

**Костогрив С.Г.,
Мисліборський В.В.**

Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, Україна
E-mail: mvovka13@gmail.com

МЕТОДИ КЕРОВАНОГО ВПЛИВУ НА ПРУЖНО ПЛАСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НОМІНАЛЬНО НЕРУХОМОГО ФРИКЦІЙНОГО КОНТАКТУ

УДК 621.891:620.194

Обґрунтована система інженерних методів спрямованого впливу на пружно-пластичні та в'язко-пружні характеристики ННФК. Виділені рівні здійснення цього впливу і, зокрема: розрахунки і проектування номінально нерухомих з'єднань машинобудівних конструкцій; технологія обробки та складання елементів з'єднань; експлуатація машинобудівних конструкцій. Розроблений механізм впливу на тангенціальну жорсткість ННФК. Встановлена аналітична залежність для розрахунку необхідного натягу у з'єднанні, при якому забезпечується необхідне значення тангенціальної жорсткості контакту. Подані рекомендації щодо застосування технологічних методів обробки контактних поверхонь, які б забезпечували вплив на тангенціальну жорсткість контакту. Запропоновано два підходи для впливу на повзучість у ННФК - перший із них ґрунтується на залежності відносної деформації в контакт при повзучості від коефіцієнта запасу зчеплення в контакт та другий – на забезпеченні такого значення цього коефіцієнта, при якому відносна деформація перебуває на допустимому рівні. Показано, що на повзучість можна впливати за допомогою циклування розвантаження та навантаження контакту через проміжки часу, коли деформація при повзучості досягає рівня близького або рівного допустимому. Виведені формули для обчислення цих часових інтервалів.

Ключові слова: повзучість, реологічна модель, номінально нерухомий фрикційний контакт (ННФК), пружно - пластичний контакт, в'язко-пружний контакт, тангенціальна жорсткість ННФК, параметр пластичності контакту, відносна деформація зсуву, в'язкість.

Вступ

Пружні властивості ННФК при навантаженні з'єднань деталей машин та інших конструкцій зсувом характеризуються його тангенціальною жорсткістю c_{τ_0} і зокрема, початковим її значення c_{τ_0} при $\tau = 0$, $x = 0$ і залежністю від комплексу факторів, що описуються формулою [2, (2.18)].

Як було показано [2] у розділі 2, найбільш значущими факторами, що впливають на початкову тангенціальну жорсткість c_{τ_0} є номінальний тиск в контакт q , середньоарифметичне відхилення профілю поверхонь Ra і градієнт еквівалентної шорсткості контактних поверхонь y та модулі пружності першого E та другого роду G матеріалів контактних пар.

Мета і постановка задачі

Робота виконується з метою обґрунтування системи інженерних методів спрямованого впливу на пружно-пластичні та в'язко-пружні характеристики ННФК

Виклад матеріалів досліджень

1. Початкова тангенціальна жорсткість номінально нерухомого фрикційного контакту

Спрямований і керований вплив на числове значення c_{τ_0} в першу чергу досягається відповідними значеннями номінального тиску в контакт при всіх інших заданих фіксованих значеннях модулів пружності матеріалів контактних пар та характеристик мікрогеометрії поверхні контактних пар Ra та y . Для його визначення в свою чергу потрібно задатись числовим значенням тангенціальної жорсткості $[c_{\tau_0}]$, яке потрібно досягти для забезпечення працездатності з'єднання в заданих умовах навантаження. Йому має відповідати повне значення номінального тиску в контакт $[q]$. Для його визначення потрібно виразити номінальний тиск через початкову тангенціальну жорсткість.

З цієї метою зробимо певні перетворення у формулі [2, (2.18)]. Спочатку покладемо в ній, враховуючи що $5,25 = \ln 190$, виразимо модуль пружності другого роду G через модуль пружності першого роду E та коефіцієнт Пуассона, а потім подаємо різницю логарифмів як логарифм частки та отримаємо

$$c_{\tau_0} = \frac{q}{2,476(1+\mu)R_a} \ln \frac{85,6E\gamma}{q}, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона.

