

3.3 Физика и техническая механика

УДК 621.817

ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ НА НАГРУЗКИ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Буткевич В.Г., к.т.н., доц., Куландин А.С., асс., Дубаневич Д.Т., ст. преп.

*Витебский государственный технологический университет,
г. Витебск, Республика Беларусь*

Реферат. В статье представлены исследования влияния центробежных сил на нагрузки в цепных передачах. Определены условия, при которых центробежная сила будет полностью восприниматься цепью.

Ключевые слова: цепь, центробежные силы, цепная передача.

Цепные передачи получили широкое распространение в оборудовании текстильной промышленности. Данная статья посвящена исследованию влияния центробежных сил на нагрузку цепи (например вариатора).

Цепь на конусах вариатора, располагается в виде половины периметра многоугольника (рис. 1). Примем предположения: масса одного звена, сосредоточена в центре тяжести звена; центр тяжести лежит на середине прямой, соединяющей шарниры звена. В этом случае центре тяжести звеньев будут лежать на радиусе

$$r_l = r \cdot \cos 180 / n, \quad (1)$$

где n – число сторон многоугольника, вписанного в окружность, радиуса r .

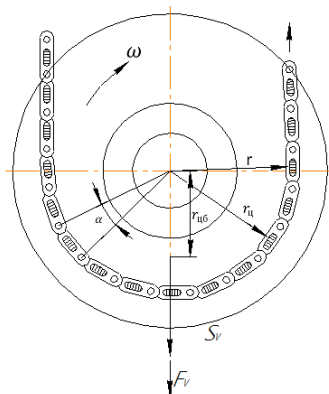


Рисунок 1 – Схема передачи

При принятых допущениях можно считать, что центробежная сила, развиваемая частью цепи, лежащей на полуокружности радиуса $r_{цб}$ будет приложена в центре тяжести этой полуокружности, т.е.

$$r_{цб} = \frac{2r \cos 180 / n}{\pi} \quad (2)$$

Величина центробежной силы будет определяться уравнением

$$F_v = m \omega^2 r_{цб}, \quad (3)$$

где m – масса цепи, лежащей на полуокружности

$$m = \frac{g n / 2}{g} \quad (4)$$

Угловая скорость ω конусов вариатора можно определить из соотношения по средней скорости движения цепи

$$\omega^2 = \frac{V_{cp}^2}{r^2 \cos^2 180/n} \cdot \quad (5)$$

Подставим значения (2÷5) в уравнение (4) и получим.

$$F_v = \frac{gnV_{cp}^2}{g\pi \cos 180/n} \cdot \quad (6)$$

Значение n можно определить из выражения

$$2r = \frac{t_u}{\sin 180/n} \cdot \quad (7)$$

Отсюда

$$n = \frac{180}{\arcsin \frac{t_u}{2r}}, \quad (8)$$

где t_u – шаг цепи вариатора.

Определим нагрузку цепи вариатора при действии центробежных сил.

Усилия цепи (рис. 2) передаётся на конусы вариатора через пакеты поперечных пластин, входящих в зацепление с зубьями конусов.

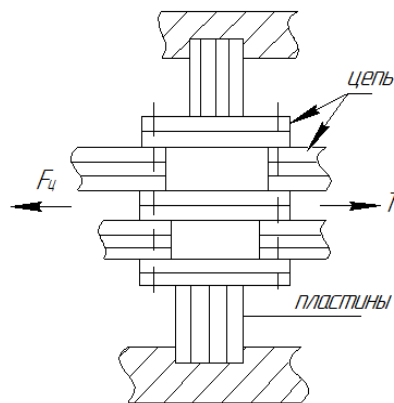


Рисунок 2 – Схема цепи

Допустим, что усилие предварительного натяжения цепи F_0 воспринимается поперечными пластинами, лежащими на четверти окружности радиуса r .

Рассмотрим цепь, лежащую на четверти окружности радиуса r . Представим эту часть цепи в виде прямолинейного участка. Под действием силы F_0 предварительного натяжения каждый пакет поперечных пластин, входящий в зацепление с конусами получит деформации $\lambda_1; \lambda_2; \lambda_3; \dots, \lambda_n$.

Сила F_0 натяжения цепи будет уравниваться суммой реакций, т.е.

$$F_0 = F_1 + F_2 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^{n_i} F_i \cdot \quad (9)$$

Суммарная деформация будет

$$\lambda_{\Pi} = \sum_{i=1}^{n_i} \lambda_{\Pi_i} \cdot \quad (10)$$

Однако

$$\lambda_{\Pi} = F_0 / K \cdot \quad (11)$$

где K – суммарная жёсткость пакетов пластин.

При нагрузках цепь так же получит удлинение. Деформация цепи будет определяться уравнением

$$\delta_{ц} = F_0 / K_{ц} \cdot \quad (12)$$

где $K_{ц}$ – жёсткость цепи.

Последние два уравнения будут справедливы при допущении, что нагрузка

распределяется, равномерно между всеми пакетами поперечных пластин, и что жёсткость пакетов одинакова.

При действии на рассматриваемую ветвь цепи, центробежной силы $T_{ц}$ цепь будет находиться под действием силы $F_{ц}$ равные сумме центробежной силы T и реакции $F_{п}$ со стороны сжатых пакетов поперечных пластин

$$F_{ц} = T + F_{п}, \quad (13)$$

где $F_0 = F'_1 + F'_2 + \dots + F'_n = \sum_{i=1}^{n_i} F_{пi}$ – суммарная реакция сжатых пакетов пластин.

