

УДК 621.71.08; 621.88

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

Київський національний університет технологій та дизайну

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ, СКЛАДЕНИХ З ВИКОРИСТАННЯМ ДЕФОРМУЮЧОГО ПРОТЯГУВАННЯ

Показано принципову можливість використання технологічних факторів для підвищення якості з'єднань з натягом.

Вступ. Стандартні з'єднання з натягом широко застосовуються в машинобудуванні. Це пов'язано із простотою конструкції (відсутністю додаткових конструктивних елементів) і відносною легкістю складання. При цьому нерухомість і необхідна міцність з'єднання досягається лише за рахунок пружних напружень у зоні контакту. Осьові зусилля і крутні моменти передаються з'єднаннями із гарантованим натягом за рахунок сил тертя, що виникають на поверхнях контакту.

Міцність і надійність з'єднань із натягом полягають у таких факторах: фактична площа контакту, фізико-механічних властивостей матеріалів контактуючих поверхонь, натягу [1].

Аналіз останніх досліджень. Відомо, що критерієм міцності з'єднань з натягом є опорна площа поверхні, коефіцієнт тертя та питоме навантаження в зоні контакту. При цьому підвищення опорної площі контакту та коефіцієнта тертя можливе як правило за рахунок підвищення натягу в з'єднаннях. Але це може призвести до зміни геометричних розмірів частин деталей, які знаходяться поза зоною контакту.

Постановка завдання. Виходячи з вищесказаного, назріла необхідність знайти можливість підвищити якість з'єднань з натягом, при цьому не збільшуючи, або навіть зменшуючи натяг в зоні контакту.

Викладення основного матеріалу. Якість з'єднання з натягом визначається кількістю площадок контакту й питомою або повною силою стиснення F_{mp} [2]:

$$F_{mp} = F_{mp, yd} n = f \cdot N_{yd} n, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт тертя;

N_{yd} – стискаюче навантаження в МПа;

F_{mp, γ_0} – питома сила тертя в МПа;

n – кількість площадок контакту.

Для більш довговічного і якісного функціонування з'єднань з натягом необхідно, щоб величина цієї сили була максимальною для даних розмірів з'єднання.

Експериментальні дослідження [3] показали, що зменшення шорсткості поверхонь призводить до збільшення фактичної площі контактуючих поверхонь. Отже сила тертя буде функцією фактичної площі контакту S_ϕ :

$$F_{mp} = f(S_\phi), \quad (2)$$

З огляду на те, що

$$S_\phi = \sum_{i=1}^n S_i, \quad (3)$$

де S_i – площа одиничної зони контакту.

Вірогідно, що при зменшенні шорсткості до мінімуму, число точок контакту $n \rightarrow n_{\max}$ і розміри площин контакту зростають. Очевидно, що якщо вважати $n \rightarrow \infty$, то $S_\phi \rightarrow S_{\phi \max} = S_H$, де S_H – номінальна площа контакту.

$$\frac{S_\phi}{S_H} \rightarrow \frac{\lim S_\phi}{S_H} \rightarrow \frac{S_H}{S_H} = 1. \quad (4)$$

Якщо не брати до уваги наявності між контактуючими поверхнями «третього» тіла, змащення, оксидних плівок, то теоретично максимальна величина сили тертя досягне при $\frac{S_\phi}{S_H} = 1$,

практично ж співвідношення $\frac{S_\phi}{S_H} = 1$ домогтися неможливо.

Аналіз формул (1, 2, 3) показує, що величину сили тертя можна забезпечити підвищенням чистоти обробки, збільшенням натягу, або введенням між контактуючими поверхнями проміжного пластичного тіла, яке наблизить фактичну площу контакту до номінальної. Однак потрібно обумовити одну обставину: у всіх міркуваннях, наведених у роботах [4], передбачалося, що $f = \text{const}$. Насправді коефіцієнт тертя є функцією нормального тиску. Тому, в практичних розрахунках необхідно враховувати цю обставину.

$$f = f(N), \quad (5)$$

де N – величина нормального навантаження, МПа.

При збільшенні натягу, як уже зазначалося у [5], в зоні контакту виникають напруження, які викликають деформації на вільних від з'єднання частинах вала, що призводить до зміни їх геометричних розмірів. В тих випадках, коли вал слугує внутрішнім кільцем голчастого підшипника, такі зміни призводять до зменшення довговічності підшипникових вузлів у 3–5 разів. Тому цей спосіб підвищення якості з'єднань для нас малоприйнятний. Одночасно ввести між контактуючими поверхнями проміжне пластичне тіло та підвищити чистоту обробки контактуючих поверхонь дає можливість використання деформуючого протягування. Для експериментальної перевірки такого твердження нами було виготовлено проміжні втулки 1 із бронзи марки ОЦС 5-5-5, основні втулки 2 – зі сталі 45, опору 3, збірну твёрдосплавну вигладжуючу протяжку 4 (рис. 1). Процес складання проводився на пресі ДБ–2432.

