

**І.В. Петко, д.т.н., проф.
В.М. Павленко, ст. викл.**

Київський національний університет технологій та дизайну

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ НА ПОВЕРХНЯХ ДЕТАЛЕЙ В ЗОНІ КОНТАКТУ ПРИ СКЛАДАННІ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

Показано можливість розрахунку напружень на циліндричних поверхнях з'єднань із натягом у зоні контакту, а також визначено геометричні параметри збиральних деталей для забезпечення контактного тиску.

Вступ. Постановка проблеми. З'єднання з натягом відрізняються простою конструкції та технологічністю, і широко застосовуються в машинобудуванні для передачі значних крутних моментів, осьових зусиль або їх сумісної дії. При цьому, вважається, що нерухомість і необхідна міцність з'єднання досягається тільки за рахунок пружних напружень в зоні контакту [1]. Проте, момент появи пластичних деформацій в зоні контакту з'єднань не відповідає вичерпанню здатності конструкції передавати крутний момент, спиратися осьовому зсуву або їх сумісної дії.

Аналіз останніх досліджень. Міцність з'єднань з натягом визначається величиною контактного тиску, номінальною площею контакту, коефіцієнтом тертя і діаметром стику з'єднання, а тому для середнього натягу визначають питомий тиск в зоні контакту, який забезпечує можливість передачі необхідного осьового зусилля або крутного моменту [2].

Значення крутного моменту M_k та осьового зусилля R_{oc} визначають за формулами:

$$M_k = \frac{[p_{\min}] \pi d_3^2 l f}{2} \text{ та } R_{oc} = [p_{\min}] \pi d_3 l f, \quad (1)$$

де l – довжина контактуючих поверхонь, m ; f – коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресовки або провертанні, d_3 – діаметр стику з'єднання, M , $[p_{\min}]$ – питомий (контактний) тиск між деталями.

Постановка завдання. Проте при проектуванні з'єднань з натягом, часто зустрічається обернене завдання, коли для забезпечення передачі певного крутного моменту, або осьового зусилля необхідно визначити значення натягу, тобто різницю діаметрів вала та втулки,

що відповідатиме мінімальному питомому (контактному) тиску між деталями. При цьому необхідно визначити появу перших непружних деформацій на циліндрових поверхнях з'єднання, що складене з відомим заздалегідь натягом.

Викладення основного матеріалу. З'єднання з натягом втрачає міцність тоді, коли кільцева пластична зона, поширюючись від внутрішньої поверхні втулки, дійде до зовнішньої; стан руйнування відбудеться тоді, коли матеріал в зовнішній поверхні досягне стану, при якому станеться розрив.

На рисунку 1 зображене з'єднання з натягом. Напруження в окружному напрямі σ_t будуть рівні [3]:

для втулки (розтягування):

$$\sigma'_t = \frac{p_3 r_3^2}{R^2 - r_3^2} + \frac{p_3 R^2 r_3^2}{r_e^2 (R^2 - r_3^2)}, \quad (2)$$

для валу (стискання):

$$\sigma''_t = -\frac{p_3 r_3^2}{r_3^2 - r^2} - \frac{p_3 r^2 r_3^2}{r_e^2 (r_3^2 - r^2)}, \quad (3)$$

де R , r та r_3 – зовнішній радіус втулки, внутрішній радіус валу та радіус з'єднання відповідно.

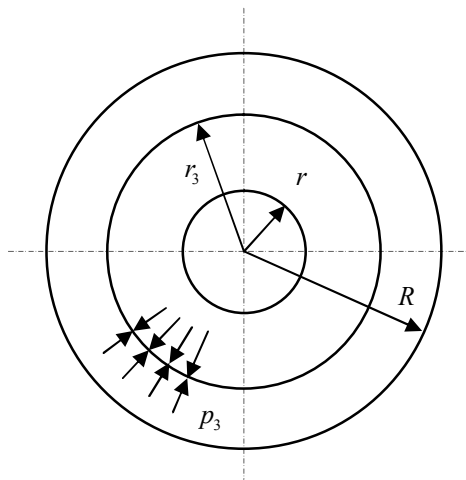


Рис. 1. Позначення радіусів в з'єднанні з натягом

Відповідно, для втулки напруження на зовнішній поверхні дорівнюватимуть:

$$\sigma'_{t_R} = +p_3 \frac{2r_3^2}{R^2 - r_3^2}, \quad (4)$$

біля внутрішньої поверхні :

$$\sigma'_{t_3} = +p_3 \frac{R^2 + r_3^2}{R^2 - r_3^2}. \quad (5)$$

Для валу напруження біля внутрішньої поверхні дорівнюватимуть:

$$\sigma''_{t_r} = -p_3 \frac{r_3^2}{r_3^2 - r^2}, \quad (6)$$

біля зовнішньої :

$$\sigma''_{t_3} = -p_3 \frac{r_3^2 + r^2}{r_3^2 - r^2} \quad (7)$$

Звичайно, цей розподіл напружень має місце при роботі матеріалу в межах пружності але може застосовуватися і для визначення напружень, що виникають на поверхнях деталей з'єднань з натягом при яких матеріал деталей починає текти.