Для вирішення задачі спрямованого керованого впливу на тангенціальну жорсткість через номінальний тиск потрібно залежність $c_{\tau_0} = c_{\tau_0}(q)$ перетворити у залежність $q = q(c_{\tau_0})$. Цьому перешкоджає те, що формула (1) є нелінійною відносно q .

Якщо подивитись на її графічне зображення (рис. 1), то звертає на себе увагу те, що вона досить близька до лінійної у заданому інтервалі зміни номінального тиску в контакті.

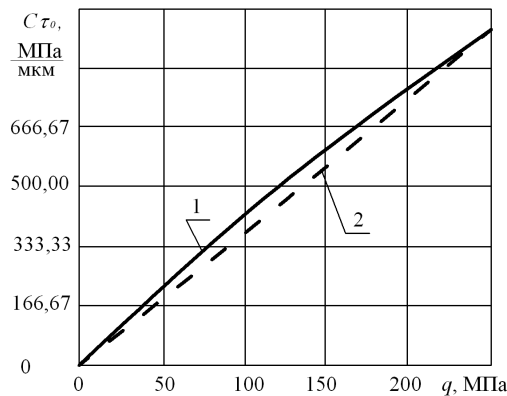


Рис. 1 – Залежність початкової тангенціальної жорсткості c_{τ_0} від номінального тиску q у ННФК:
1 – розрахована за формулою (1);
2 – розрахована за формулою (2)

Цей інтервал охоплює експлуатаційні значення q для реальних конструкцій номінально нерухомих з'єднань деталей машин. Кілька спроб лінеаризації формули (1) шляхом покладання під знаком логарифма одиниці в знаменнику замість q та збільшення числового коефіцієнта перед $(1+\mu)$ дозволило прийти до наближеної формули:

$$c_{\tau_0} \approx \frac{q \cdot \ln(85,6E\gamma)}{4,21 \cdot (1+\mu)R_a}. \quad (2)$$

На рис. 1 показані графіки залежності $c_{\tau_0} = c_{\tau_0}(q)$, розраховані за формулами (1) та (2) при $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², $\gamma = 3,5 \cdot 10^{-2}$, $\mu = 0,3$, $R_a = 0,63$ мкм, що відповідає контакту сталевих шортких поверхонь. Пряма 2 побудована за лінеаризованою залежністю (2) і достатньо близько проходить від кривої 1, розрахованої за формулою (1). В інтервалі q від 0 до 250 Н/мм² максимальне розходження в результатах визначення c_{τ_0} за формулами (1) та (2) має місце при $q = 120$ Н/мм² і складає 10 % в інтервалі від 0 до 250 Н/мм². Таким чином, можна вважати, що наближена формула (2) з достатньою для практичних розрахунків точністю відображає залежність c_{τ_0} від q .

Використаємо її для визначення номінального тиску $[q]$ в контакті, при якому досягається потрібне значення початкової тангенціальної жорсткості ННФК:

$$q \approx \frac{4,21(1+\mu)R_a [c_{\tau_0}]}{\ln(85,6E\gamma)}. \quad (3)$$

Таким чином, створюючи номінальний тиск $[q]$ в контакті, досягають таких його пружних властивостей, при яких початкова тангенціальна жорсткість дорівнює заданому значенню $[c_{\tau_0}]$.

У пресових з'єднаннях “вал - втулка” необхідний тиск у контакті створюють натягом в з'єднанні, принципова схема якого зображена на рис. 2.

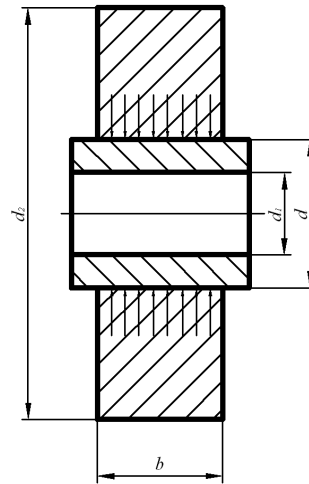


Рис. 2 – Пресове з'єднання “вал - втулка”

Для такого з'єднання номінальний тиск у контакті через натяг δ визначають за формулою:

$$q = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{d \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}, \quad (4)$$

де δ – розрахунковий натяг у з'єднанні, мкм;

d – номінальний діаметр з'єднання, мм;

c_1, c_2 – відповідно, коефіцієнти формули Ляме для товстостінних циліндрів,

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

тут μ_1 та μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів вала і втулки, відповідно;

E_1 та E_2 – модулі пружності матеріалів вала та втулки, відповідно.