Складання з'єднань з натягом деформуючим протягуванням проходило в декілька етапів: спочатку втулку з пластично м'якого матеріалу із гарантованим мінімальним зазором вносили в отвір основної втулки; потім за допомогою деформуючої протяжки (прошивки) з'єднували їх, після чого складали з валом. При складанні з'єднань з натягом передбачалося пластичне заповнення матеріалом проміжної втулки профілю отвору основної втулки. Зі збільшенням ступеня деформації натяг протягування зростає. Верхньою границею росту величини натягу при деформуючому протягуванні був той момент, коли наступало руйнування матеріалу проміжної втулки й пружного деформування матеріалу основної втулки. Формоутворення складних профілів, форма й розміри перетинів, які перешкождали «вільному» затіканню металу у відповідні порожнини основної втулки, протягування проводилося з обмеженням осьової текучості металу, що поліпшувало заповнення й формоутворення профільних порожнин внутрішньої поверхні основної втулки. Процес обробки полягав в тому, що проміжна втулка 1 установлювалася в отвір основної втулки 2. При деформуванні отвору протяжкою відбувалося послідовне пластичне переміщення зовнішньої поверхні металу проміжної втулки до

контакту з внутрішньою поверхнею основної втулки й затікання його в порожнини останньої. Одночасно відбувалося також зменшення макронерівностей внутрішньої поверхні проміжної втулки протяжкою, при цьому зминалися виступи й переміщалися об'єми металу у западини. Діаметр отвору й довжина проміжної втулки збільшувалися, а її переріз зменшувався. Збільшення зовнішнього діаметра проміжної втулки обмежувалося розмірами отвору основної втулки.

З'єднання з натягом проміжної втулки з основною деформуючим протягуванням і формоутворення складної зовнішньої поверхні проміжної втулки забезпечувалося обмеженням «вільної» текучості металу, надійністю й точністю переміщення

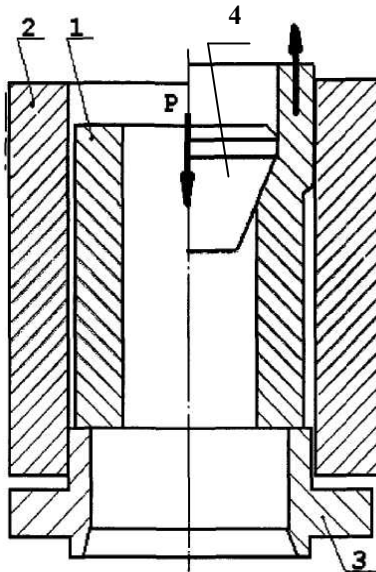


Рис. 1. Складання з'єднання з натягом деформуючим протягуванням: 1 – проміжна втулка, 2 – основна втулка, 3 – опора, 4 – деформуюча протяжка
протяжки щодо отвору основної втулки.

Протяжка (рис. 2) складалася із сталюгого стержня 1, сталюх проміжних втулок 2 та кільця 3 із твердого сплаву. Кільця 3 виготовлялися із твердого сплаву методом пресування з наступним шліфуванням кругами із синтетичних алмазів. Діаметри кільця поступово за довжиною оправки збільшувалися на декілька сотих міліметра, що дозволяло одразу отримати поверхню високого класу чистоти та точності. Обробка отворів проводилася за один прохід. Це забезпечило стабільну точність отвору та підвищило чистоту поверхні до $R_a = 0,32$ мкм. Окрім того, при протягуванні поверхня металу зміцнювалася та зносостійкість підвищувалася в $1,3 \div 1,4$ рази.

Зміна розмірів проміжної втулки визначалася конструкцією деталі, схемою обробки та величиною повної деформації (натягу).

