

Библиографический список:

1. Детали машин и основы конструирования/Под ред. М.Н.Ерохина.- М.: КолосС, 2005.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2000, 2008.

To determination of the belt length of the belt drives in agricultural machines

A.A. Maincev, the 3 year student of the faculty of farm mechanization.

Research leaders: Y.B.Driz, cand.of technical sciences, assistant professor; M.M.Badycov, senior teacher.

FSBEI HPE « Ulyanovsk state agricultural academy named after P.A.Stolypin»

Key words: belt drives, pulleys, belts

In a work is made the conclusion of a full formula of a belt length of the belt drive, which is given in an educational literature in a final look, without intermediate explanations.

УДК 621.81

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОМЕНТА ЗАВИНЧИВАНИЯ ГАЙКИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

*Майнцев А.А., студент 3 курса инженерного факультета
Научные руководители – Ю.Б. Дриз, кандидат
технических наук, доцент; М.М. Бадыков, старший
преподаватель*

ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им. П.А. Столыпина»

Ключевые слова: *болт, резьба, момент завинчивания*

В работе произведен вывод формулы момента завинчивания гайки резьбового соединения, приводимой в учебной литературе в окончательном виде, без промежуточных пояснений..

Резьбовая деталь – болт или винт - характеризуется следующими параметрами: d – наружный диаметр резьбы; d_1 – внутренний диаметр резьбы; d_2 – средний диаметр; α – угол профиля– между его прямолинейными боковыми сторонами; p – шаг резьбы; Ψ – угол подъема резьбы, определяемый из зависимости:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{p_h}{\pi \cdot d_2}$$

где $p_h = p \cdot z$ – ход винта; z – число заходов резьбы.

Затяжка – завинчивание гайки резьбового соединения – **контролируемый процесс**. При чрезмерной затяжке соединения нередко происходит надлом стержня болта по его внутреннему диаметру, и в процессе работы соединение разрушается, что нередко приводит к тяжелым последствиям.

Поэтому важно определить **предельно допустимый** момент завинчивания гайки резьбового соединения.

При навинчивании гайки на болт имеет место вначале трение резьбы гайки о резьбу болта, а затем трение торца гайки о поверхность одной из соединяемых деталей. Для преодоления соответствующих сил трения необходимо, с помощью гаечного ключа, приложить момент завинчивания

$$T_{зав} = T_p + T_T.$$

Здесь T_p – момент трения в резьбе, определяемый в следующей последовательности (см. рисунок 1):

Виток треугольной метрической резьбы **по ее среднему диаметру** d_2 разворачивается в наклонную плоскость, а гайка заменяется ползуном. При навинчивании гайка-ползун движется по наклонной плоскости вниз, чему препятствуют сила трения F_{mp} и нормальная реакция резьбы F_n . Равнодействующую этих сил F раскладываем на окружную силу F_t и осевую силу затяжки F_a . Из схемы видно, что окружная сила, обеспечивающая навинчивание гайки на болт,

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi'),$$

где Ψ – угол подъема винтовой линии;

φ' – угол трения в метрической резьбе.

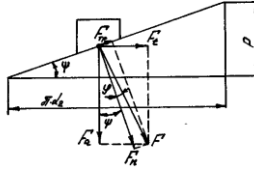
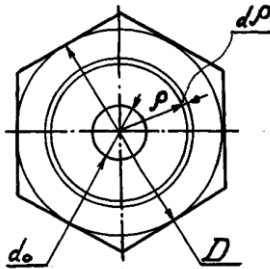


Рисунок 1

Тогда момент трения в резьбе

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \psi + \varphi' .$$



Момент трения на торце гайки T_T определяется исходя из того, что торцовая – опорная поверхность гайки рассматривается как кольцевая с наружным диаметром D , равным размеру под ключ, и внутренним диаметром d_o , равным диаметру отверстия под стержень болта (винта).

Рисунок 2.