Використовуючи формули (3) та (4) одержимо вираз для визначення натягу у з'єднанні “вал - втулка”, при якому забезпечується задане числове значення його початкової тангенціальної жорсткості:

$$\delta = \frac{4210(1+\mu)Ra[c_{\tau_0}]}{\ln(85,6Ey)} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right). \quad (5)$$

У поширеному в машинобудуванні випадку, коли матеріал втулки і вала однакові $d_1 = 0$ та $d_2 \gg d$, будемо мати, що $E_1 = E_2 = E$, $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, а формула для визначення натягу δ у з'єднанні набуде вигляду:

$$\delta = \frac{8420dRa[c_{\tau_0}]}{E \ln(85,6Ey)}, \quad (6)$$

де δ вимірюється в мікрометрах (мкм).

За формулою (6) розраховані величини натягу δ у пресовому з'єднанні “вал-втулка” в залежності від номінального діаметра вала ($E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², $\mu = 3,5 \cdot 10^{-2}$, $Ra = 0,63$ мкм) для трьох фіксованих значень тангенціальної жорсткості контакту, які необхідно досягти: $c_{\tau_{01}} = 50$ Н/мм² · мкм, $c_{\tau_{02}} = 150$ Н/мм² · мкм, $c_{\tau_{03}} = 200$ Н/мм² · мкм. Ці залежності зображені на графіках рис. 3.

Таким чином, на основі залежності (6) можна здійснювати вплив на початкову тангенціальну жорсткість ННФК на етапі розрахунку та конструювання з'єднання і наступної його експлуатації за рахунок призначення та здійснення відповідного значення натягу у з'єднанні.

У певних умовах виникає необхідність збільшувати або зменшувати тангенціальну жорсткість контакту c_{τ_0} , залишаючи незмінним номінальний тиск у контакті. Це, наприклад, трапляється в ситуації, коли потрібно збільшити або зменшити c_{τ_0} , не змінюючи запас сили тертя у контакті. У таких випадках на числове значення тангенціальної жорсткості в контакті потрібно впливати через зміну середньоарифметичного відхилення профілю поверхні Ra контактних матеріалів. Як показує вираз (2), збільшення в n разів Ra по впливу на c_{τ_0} рівнозначно зменшенню у n разів номінального тиску в контакті і навпаки, при зменшенні в n разів Ra буде досягнутий ефект по c_{τ_0} , рівнозначний збільшенню в n разів номінального тиску. Числове значення $[Ra]$, за якими здійснюється вплив на c_{τ_0} при заданих значеннях E , y , q розраховують за формулою:

$$[Ra] = \frac{q \ln(85,6Ey)}{4,21(1+\mu)[c_{\tau_0}]} \quad (7)$$

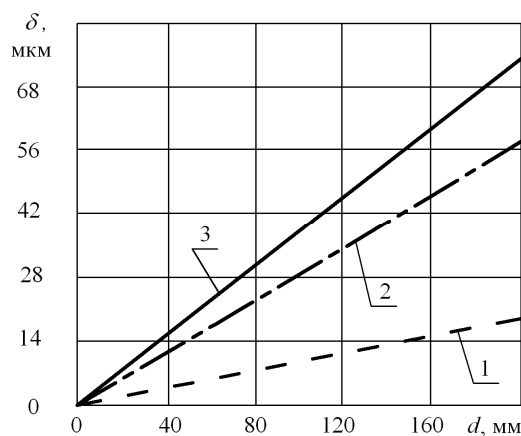


Рис. 3 – Залежність натягу у з'єднанні "вал-втулка" від номінального діаметра вала при заданих рівнях початкової тангенціальної жорсткості контакту:

1 – $c_{\tau_{01}} = 50 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$;

2 – $c_{\tau_{02}} = 150 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$;

3 – $c_{\tau_{03}} = 200 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$

У цьому випадку спрямований і керований вплив на рівень початкової тангенціальної жорсткості контакту $[c_{\tau_0}]$ здійснюється через забезпечення необхідного рівня середньоарифметичного відхилення профілю $[Ra]$ контактних поверхонь, яку визначають за формулою (7).