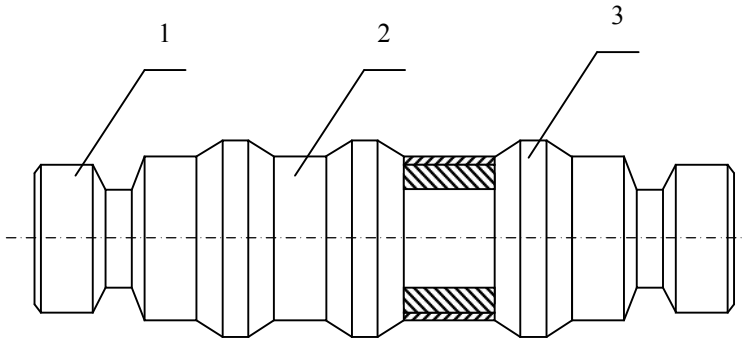


Рис. 2. Наборна твердосплавна вигладжувальна протяжка:
1 – сталюий стержень, 2 – сталюі проміжні втулки, 3 – кільце

Умова сумісності переміщень проміжної та основної втулки виражається залежністю:

$$U_2 - U_1 = \frac{\delta}{2}, \tag{6}$$

де δ – діаметральний натяг, U_1 , U_2 – радіальні переміщення основної та проміжної втулок відповідно.

Коефіцієнт піддатливості λ_{r1} для проміжної втулки (рис. 3):

$$\lambda_{r1} = R_1^2 / E_1 h_1, \tag{7}$$

де E_1 – модуль пружності матеріалу проміжної втулки, R_1 – радіус серединної поверхні проміжної втулки, h_1 – товщина проміжної втулки.

Коефіцієнт піддатливості $\lambda_{r,2}$ для основної втулки:

$$\lambda_{r,2} = \frac{C_2 d}{2E_2}, \quad (8)$$

де

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \mu_2, \quad (9)$$

де C_2 – коефіцієнт для сталевих деталей, наведений в [4],

μ_2 – коефіцієнт Пуассона.

Контактний тиск у з'єднанні:

$$p = \frac{\delta}{\frac{2R_1^2}{E_1 h_1} + \frac{C_2 d}{E_2}}, \quad (10)$$

Зміна внутрішнього Δd_1 й зовнішнього Δd_2 діаметрів основної втулки після складання розраховується за такими залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_1 &= -\delta \frac{\lambda_1}{(\lambda_1 + \lambda_2)} \\ \Delta d_2 &= \frac{2pd_2}{E_2 \left[\left(\frac{d_2}{d}\right)^2 - 1 \right]} \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

Для конструкцій, в яких основною втулкою виступає корпусна деталь, зовнішній діаметр $d_2 \rightarrow \infty$, то відповідно $\Delta d_2 \rightarrow 0$.

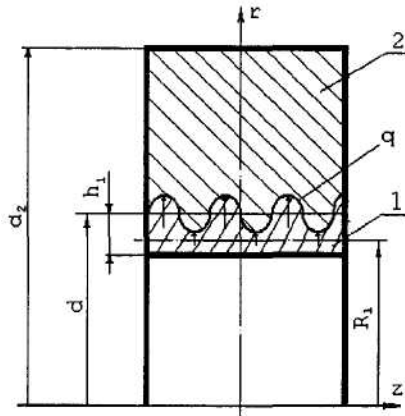


Рис. 3. З'єднання основної і проміжної втулок

Найбільший припустимий натяг у з'єднанні за умови припустимих пластичних деформацій:

$$N_{\max} = 2\sigma_T \frac{R_1}{E_{\text{вт}}} \cdot \frac{\lambda_{r1} + \lambda_{r2}}{\lambda_{r2}}, \quad (12)$$

де σ_T – значення границі текучості матеріалу проміжної втулки, $E_{\text{вт}}$ – модуль пружності матеріалу проміжної втулки.

Отже наведена технологія складання з'єднань з натягом за рахунок збільшення номінальної площі контакту, коефіцієнта тертя та забезпечення мінімальної шорсткості контактуючої поверхні, покращує якісні показники з'єднань. При цьому збільшення несучої здатності спостерігалось в 1,2÷1,3 рази. Це дозволило при складанні стандартних посадок збільшувати навантаження на з'єднання або заміняти посадки з'єднань на більш легкі.

Висновки. Таким чином, проведені експерименти підтвердили гіпотезу про можливість підвищення якості з'єднань з натягом введенням проміжної втулки з пластичного матеріалу та використанням технологічного процесу протягування для складання з'єднань з натягом.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С.* Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
2. *Наумов В.А.* Основы надежности и долговечности в машиностроении. – Омск, 1972. – 331 с.
3. *Лукашевич Г.И.* Прочность прессовых соединений с гальваническими покрытиями. – Киев.: Гостехиздат, 1961. – 61 с.
4. *Биргер И.А.* Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 639 с.
5. *Павленко В.М., Петко І.В., Головка Д.Б.* Визначення впливу напружень та деформацій на якість з'єднань із натягом // ВІСНИК КНУТД. – 2007. – № 2. – С. 34–40.

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

Наукові інтереси:

- гідрообробка матеріалів;
- електромеханіка, електричні машини;
- технологія та обладнання для легкої промисловості.

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.

Подано 13.08.2007