

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов – 4-е изд., перераб. и допол. – М.: «Наука», Гл. ред. физ.-мат. лит. – 1988. – 640 с.
2. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. Под редакцией С.Н. Кожевникова. – М.: «Наука», Гл. ред. физ.-мат. лит., – 1984, – 432 с.
3. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. Учеб. для вузов, М.: «Высшая школа», – 1978, – 265 с.
4. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. К.: «Наукова думка», – 1979, – 232 с.

УДК 621.81

НАПРЯЖЕНИЯ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ГОМОГЕНИЗАТОРОВ И СЕПАРАТОРОВ

Аванесьянц А.Г., канд. техн. наук, доцент, Аванесьянц Г.А., канд. техн. наук,
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Рассмотрено напряженное состояние ремня клиноременной передачи при его обгегании шкивов передачи. Показано влияние напряжений изгиба на усталостную прочность и долговечность ремня.

The tense state of belt of V-belt transmission is considered at his fitting snugly of pulleys of transmission. Influence of tensions of bend is shown on tireless durability and longevity of belt.

Ключевые слова: ремень, напряжения, шкив, изгиб, влияние.

В приводах гомогенизаторов и сепараторов ременные передачи работают как мультипликаторы при очень высоких окружных скоростях. Здесь существенное влияние на долговечность ремня оказывают напряжения, возникающие в его сечениях от центробежной силы и от напряжений изгиба при обгегании ремня малого шкива.

Вообще в процессе передачи нагрузки ремень испытывает сложное напряженное состояние и в его поперечных сечениях действуют циклически изменяющиеся во времени напряжения. На рис. 1 и 2. представлены эпюры действующих в ремне напряжений в набегающей σ_1 и сбегающей σ_2 ветвях ремня и при обгегании им малого и большого шкивов. Следует особо отметить, что данная эпюра отображает нормальные напряжения, действующие на наружном слое ремня.

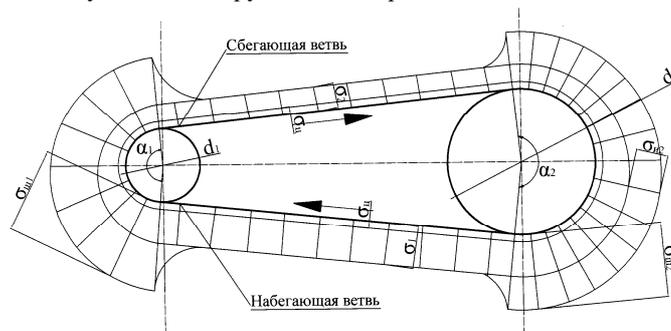


Рис. 1 – Эпюра распределения напряжений в поперечных сечениях ремня

В сечениях плоских, круглых и поликлиновых синтетических ремней напряжения изгиба существенно меньше других составляющих напряжений, о которых речь будет идти ниже, что объясняется тем, что толщина этих ремней несоизмеримо меньше других размеров ремня и диаметров шкивов.

У клиновых ремней толщина ремня соизмерима с другими его размерами по сечению и она существенна, поэтому возникающие в поперечных сечениях напряжения изгиба при обгегании ремнем шкивов значительно влияют на напряженное состояние ремня.

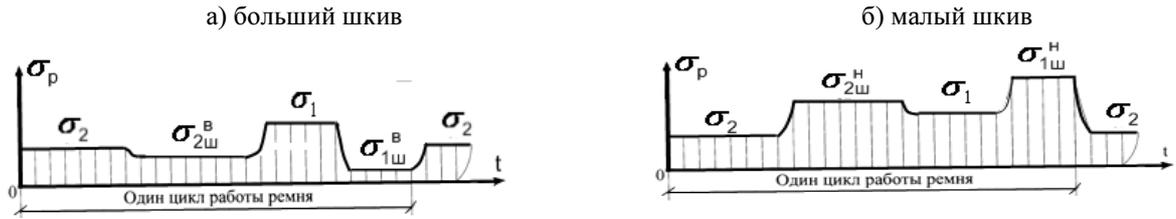


Рис. 2 – Циклы изменения напряжений в сечениях ремня

Напряжения, действующие в сечениях набегающей ветви

$$\sigma_1 = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y \quad (1)$$

Напряжения в сбегающей ветви ремня

$$\sigma_2 = \sigma_o - 0,5\sigma_t + \sigma_y \quad (2)$$

Наибольшее напряжение в поперечном сечении на наружной поверхности ремня, оббегающего малый шкив

$$\sigma_{u1} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y + \sigma_{u1}^H \quad (3)$$