На тангенціальну жорсткість певною мірою можна також впливати через модуль пружності контактних пар, застосовуючи для них ті чи інші машинобудівні матеріали. Для визначення ефективності такого впливу порівнюємо значення початкової тангенціальної жорсткості контактних пар, виготовлених зі сталі ($E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\mu = 0,3$) та бронзи ($E = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\mu = 0,35$). Для кожної із пар задаємо однакові значення при $q_1 = 20 \text{ Н/мм}^2$, $q_2 = 40 \text{ Н/мм}^2$, $q_3 = 60 \text{ Н/мм}^2$, $y = 3,5 \cdot 10^{-2}$, $Ra = 0,63 \text{ мкм}$.

Розрахунок тангенціальної жорсткості c_{τ_0} від номінального тиску q виконаємо за формулою (1). Результати розрахунку відобразимо на графіку рис. 4. Так для сталюї пари при $q_1 = 20 \text{ Н/мм}^2$ одержимо $c_{\tau_{01}} = 100,5 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$, а для бронзової – $c_{\tau_{01}} = 90,3 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$; при $q_2 = 40 \text{ Н/мм}^2$ одержимо для сталюї пари $c_{\tau_{02}} = 191,5 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$, а для бронзової $c_{\tau_{02}} = 170,3 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$; при $q_3 = 60 \text{ Н/мм}^2$ одержимо для сталюї пари $c_{\tau_{03}} = 275,5 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$, а для бронзової пари $c_{\tau_{03}} = 240,3 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$.

Ці результати показують, що зменшення у 2,1 рази модуля пружності матеріалів контактних пар призвело до незначного зменшення у 1,11 - 1,14 рази тангенціальної жорсткості. Тобто вплив на неї через модуль пружності матеріалів контактних пар є малоефективним порівняно із впливом через номінальний тиск q в контакті та параметр шорсткості контактних поверхонь, який виражений через середньоарифметичне відхилення профілю поверхонь Ra .

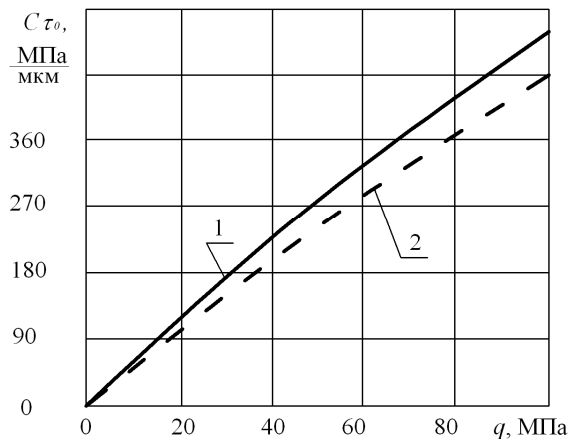


Рис. 4 – Залежність початкової тангенціальної жорсткості c_{τ_0} від номінального тиску q в ННФК

для контактних матеріалів із:
1 – сталі ($E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\mu = 0,3$),
2 – бронзи ($E = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\mu = 0,35$)

У зв'язку з цим не слід сподіватись на помітний позитивний ефект від спроб впливати на тангенціальну жорсткість контакту шляхом застосування різних методів обробки та модифікації контактних поверхонь з метою підвищення їх фізико-механічних характеристик. Це, зокрема, підтверджується результатами роботи [3]. У ній показано, що окисдування робочих поверхонь валів та втулок, дозволяє у 1,3 - 1,4 рази підвищити податливість з'єднання "вал-втулка". Застосування азотування контактних поверхонь призводить до деякого збільшення в 1,25 - 1,3 рази жорсткості з'єднання. Помітний результат дає застосування цинкових покриттів для контактних поверхонь товщиною 20 - 25 мкм, що дозволяє зменшити тангенціальну контактну жорсткість майже на 40 %. Разом з тим, слід звернути увагу, що за результатами названої роботи кадмування

