

## ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ НАТЯГА В ПРЕССОВОМ СОЕДИНЕНИИ НА НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ

Матеко П.М., Божко Р.И., Удовенко М.Ю., Беленький Е.В.  
(ДонНТУ г. Донецк, Украина)

Работа выполнена на базе курсового проекта по деталям машин для выходного вала двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора. (Рис.1).

Исходные данные для расчета:

Тяговое усилие -  $F = 35 \text{ кН}$ ;

Скорость ленты конвейера -  $V = 0,6 \text{ м/с}$ ;

Диаметр барабана -  $D = 300 \text{ мм}$ ;

Срок службы - 3 года;

Количество смен - 2;

Коэффициент использования привода -  $K_z = 0,68$ .

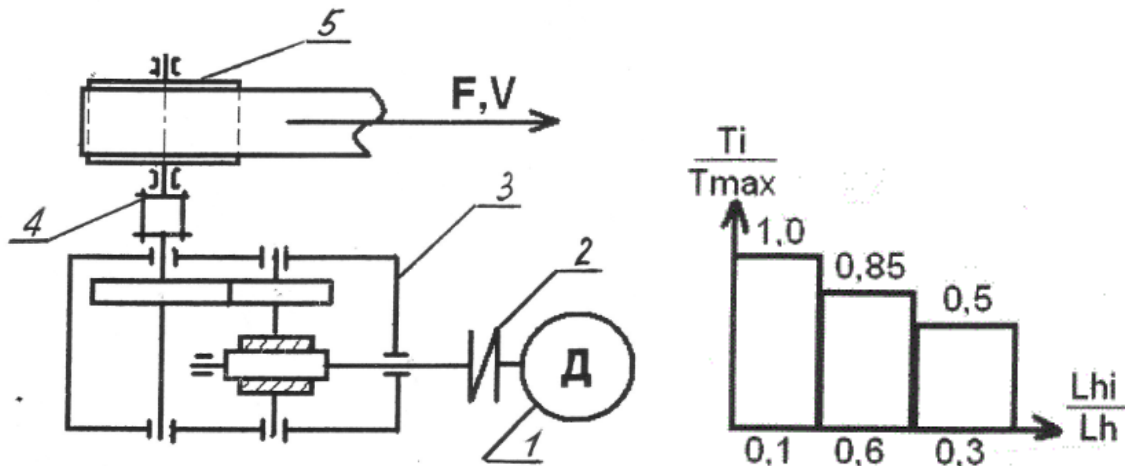


Рис. 1. Схема двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора  
1 - Электродвигатель; 2 - Муфта упругая; 3 - Редуктор; 4 - Муфта зубчатая; 5 - Барабан конвейера.

После определения исходных данных и расчета передач был рассчитан и сконструирован вал ( исследуется выходной вал редуктора).

Задача заключалась в исследовании влияния величины натяга в прессовом соединении на величину передаваемого момента.

Исходные данные для решения поставленной задачи:

Диаметр вала  $d = 110 \text{ мм}$ ;

Передаваемый момент  $T = 5,4 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ ;

Длина ступицы колеса  $l_{cm} = 160 \text{ мм}$ ;

Диаметр ступицы  $d_{cm} = 170 \text{ мм}$ ;

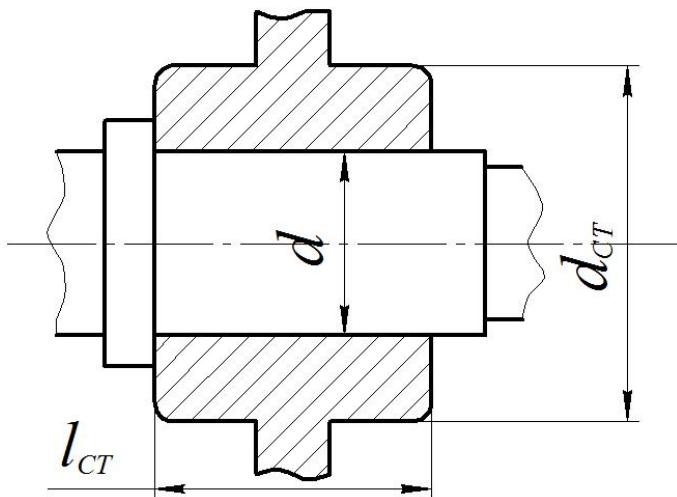


Рисунок 2. Схема соединения зубчатого колеса с валом

Материал вала сталь 45 (H=170...200HB, предел текучести  $\sigma_{тв}=360$  МПа,  $E_в=2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu=0,3$ ).