Площадь опорной поверхности гайки

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_o^2),$$

а среднее давление на опорной поверхности гайки

$$p_{cp} = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_a}{\pi \cdot (D^2 - d_o^2)}.$$

Разбив кольцевую опорную поверхность гайки на элементарные колечки радиуса ρ и толщины $d\rho$, находят площадь такого колечка

$$dA = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot d\rho.$$

Сила трения на каждом таком элементарном кольце

$$dF_{mp} = f \cdot p_{cp} \cdot dA = f \cdot \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d_o^2)} \cdot 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho = f \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot \rho \cdot d\rho}{D^2 - d_o^2}.$$

Момент этой элементарной силы трения

$$dT_{mp} = dF_{mp} \cdot \rho = \frac{8 \cdot F_a \cdot f \cdot \rho^2 \cdot d\rho}{D^2 - d_o^2},$$

а результирующий момент сил трения на всей опорной поверхности гайки

$$\begin{aligned} T_T &= \int_{d/2}^{D/2} dT_T = \frac{8 \cdot F_a \cdot f}{D^2 - d_o^2} \cdot \int_{d/2}^{D/2} \rho^2 \cdot d\rho = \frac{8 \cdot F_a \cdot f}{D^2 - d_o^2} \cdot \int_{d/2}^{D/2} \frac{\rho^{(2+1)}}{2+1} = \\ &= \frac{8 \cdot F_a \cdot f}{D^2 - d_o^2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_o^3}{8} = F_a \cdot \frac{f}{3} \cdot \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}. \end{aligned}$$

Тогда общий момент завинчивания

$$T_{зав} = T_p + T_T = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \psi + \varphi' + F_a \cdot \frac{f}{3} \cdot \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}.$$

Подставляя в полученную формулу наиболее массовые значения

$$\Psi = 2^{\circ}30', \quad d_2 = 0,9d, \quad f = 0,15, \quad d_o \approx d, \quad D = 1,5d,$$

и преобразуя, получим соотношения между моментом завинчивания и силой затяжки:

$$T_{зав} = 0,2 \cdot d \cdot F_a.$$

Усредненная расчетная длина ручного гаечного ключа равна $14 \cdot d$. Принимая $T_{зав} = 14 \cdot d \cdot F_{рабоч}$ получим

$$14 \cdot d \cdot F_{рабоч} = 0,2 \cdot d \cdot F_a$$

или

$$F_a = 70 \cdot F_{\text{рабоч.}}$$

Для резьб с покрытиями (кадмиевыми) это соотношение повышается, и в целом в крепежных резьбах можно получить выигрыш в силе в $70...100$ раз.

Пример: в напряженном резьбовом соединении определить допустимую силу затяжки гайки болта *M16*, выполненного из стали Ст.3 с $\sigma_p = 220$ МПа. Внутренний

диаметр болта $d_1 = 13,875$ мм.

Решение

1. Болт в напряженном резьбовом соединении находится в сложном напряженном состоянии, испытывая одновременно напряжения растяжения и скручивания по внутреннему диаметру. Условие прочности такого болта имеет вид

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{a \text{ зам}} \cdot 1,3}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_p = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа},$$

где $1,3$ – коэффициент, учитывающий влияние скручивания;

$s = 2...4$ – коэффициент запаса прочности.

2. Допустимую силу затяжки болта определяю из условия прочности:

$$[F_{a(\text{зам})}] = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot \sigma_p}{4 \cdot 1,3} = \frac{3,14 \cdot 13,875^2 \cdot 110}{4 \cdot 1,3} = 12787 \text{ Н.}$$

Следовательно, при сборке соединения с болтами *M16* сила затяжки каждого из таких болтов не должна превышать полученную величину.

Поэтому при сборке резьбовых соединений необходимо пользоваться гаечными ключами без дополнительных удлиняющих рычагов. Лучше же всего пользоваться динамометрическими ключами, особенно в условиях ремонтных предприятий, где это наиболее реально.

Библиографический список:

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора- машиностроителя. – В 3 т. – М.: Машиностроение, 2001, 2006.
2. Детали машин и основы конструирования/Под ред. М.Н.Ерохина.- М.: КолосС, 2005.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2000, 2008.