При этом удлинение цепи возрастает на величину $\Delta_{ц}$ и станет $S'_{ц}$. За счёт дополнительного удлинения цепи сжатые пакеты пластин восстановят свои размеры на величину $\Delta_{п}$ и их деформации станут равными $\lambda'_{п}$.

$$\delta'_{ц} = F_0 / K_{ц} = (T + F_{п}) / K_{ц}, \quad (14)$$

$$\lambda'_{п} = F_{п} / K_{п}. \quad (15)$$

Если величина дополнительного удлинения цепи, равна величине уменьшения деформации пакета пластин, то есть $\Delta_{п} = \Delta_{ц}$, то

$$\delta'_{ц} - \delta^0_{ц} = \lambda^0_{п} - \lambda'_{п}. \quad (16)$$

С учётом формул 11–16

$$\frac{T + F_{п}}{K_{ц}} - \frac{T_0}{K_{ц}} = \frac{T_0}{K_{ц}} - \frac{F_{п}}{K_{п}}. \quad (17)$$

Отсюда

$$F_{п} = F_0 - T \frac{K_{п}}{K_{п} + K_{ц}}. \quad (18)$$

Подставим формулу 18 в формулу 13:

$$F_{ц} = F_0 + T \frac{K_{ц}}{K_{п} + K_{ц}}. \quad (19)$$

Величину центробежной силы T можно довести до такой величины, при которой деформированные пакеты поперечных пластин полностью восстановят первоначальное положение. Общее удлинение цепи при этом будет равно

$$\delta_{ц} = \delta^0_{ц} + \lambda^0_{п}, \quad (20)$$

а деформация пакетов поперечных пластин равна нулю.

Согласно графику рисунка 3 получается:

$$\frac{T}{F_0} = \frac{\delta^0_{ц} + \lambda^0_{п}}{\delta^0_{ц}}. \quad (21)$$

Отсюда

$$F_0 = T \frac{\delta^0_{ц}}{\delta^0_{ц} + \lambda^0_{п}}. \quad (22)$$

С учётом уравнений 11 и 12 уравнение 22 примет вид

$$F_0 = T \frac{K_{п}}{K_{п} + K_{ц}}. \quad (23)$$

Подстановка значения 23 в 19 даёт

$$F_{ц} = T. \quad (24)$$

Отсюда видно, что при условии $\delta_{ц} = \delta^0_{ц} + \lambda^0_{п}$ центробежная сила будет полностью восприниматься цепью. При дальнейшем увеличении, центробежной силы одновременно деформируется цепь и поперечные пластины.

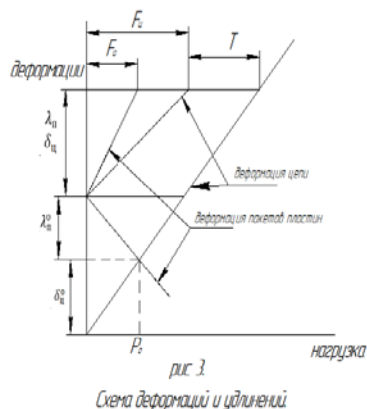


Рисунок 3 – Схема деформаций и удлинений

УДК 62.587

ПОТЕРИ МОЩНОСТИ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ ЧЕРВЯЧНОМ РЕДУКТОРЕ

Дубаневич Д.Т., ст. преп., Буткевич В.Г., к.т.н., доц., Куландин А.С., асс.

*Витебский государственный технологический университет,
г. Витебск, Республика Беларусь*

Реферат. В статье представлены исследования явления потери мощности в двухступенчатом червячном редукторе. Определены факторы, оказывающие наибольшее влияние.

Ключевые слова: редуктор, мощность, потери.

Потери мощности в червячном редукторе определяется коэффициентом полезного действия: $\eta_{\text{общ}} = \eta_3 \eta_{\text{оп}} \eta_m$.

Величина потерь в зацеплении η_3 и опорах валов $\eta_{\text{оп}}$ достаточно хорошо изучены и могут быть рассчитаны без затруднений.

В определении потерь на разбрызгивание и взвешивание масла η_m имеются определённые трудности, так как этот вопрос мало изучен.

На величину потерь η_m влияют вязкость и количество заливаемого в редуктор смазочного масла, его температура, а также окружная скорость вращающихся деталей редуктора. Опыты проводились на самосмазывающихся двухступенчатых червячных редукторах привода обувного конвейера. В этом редукторе в первой его ступени в масло погружено червячное колесо, а во второй – червяк.

Потери мощности определялись для масел: индивидуальное 50 ($E_{50}^0 = 7$) ГОСТ 1707-51; автол 10 ($E_{50}^0 = 11,9$) ГОСТ 1862-51; автол 18 ($E_{50}^0 = 17,2$) ГОСТ 1862-51; вискозин ($E_{50}^0 = 36$) ГОСТ 1841-51.

При интенсивном взвешивании и разбрызгивании масла в редукторе улучшается теплоотвод от нагреваемых червячного колеса и червяка, на что затрачивается определённая мощность, которую можно также отнести к потерям энергии.

Увеличение передаваемой через редуктор мощности неизбежно влечёт за собой повышение температуры масла, что уменьшает его вязкость, а следовательно, и потери. При улучшении охлаждения редуктора передаваемую мощность можно увеличить. Крутящий момент на входном валу редуктора измерялся тензометрической муфтой. Электрический сигнал с неё через токосъёмник подавался на усилитель. Крутящий момент и скорость вращения входного вала регистрировалась осциллографом. Температура масла в корпус редуктора и число оборотов входного вала редуктора определялись термометром