Напряжение в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, оббегающего малый шкив равно

$$\sigma_{u1} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y - \sigma_{u1}^6 \quad (4)$$

Наибольшее напряжение в поперечном сечении на внешней поверхности ремня, оббегающего большой шкив

$$\sigma_{u2} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y + \sigma_{u2}^H \quad (5)$$

Напряжение в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, оббегающего большой шкив равно

$$\sigma_{u2} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_y - \sigma_{u2}^6 \quad (6)$$

В приведенных формулах:

– $\sigma_i = \frac{F_o}{A_p}$ – напряжения от предварительного натяжения ремня, рекомендуют: для клиновых и

поликлиновых прорезиненных ремней $\sigma_o = 1,2...1,3$ МПа; для плоских прорезиненных

– $\sigma_o = 1,8...2,2$ МПа, для плоских синтетических $\sigma_o = 2,8...3$ МПа;

– $\sigma_t = \frac{F_t}{A_p}$ – напряжения от полезного окружного усилия F_t ;

– $\sigma_y = \frac{F_y}{A_p}$ – напряжения от центробежной силы F_y ;

– $\sigma_{u1}^H = 2E(h_p - y_c)/d_1$ – напряжения изгиба в поперечном сечении на внешней поверхности ремня, оббегающего рис. 2. малый шкив;

$\sigma_{u1}^e = 2E y_c / d_1$ – напряжения изгиба в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, облегающего малый шкив;

– $\sigma_{u2}^n = 2E(h_p - y_c) / d_2$ – напряжения изгиба на наружной поверхности ремня, облегающего большой шкив;

– $\sigma_{u2}^e = 2E y_c / d_2$ – напряжения изгиба в поперечном сечении на внутренней поверхности ремня, облегающего большой шкив;

– A_p и h_p площадь поперечного сечения и толщина ремня соответственно;

– E – приведенный модуль упругости первого рода материала ремня: для прорезиненных ремней $E = 200 \dots 300$ МПа, для капроновых ремней $E = 500 \dots 600$ МПа, для клиновых кордтаневых ремней $E = 500 \dots 600$ МПа;

– y_c – расстояние от нижнего основания сечения ремня до нейтрального слоя.

На рис. 3 изображена расчетная схема, по определению положения нейтрального слоя ремня при его изгибе. Здесь: $a = b - 2 h_p \operatorname{tg} \varphi$.

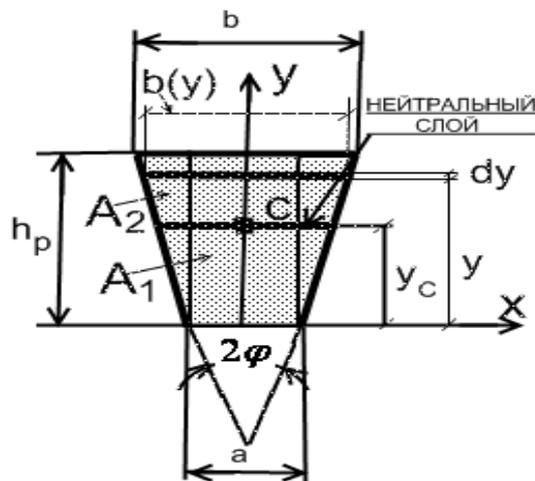


Рис. 3 – К определению момента инерции сечения клинового ремня

Легко найти, что суммарный статический момент площади данного сечения относительно оси X определяется равенством:

$$S_{\Sigma x} = S_{1x} + 2S_{2x} = h_p^2 (b - 2h_p \operatorname{tg} \varphi) / 2 + \frac{2}{3} h_p^3 \operatorname{tg} \varphi = \frac{b h_p^2}{2} - \frac{h_p^3 \operatorname{tg} \varphi}{3}.$$