Материал зубчатого колеса сталь 45 (H=200...240HB, предел текучести  $\sigma_{тк}=520$  МПа,  $E_к=2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu=0,3$ ).

Соединение зубчатого колеса с валом осуществляется за счёт нагрева зубчатого колеса. Поскольку соединение передаёт только крутящий момент, необходимое давление на сопряженных поверхностях вала и ступицы зубчатого колеса определяется по формуле [1]

сопряженных поверхностях вала и ступицы зубчатого колеса определяется по формуле [1]

$$P \geq \frac{2T}{\pi d^2 l_{cm} f} = \frac{2 \cdot 5,4 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 110^2 \cdot 160 \cdot 0,12} = 14,8 \text{ МПа}$$

где  $f=0,12$  – коэффициент трения скольжения при соединении деталей с помощью нагрева зубчатого колеса.

Для создания на сопряженных поверхностях давления  $P=14,8$  МПа необходимо обеспечить соответствующий расчётный натяг, который определяется по формуле Ляме

$$\delta_P = Pd \left( \frac{C_в}{E_в} + \frac{C_к}{E_к} \right) = 14,8 \cdot 110 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,026 \text{ мм}$$

где  $E_в$  и  $E_к$  – модули упругости материалов вала и колеса;

$C_в$  и  $C_к$  – коэффициенты Ляме

$$C_в = \frac{d^2 + d_{омв}^2}{d^2 - d_{омв}^2} - \mu_1 = \frac{110^2 + 0^2}{110^2 - 0^2} - 0,3 = 0,7$$

$$C_к = \frac{d_{cm}^2 + d^2}{d_{cm}^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{170^2 + 110^2}{170^2 - 110^2} + 0,3 = 2,74.$$

Для этого натяга подбирается стандартная посадка  $\text{Ø}110 \frac{H7}{p6}$ , которая за

счёт отклонений отверстия  $\text{Ø}110^{+0,035}$  и вала  $\text{Ø}110^{+0,059}_{+0,037}$  обеспечивает минимальный натяг  $\delta_{\min}=0,002$  мм и наибольший натяг  $\delta_{\max}=0,059$  мм.

Средний натяг  $\delta_{cp} = \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2} = \frac{0,002 + 0,059}{2} = 0,030$  мм.

При коэффициенте линейного расширения стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \frac{1}{C^0}$

необходимая разница температур вала и колеса для сборки соединения равна [1]:

$$\Delta t = \left( \frac{(\delta_{\max} + \Delta)}{\alpha \cdot d} = \frac{0,059 + 0,080}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 110} \right) = 105^{\circ} C,$$

где  $\Delta = (0,10 \dots 0,08)$  мм – зазор для облегчения сборки.

Тогда максимальное давление на сопрягаемых поверхностях соединения равно:

$$P_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,059}{110 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 32,7 \text{ МПа}$$

Эквивалентное натяжение в точках на поверхности отверстия зубчатого колеса определяем по формуле:

$$\sigma_{\text{э2}} = \frac{2 \cdot d_2^2 \cdot P_{\max}}{(d_2^2 - d^2)} = \frac{2 \cdot 170^2 \cdot 32,7}{(170^2 - 110^2)} = 112,5 \text{ МПа}$$

Максимальное эквивалентное напряжение не превышает предел текучести материалов вала и колеса что обеспечивает достаточную прочность вала и ступицы зубчатого колеса.

Чтобы повысить нагрузочную способность прессового соединения необходимо увеличить расчетный натяг, т.е. принять другую посадку, например:

$$\text{Ø110 Н7/г6 } \left( \begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,054 \end{smallmatrix} \right) \text{ или } \text{Ø110 Н7/с6 } \left( \begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,079 \end{smallmatrix} \right);$$

Для соединения **Ø110 Н7/г6** принимаем расчетный натяг равный среднему

$$\delta_p = \delta_{cp}; \quad \delta_{cp} = \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2} = \frac{0,019 + 0,079}{2} = 0,047 \text{ мм}$$

При среднем натяге  $\delta_{cp} = 0,047$  мм давление в соединении равно:

$$P = \frac{\delta_p}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,047}{110 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 26 \text{ МПа}$$

При таком давлении в соединении момент, который может передать вал равен:

$$T = 0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot P \cdot f = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 110^2 \cdot 160 \cdot 26 \cdot 0,12 = 9,48 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Для соединения **Ø110 Н7/С6** расчетный натяг принимаем равным среднему,  $\delta_p = \delta_{cp}$ ;

$$\delta_{cp} = \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2} = \frac{0,039 + 0,101}{2} = 0,070 \text{ мм.}$$

При среднем натяге  $\delta_{cp} = 0,070$  мм давление в соединении равно

$$P = \frac{\delta_p}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,070}{110 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 38,8 \text{ МПа}$$

При таком давлении в соединении момент, который может передать вал равен:

$$T = 0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot P \cdot f = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 110^2 \cdot 160 \cdot 38,8 \cdot 0,12 = 14,44 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

На основании расчетных данных строим график зависимости крутящего момента от давления в соединении (Рис. 3).