контактних поверхонь валів і втулок практично на тангенціальну жорсткість контакту не впливає, а також звернути увагу на те, що помітний вплив на тангенціальну жорсткість з'єднання "вал - втулка" має спосіб складання з'єднання. Так, при гідропресовому складанні порівняно з тепловим (охолодження) контактна податливість стику збільшується в 1,1 - 1,25 рази [4].

Як показав Костогриз С.Г. [1], лазерна обробка покриттів контактних поверхонь неоднозначно впливає на початкову тангенціальну жорсткість. Так, лазерна обробка покриттів міддю на сталевій основі дозволяє підвищити в 1,9 рази і тільки в 1,2 рази, коли матриця алюмінієва. Лазерна обробка покриттів кадмієм на сталевій матриці не дає збільшення початкової тангенціальної жорсткості c_{τ_0} .

2. Про крутильну жорсткість фрикційного контакту в системі валопроводу

Валопроводи трансмісій машин містять послідовно та паралельно з'єднанні пружні елементи, такі, як вали, муфти, з'єднання типу "вал - втулка" обертових мас (зубчаті колеса, шків тощо) з валами. Для прикладу розглянемо проміжний вал редуктора 1 (рис. 5) із посадженими на нього зубчатими колесами 2 і 3, які утворюють з ним номінально нерухомі з'єднання "вал - втулка".

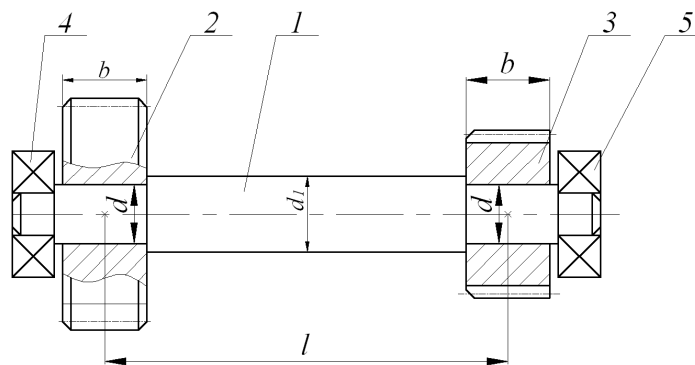


Рис. 5 – Конструктивна схема проміжного вала редуктора із напресованими на нього зубчатыми колесами:

1 – вал;
2, 3 – зубчаті колеса;
4, 5 – підшипники

Відповідна конструктивній схемі цього вузла, як ділянки валопроводу редуктора, відповідає розрахункова схема крутильної з обертовими масами, зображена на рис. 6.

Виходячи з того, що крутильна податливість динамічної системи складається із об'ємної податливості при закручуванні вала на проміжку L та контактних крутильних податливостей двох номінально нерухомих з'єднань “вал–втулка” з діаметром посадки d , для конструкції, зображеної на рис. 5, та її динамічної моделі (рис. 6), справедливим є співвідношення:

$$\frac{1}{C_\varphi} = \frac{1}{C_{\varphi_0}} + \frac{2}{C_{\varphi_k}}, \quad (8)$$

де C_φ – крутильна жорсткість валопроводу;

C_{φ_0} – об'ємна крутильна жорсткість вала довжиною L і діаметром d_1 (допускаємо, що зменшенням діаметра вала від d_1 до d на проміжках, що лежать у контактних зонах з двох сторін довжиною $\frac{b}{2}$ нехтуємо);

C_{φ_k} – контактна крутильна жорсткість з'єднання “вал - втулка”.