Суммарная площадь сечения

$$A_{\Sigma} = A_1 + 2A_2 = a h_p + 2 \frac{h_p^2 \operatorname{tg} \varphi}{2} = (b - h_p \operatorname{tg} \varphi) h_p.$$

Положение центра тяжести сечения (координата y_c), а, следовательно, положение нейтрального слоя ремня при его изгибе определяется равенством

$$y_c = \frac{S_{\Sigma x}}{A_{\Sigma}} = \frac{\frac{bh_p^2}{2} - \frac{h_p^3}{3} \operatorname{tg} \varphi}{(b - 2h_p \operatorname{tg} \varphi)h_p + h_p^2 \operatorname{tg} \varphi} = \frac{\frac{bh_p}{2} - \frac{h_p^2}{3} \operatorname{tg} \varphi}{b - h_p \operatorname{tg} \varphi}$$

Расчетные данные по определению напряжений изгиба на поверхностях ремня при огибании им малого шкива приведены в таблице 1.

Из неё видно, что нормальные напряжения от изгиба на наружной поверхности ремня приблизительно на 22% процента выше, чем напряжения на внутренней поверхности и обратно пропорциональны значению минимального диаметра малого шкива.

Следует отметить, что нормальные напряжения сжатия от изгиба ремня могут и существенно влияют на его напряженное состояние. При определенном значении минимального диаметра малого шкива d_1 они могут вызвать неблагоприятный для работы ремня знакопеременный цикл напряжений во внутренних волокнах. Этим и объясняется тот факт, что, как показала практика эксплуатации клиноременных передач, процесс усталостного разрушения ремня начинается с появления микротрещин, а затем и расслоения наполнителя – резины, находящейся ниже нейтрального слоя. В дальнейшем это вызывает перераспределение нагрузка между слоями корда и, в конечном счете, к его разрушению. Поэтому желательного строго придерживаться рекомендаций по выбору минимальных значений диаметров шкивов для определенного типа ремня.

Таблица 1 – Соотношение значений напряжений изгиба

| Тип ремня | h_p | b | y_c | I_x | $\sigma_{изг}^6 / \sigma_{изг}^H$ |
|-----------|-------|-----|-------|-------|-----------------------------------|
| <i>Z</i> | 6 | 10 | 3,3 | 197 | 1,222 |
| <i>A</i> | 8 | 13 | 4,4 | 609 | 1,222 |
| <i>B</i> | 10,5 | 17 | 5,76 | 1795 | 1,215 |
| <i>C</i> | 13,5 | 22 | 7,4 | 4930 | 1,213 |
| <i>D</i> | 19 | 32 | 10,4 | 19917 | 1,21 |
| <i>E</i> | 23,5 | 38 | 12,5 | 33520 | 1,217 |

Необходимо отметить, что составляющие напряжений от предварительного натяжения σ_o и от окружного усилия σ_t в процессе эксплуатации передачи не остаются постоянными. Так, вследствие релаксации ремня усилие F_o , а, следовательно σ_o , уменьшается. Напряжение σ_t , зависящее от кружного усилия F_t , изменяется пропорционально передаваемой нагрузке, которая в технологических машинах всегда переменна. Из сказанного следует, что каждая составляющая напряжений, входящих в формулу (6), изменяется во времени по случайному процессу, который практически невозможно описать аналитическим выражением.

Сложность и переменность действующих в поперечных сечениях ремня напряжений является причиной относительно низкой долговечности ремня вследствие усталостного разрушения оплетки (ткани), наполнителя (резины) ремня и, наконец, его несущего слоя.

Литература

1. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). Издание 2-е, – М.: Машиностроение, – 1967, – 404 с.
2. Иванов Б.И. О коэффициенте трения клиноременных передач. // В сб. «Конструирование и технология машиностроения», М.: Машгиз. – 1961.
3. Пронин Б.А. О скольжении в плоской и клиноременной передачах. // «Вестник машиностроения», – 1956, № 10.
4. Пронин Б.А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. – М.: Машгиз, – 1960. – 380 с.