

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЦИКЛОИДАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧЕ ИЗ УСЛОВИЯ ПРОЧНОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА НАГРУЖЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Е.А. Ефременков, к.т.н., доц.,

С.К. Ефременкова, ст. преподаватель

¹*Томский политехнический университет, 634050, г.Томск, пр.Ленина,30,
тел.(3822)- 606-392*

²*Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники, 634050,
г.Томск, пр.Ленина,40*

E-mail: ephrea@mail.ru

В современной машинах и механизмах все более востребованы передачи с промежуточными телами качения (ПТК). Для высоконагруженных машин таких, как горнопроходческие и горнодобывающие, наиболее важным параметром является высокая нагрузочная способность передач, входящих в их состав, и способность воспринимать значительные перегрузки, сохраняя работоспособность. Обеспечить горной машине такие характеристики позволяет передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКСО). При проектировании механических передач, в том числе и для горных машин, определяющим показателем прочности является площадь поперечного сечения несущих деталей передачи. А размеры сечения определяются исходя из условия контактной прочности. Поэтому определение контактных напряжений в передаче с ПТКСО из условия прочности является актуальным для проектирования высоконагруженных механизмов для горных работ.

Расчетом контактных напряжений в передачах с ПТК занимались ученые в России, Белоруссии [1,2,3], но выражения для определения контактных напряжений, исходя из условия прочности, представлено не было. Поэтому целью работы является получение выражения для определения контактных напряжений из условия прочности через исходные параметры передачи с ПТКСО.

Условие прочности на контактные напряжения записывается как:

$$(\sigma_H)_p \leq [\sigma_H].$$

Рассмотрим формулу для определения контактных напряжений на i -ом теле качения передачи с ПТКСО [2]:

$$(\sigma_H)_i = \sqrt{\frac{F_i (\rho_{2i} \pm \rho_{1i})}{\pi l_b \rho_{1i} \rho_{2i} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (1)$$

где F_i – нормальная сила к поверхности контакта колеса с i -ым телом качения;

ρ_{1i} , ρ_{2i} – радиусы кривизны в точке контакта контактирующих тел – профиля колеса и тела качения соответственно;

μ_1 , μ_2 – коэффициенты Пуассона для материалов колеса и тела качения соответственно;

E_1 , E_2 – модули упругости для первого и второго контактирующих тел;

l_b – длина тела качения.

Знак «+» используется для выпукло-выпуклого контакта, а знак «-» - для выпукло-вогнутого. Если принять, что колеса с циклоидальным профилем и тела качения делаются из одного материала, как это в основном бывает, а усилие представить через крутящий момент на внутреннем циклоидальном колесе передач, то выражение (1) примет вид

$$(\sigma_H)_i = \sqrt{\frac{T_E h_i E(\rho_{2i} \pm \rho_{1i})}{2\pi \cdot l_b \cdot \rho_{1i} \rho_{2i} (1-\mu^2) \Sigma h_i^2}} \quad (2)$$

Радиусы кривизны через исходные параметры передачи с ПТКСО определены в работе [4]. Исходными параметрами для передачи с ПТКСО являются: r_2 – радиус производящей окружности, Z_2 – число тел качения, χ – коэффициент смещения и r_b – радиус тела качения. Выражение для суммы и произведения радиусов кривизны внутреннего циклоидального колеса передачи с ПТКСО и тела качения через исходные параметры можно представить следующим образом:

$$\rho_2 + \rho_1 = r_b + r_2 \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos\varphi} - r_b - \frac{Z_2 r_2 i_{21} \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos\varphi}}{\chi Z_1 \cos\varphi + \frac{\chi^2 \cdot \sin^2\varphi}{(1 - \chi \cos\varphi)} + Z_2 (1 - \chi \cos\varphi)};$$

$$\rho_2 \cdot \rho_1 = r_b r_2 \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos\varphi} - r_b^2 - \frac{r_b Z_2 r_2 i_{21} \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos\varphi}}{\chi Z_1 \cos\varphi + \frac{\chi^2 \cdot \sin^2\varphi}{(1 - \chi \cos\varphi)} + Z_2 (1 - \chi \cos\varphi)}.$$

Выражение для плеча h через исходные параметры, запишется как:

$$h_i = \frac{i_{21} r_c \cdot \sin\varphi}{\sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos\varphi}}$$

Здесь i_{21} обозначено передаточное отношение от тел качения к внутреннему колесу передачи.

Подставив полученные выражения в (2) и обозначив $a = \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos\varphi}$ и

$$k = \left(1 - \frac{Z_2 i_{21}}{\chi Z_1 \cos\varphi + \frac{\chi^2 \cdot \sin^2\varphi}{(1 - \chi \cos\varphi)} + Z_2 (1 - \chi \cos\varphi)} \right) \text{ после преобразований получим:}$$

$$(\sigma_H)_i = \sqrt{\frac{T_{Эк} E \cdot k \cdot \sin\varphi}{2\pi \cdot r_1 (1-\mu^2) r_b a r_c i_{21} \left(k - \frac{r_b}{r_2 a}\right) \Sigma \left(\frac{\sin\varphi}{a}\right)^2}} \quad (3)$$

Полагая, что колеса передачи и тела качения изготавливаются из стали, вынесем из под корня постоянные величины. Тогда условие контактной прочности для передачи с ПТКСО запишем, как:

$$(\sigma_H)_{\max} = 191,65 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{T_{Эк} \cdot k \cdot \sin\varphi}{r_1 r_b a r_c i_{21} \left(k - \frac{r_b}{r_2 a}\right) \Sigma \left(\frac{\sin\varphi}{a}\right)^2}} \leq [\sigma_H]$$

Таким образом, получено выражение для определения контактных напряжений из условия прочности в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

Список литературы:

1. An I-Kan, П'ин А.С., Lazurkevich A.V. Load analysis of the planetary gear train with intermediate rollers. Part 2 // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering – 2016, № 124, – 6 p.
2. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
3. Lustenkov, М.Е. Planetary Ball Transmissions: Strength Calculations // Russian Engineering Research. – 2010, Vol.30, No. 9, pp. 862-866.
4. Ефременков Е.А., Ан И-Кан Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари // Вестник машиностроения. – 2010. – № 10. – С. 47-50.