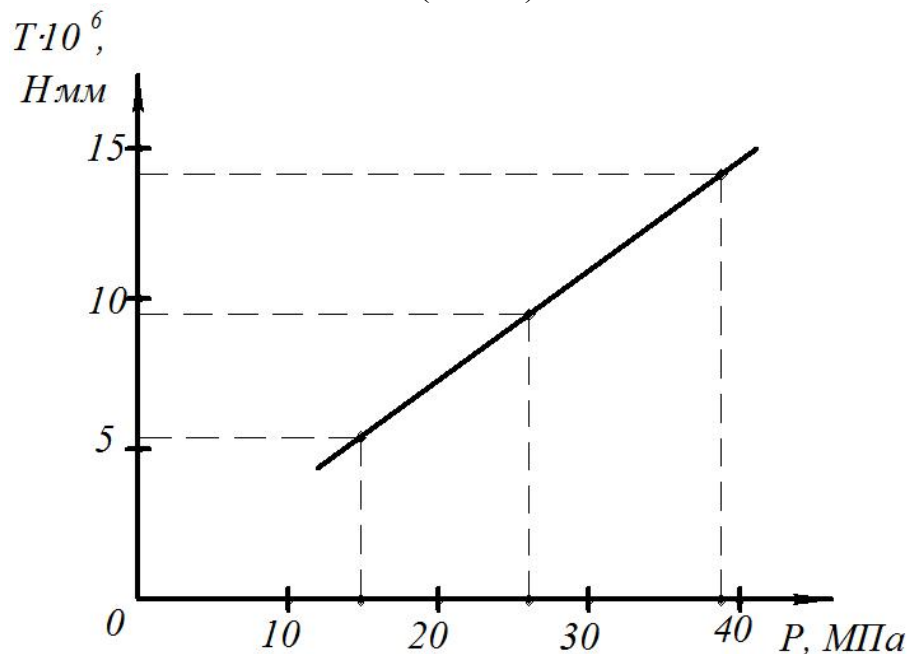


Рисунок 3. График зависимости крутящего момента  $T$  от давления  $P$  в соединении.

Из графика видно, что с увеличением давления в соединении, увеличивается и крутящий момент. Но с увеличением крутящего момента, при тех же размерах вала, необходимо принять более прочный материал (например сталь 40Х, 40ХН и др.).

Таблица. Результаты расчетов параметров соединения.

Соединение	Поля допусков, мм	Натяг, мм		Расчетный натяг $\delta_p$ , мм	Необходимое давление $P$ , МПа	Максимальное давление $P_{max}$ МПа	Разница температур $\Delta t$ , °C	Эквивалентное напряжение $\sigma_{\Sigma}$ , МПа	Передаваемый момент $T$ , Н·мм
		$\delta_{min}$	$\delta_{max}$						
$\emptyset 110$ H7/P6	+0,035 / +0,059 +0,037	0,002	0,059	0,026	14,8	32,7	105	112,5	$5,4 \cdot 10^6$
$\emptyset 110$ H7/r6	+0,035 / +0,076 +0,054	0,019	0,076	0,047	42,2	42,2	118	145,2	$9,48 \cdot 10^6$
$\emptyset 110$ H7/S6	+0,035 / +0,101 +0,079	0,039	0,0101	0,070	56,0	56,0	137	192,6	$14,44 \cdot 10^6$

При этом эквивалентные напряжения в точках на поверхности отверстия зубчатого колеса не превышают предела текучести материалов вала и колеса, что обеспечивает достаточную прочность вала и ступицы зубчатого колеса, (см. табл.).

**Выводы:** Проведенное исследование показывает, что для повышения нагрузочной способности прессового соединения необходимо увеличить натяг, т.е. принять другую посадку с большим натягом, но в пределах достаточной прочности соединяемых деталей. Если прочность материалов вала и колеса недостаточна необходимо принять более прочные материалы.

**Список литературы:** 1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин. Київ, Вища школа, 2003р.-560с. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.Машиностроение. 1989г.-496с.