

домой ветви приближает (особенно при значительной длине ремня) момент возможного выхода ремня из строя. Опыт эксплуатации зубчатоременных передач показывает, что для силовых передач при малом S_0 предельное увеличение длины ведомой ветви соответствует количеству пробегов $0,5 \cdot 10^6 \dots 4 \cdot 10^6$ в зависимости от длины и жесткости ремней. В этих случаях для предотвращения разрушения ремней требуется проведение периодических поднастроек S_0 . При значительном нагружении передач можно увеличивать S_0 до 0,5 Р или несколько больше для предотвращения снижения работоспособности из-за уменьшения дуг обхвата. Более рациональным средством устранения влияния ослабленного натяжения ведомой ветви и вытяжки ремня на его работоспособность, а также средством повышения тяговой способности передачи, определяемой жесткостью каркаса ремня из условия (1), может быть применение ограничительного ролика. Такой ролик необходимо устанавливать с наружной стороны ведомой ветви для увеличения углов обхвата шкивов при сохранении минимального S_0 , назначаемого согласно [1].

Л и т е р а т у р а

1. Расчет, проектирование и эксплуатация передач с зубчатым ремнем. М., 1972.
2. Погребняк А.П. Определение параметров зубчатых ременных передач, обеспечивающих увеличение их надежности. Автореф. канд. дис. Киев, 1977.
3. Гуревич Ю.Е. К методике расчета передач плоскозубчатым ремнем. - В сб.: Механические передачи. М., 1971.
4. Гуревич Ю.Е. Исследования зубчатоременной передачи. Автореф. канд. дис. М., 1972.
5. ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. М., 1976.

УДК 621.852.44-231.1

А.В.Кузьмин, А.Н.Наталевич

ВЛИЯНИЕ РЕЛАКСАЦИИ НА УПРУГОСТЬ ЗУБЬЕВ РЕМНЯ

Среди параметров, используемых в расчетах зубчатоременной передачи, величиной, учитывающей упругие свойства зубьев ремня, является их податливость. Упругие свойства зубьев ремня влияют на характер сопряжения зубьев ремня и шкива, а также на распределение нагрузки между зубьями на дуге обхвата. Зубья ремня, являясь несущими элементами, оп-

ределяют работоспособность передачи, поэтому важным обстоятельством является установление действительного значения податливости зубьев ремня.

При рассмотрении деформации зубьев ремня необходимо учитывать такую особенность поведения материала зубьев, как релаксация (ползучесть), т.е. жесткость зубьев ремня требуется рассматривать как динамическую. Кроме того, при работе передачи зуб ремня испытывает со стороны зубьев шкива воздействия попеременно (сначала с одной, потом с другой стороны) через определенные промежутки времени, равные времени пробега ремня от одного шкива к другому. Поэтому при зацеплении происходит "восстановление" зуба ремня за счет снятия остаточных деформаций, приобретенных в предшествующем зацеплении с другим шкивом.

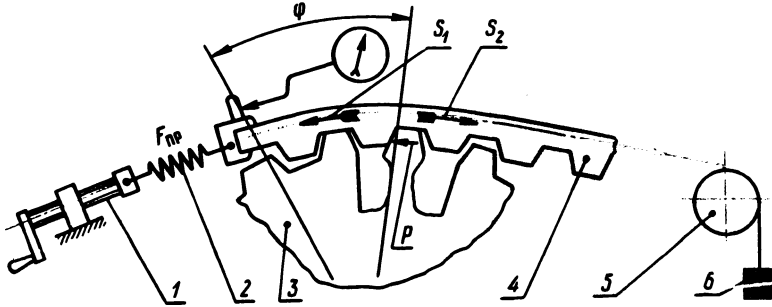


Рис. 1. Схема устройства для определения податливости зубьев ремня.

Приведенные обстоятельства, будучи приняты во внимание, позволят найти действительную податливость зубьев ремня. Податливость зубьев ремня C определялась с помощью устройства, приведенного на рис. 1. Зубчатый ремень 4 размещался на шкиве 3 с тензозубом таким образом, чтобы зуб ремня, податливость которого определялась, передавал усилие на тензозуб. Натяжение S_2 создавалось тарированной пружиной 2 и винтом 1. Натяжение S_1 осуществлялось грузом 6 через блок 5. Разница $S_1 - S_2$ равнялась нагрузке P , воспринимаемой тензозубом. Нагрузка P определялась по отклонению луча на экране осциллографа. Величину C находим как отношение деформации зуба ремня f , замеряемой индикатором, к нагрузке P и ширине ремня B :

$$C = f / PB.$$

Удлинением ремня на участки угла φ пренебрегали. При определении C учитывали также перемещение зуба ремня во впадине шкива на дуге обхвата под действием радиальных сил, что