Визначимо, який натяг N або різницю в радіусах $\Delta r_3 = r_3'' - r_3'$ треба дати, аби забезпечити бажаний початковий контактний тиск p_3 ; r_3'' — це початковий зовнішній радіус валу, а r_3' — початковий внутрішній радіус втулки.

При складанні з'єднань з натягом відбувається вирівнювання цих радіусів за рахунок зменшення r_3'' на $\Delta r_3''$ і збільшення r_3' на $\Delta r_3'$; сума абсолютних величин цих деформацій має бути рівна Δr_3 :

$$\left| \Delta r_3' \right| + \left| \Delta r_3'' \right| = \Delta r_3 = N. \quad (8)$$

Відносне окружне подовження матеріалу на внутрішній поверхні втулки буде:

$$\varepsilon'_t = \frac{1}{E} \left[\sigma'_{t_3} - \mu \sigma'_{r_3} \right] = \frac{p_3}{E} \left[\frac{R^2 + r_3^2}{R^2 - r_3^2} + \mu \right]. \quad (9)$$

У формулу (10) замість r'_3 підставлена величина загального для обох циліндрів радіусу $r_3 = r'_3 - \Delta r'_3$, оскільки $\Delta r'_3$ — мала величина і така заміна вводить дуже невелику похибку. Відносне збільшення радіусу r'_3 буде теж ε'_t , тому:

$$\Delta r'_3 = \varepsilon'_t r_3 = \frac{p_3 r_3}{E} \left[\frac{R^2 + r_3^2}{R^2 - r_3^2} + \mu \right]. \quad (10)$$

Відносне тангенціальне стискування матеріалу на зовнішній поверхні валу дорівнює:

$$\varepsilon''_t = \frac{1}{E} \left[\sigma''_{t_3} - \mu \sigma''_{r_3} \right] = \frac{p_3}{E} \left[\frac{r_3^2 + r^2}{r_3^2 - r^2} - \mu \right]. \quad (11)$$

Зменшення величини радіусу r_3'' дорівнюватиме:

$$\Delta r_3'' = -\frac{p_3 r_3}{E} \left[\frac{r_3^2 + r^2}{r_3^2 - r^2} - \mu \right]. \quad (12)$$

Сума абсолютних величин $\Delta r'_3$ та $\Delta r_3''$ рівна за попереднім:

$$\frac{p_3 r_3}{E} \left[\frac{R^2 + r_3^2}{R^2 - r_3^2} + \mu \right] + \frac{p_3 r_3}{E} \left[\frac{R^2 + r_3^2}{R^2 - r_3^2} - \mu \right] = \frac{2p_3 r_3^2}{E} \left(\frac{R^2 - r^2}{(R^2 - r_3^2)(r_3^2 - r^2)} \right) = \Delta r_3 \quad (13)$$

Таким чином, щоб забезпечити наявність прийнятого нами початкового зусилля p_3 , необхідно надати різницю діаметрів Δd_3 :

$$\Delta d_3 = \frac{4p_3 r_3^2}{E} \left(\frac{R^2 - r^2}{(R^2 - r_3^2)(r_3^2 - r^2)} \right). \quad (14)$$

Висновки. Проведені дослідження дозволяють теоретично визначити необхідні геометричні параметри з'єднаних деталей для отримання контактного тиску, який гарантовано забезпечить передачу заданих крутних моментів та осьових зусиль.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Биргер И.А.* Расчет на прочность деталей машин. – М. : Машиностроение, 1993. – 639 с.
2. Допуски и посадки : справочник в 2-х ч. Ч. 1 / Под ред. *В.Д. Мягкова*. – 5-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1978. – 544 с.
3. *Бидерман В.Л.* Расчет симметрично нагруженных цилиндрических деталей // Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении ; под ред. *С.Д. Пономарева*. – М. : Машгиз., 1950. – 650 с.

ПЕТКО Ігор Валентинович – доктор технічних наук, професор кафедри електромеханічних систем Київського національного університету технологій та дизайну.

Наукові інтереси:

- гідро- та гідроабразивна обробка матеріалів;
- електромеханіка, електричні машини;
- технологія та обладнання для легкої промисловості.

Тел.: 050-944-55-18.

E-mail: kems@knutd.com.ua

ПАВЛЕНКО Володимир Миколайович – старший викладач кафедри метрології, стандартизації та сертифікації Київського національного університету технологій та дизайну.

Наукові інтереси:

- якість з'єднань з натягом;
- технології підвищення якості з'єднань з натягом.

Тел.: 066-726-63-70.

E-mail: vlad_nikol@ukr.net

Подано 13.06.2011

