{B_p \cdot E \cdot \text{tg}\beta + F_t}\right); \\ \Delta\beta_2 &= \arctg\left(\frac{F_t \cdot \text{tg}\beta}{B_p \cdot E \cdot \text{tg}\beta - F_t}\right). \end{aligned}$$

Таким образом, предложенный подход по определению коррекции угла наклона зубьев шкивов шевронных ЗРП позволит повысить их долговечность и несущую способность.

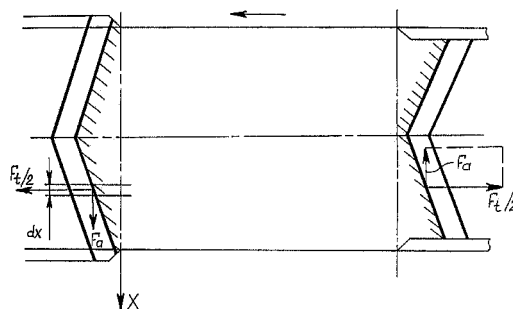
Источники информации:

1. Воробьев И.И. Ременные передачи. - М.: Машиностроение, 1979. - С 168.
2. Zahnriemenan trie be. Industrie - Anzciger, 1956, 78, № 57. - P. 868.

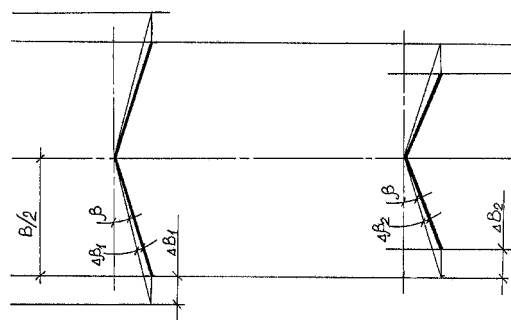
BY 4790 C1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4