достигалось путем изменения отношения $\frac{S_2}{S_1}$. При значении $\frac{S_2}{S_1}$, близком нулю или единице, определяемая податливость соответствовала зубьям ремня, расположенным на дуге обхвата у ведомой или у ведущей ветви. Начало контакта зубьев устанавливалось вращением винта 1 до достижения равенства $S_2 = S_1$ (где S_1 - масса груза), что фиксировалось на экране осциллографа по положению луча, соответствующему началу отсчета. Нагружение сопрягающихся зубьев осуществлялось за счет установки дополнительного груза. Перед каждым измерением деформации зуба ремня на него оказывалось воздействие с противоположной стороны.

Влияние релаксации на результаты измерения проявлялось в снижении нагрузки P и увеличении деформации f с течением времени. С ростом нагрузки влияние релаксации усиливалось, например при $P = (0,7 - 1,0)P_{расч}$ разница в значениях C без учета и с учетом релаксации составила 15...25%.

Осциллограмма, показывающая уменьшение нагрузки на зубе вследствие ползучести, показана на рис. 2. Падение нагрузки со временем вызвано увеличением деформации f на Δf вследствие дополнительного растяжения пружины на величину Δf . Ввиду этого для получения действительных значений C использовались величины P и f , замеренные сразу после нагружения.

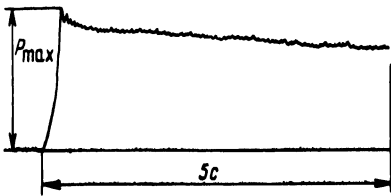


Рис. 2. Осциллограмма влияния ползучести на изменение нагрузки на зубе.

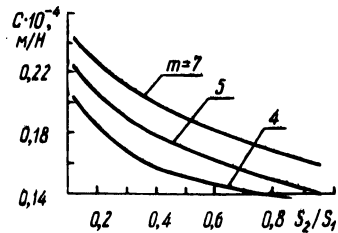


Рис. 3. Изменение податливости зубьев ремня на дуге обхвата при ширине ремня, равной 10 мм.

Установлено, что податливость зубьев ремня на различных участках дуги обхвата неодинакова, что можно объяснить радиальным перемещением зуба ремня во впадине шкива и нелинейностью удлинения ремня при растяжении. Зубья рем-

ня при $\frac{S_2}{S_1} \rightarrow 1$ имеют податливость, в 1,2...1,4 раза меньшую, чем зубья при $\frac{S_2}{S_1} \rightarrow 0$. В значениях податливости зубьев одного ремня наблюдается расхождение до 20%; расхождение в значениях податливости зубьев разных ремней одного модуля достигает 35%, что объясняется технологическими причинами.

На рис. 3 приведены результаты измерения податливости зубьев ремней, производимых в настоящее время.

УДК 620.179.118

А.В.Молочков

ВЗАИМОСВЯЗЬ МЕЖДУ КОЛЕБАНИЯМИ И КОНТАКТНЫМ ТРЕНИЕМ ПРИ РЕЗАНИИ МЕТАЛЛОВ

При резании металлов на характер и величину пластических деформаций значительное влияние оказывает контактное трение на передней поверхности инструмента. Величина сдвига, обусловленная контактным трением, является составляющей частью относительного сдвига при стружкообразовании. Она определяется как тангенс угла α . На рис. 1,а этот угол показан на деформированном элементе $abcd$, который до деформации имел форму квадрата $ABCD$. Величина сдвига, обусловленного трением, для опережающей зоны течения со свободной поверхностью в виде дуги [1] определяется по формуле

$$\epsilon = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg}(\varphi_2 - \gamma) + \frac{\operatorname{ctg} \beta_1}{\zeta^2} - \frac{\sin(\varphi_2 - \beta_1)}{\zeta \sin \beta_1 \cos(\varphi_2 - \gamma)} - 2 \operatorname{ctg} \frac{\delta}{2} \left[\frac{\sin(\varphi_2 - \beta_1)}{\zeta \sin \beta_1 \cos(\varphi_2 - \gamma)} \right]^2 \left(1 - \frac{\delta}{2} \operatorname{ctg} \frac{\delta}{2} \right), (1)$$

где ζ - коэффициент усадки стружки; β_1 - условный угол сдвига; φ_2 - угол конечной границы опережающей зоны течения; γ, δ - соответственно передний угол инструмента и угол резания.

Резание металла является периодическим процессом, Стружка, образуемая при высоких скоростях резания, состоит