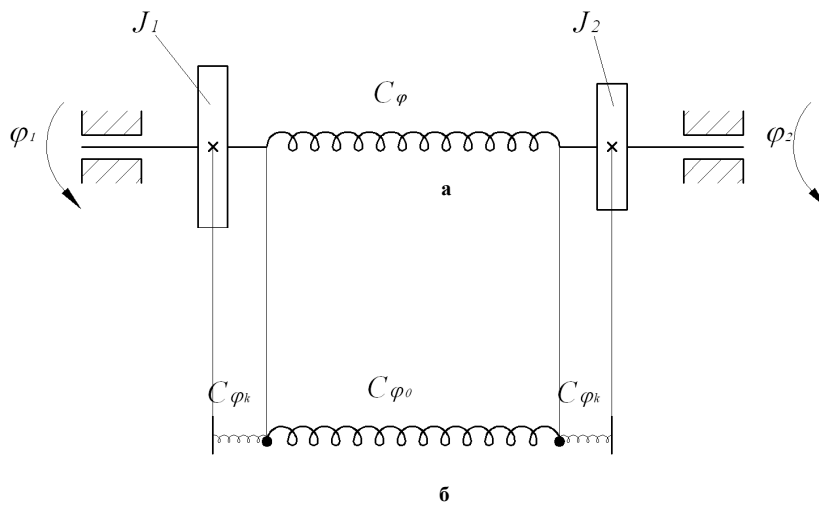


Рис. 6 – Розрахункова схема для моделювання крутильних коливань проміжного вала редуктора (а) та представлення крутильної жорсткості валопроводу як послідовного з'єднання складових елементів жорсткості (б)

Встановимо аналітичне співвідношення для контактної крутильної жорсткості з'єднання “вал - втулка”. Виходимо з того, що елементарний момент пружних сил:

$$dM_{кр} = C_{\varphi_k} d\varphi, \quad (9)$$

де φ – кут закручування з'єднання.

З іншого боку:

$$dM_{кр} = \frac{d}{2} dT, \quad (10)$$

де dT – елементарна дотична пружна сила при закручуванні з'єднання на діаметрі контактування d , яку можна виразити через початкову тангенціальну жорсткість контакту c_{τ_0} :

$$dT = \frac{10^3 c_{\tau_0} \pi d^2 b}{2} d\varphi. \quad (11)$$

На основі формули (11) знаходимо вираз для елементарного моменту пружних сил у з'єднанні:

$$dM_{кр} = \frac{10^3 \pi d^3 b}{4} c_{\tau_0} d\varphi. \quad (12)$$

Із рівностей правих частин формул (9) та (12) встановимо вираз для обчислення контактної крутильної жорсткості з'єднання “вал - втулка”:

$$C_{\varphi_k} = \frac{10^3 \pi d^3 b}{4} c_{\tau_0}. \quad (13)$$

У формулі (13) числові значення d та b подаються в міліметрах, а числове значення c_{τ_0} у $\text{Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$, а C_{φ_k} одержують у розмірності $\text{Н} \cdot \text{мм}$.

Таким чином, контактна крутильна жорсткість з'єднання “вал - втулка” прямо пропорційна його початковій тангенціальній жорсткості c_{τ_0} , яку розраховують за формулою (1).

Об'ємну крутильну жорсткість вала діаметром d_1 і довжиною L можна знайти за відомими формулами опору матеріалів, враховуючи, що полярний момент інерції поперечного перерізу вала $I_p \approx 0,1d_1^4$:

$$C_{\varphi_0} = \frac{0,1Gd_1^4b}{L}, \quad (14)$$

де d_1 – діаметр вала;

G – модуль пружності другого роду матеріалу вала.

Виходячи із співвідношення (8) одержимо формулу для визначення крутильної жорсткості валопроводу:

$$C_{\varphi} = \frac{C_{\varphi_0} C_{\varphi_k}}{2C_{\varphi_0} + C_{\varphi_k}}. \quad (15)$$

Для ілюстрації того, в якій мірі контактна крутильна жорсткість фрикційних з'єднань “вал - втулка” впливає на крутильну жорсткість валопроводу в цілому, розрахуємо за формулами (13) - (15) крутильну жорсткість валопроводу, для прикладу прийнявши такі вихідні дані: матеріал елементів валопроводу - сталь 45; $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа; $d = 40$ мм; $d_1 = 50$ мм; $b = 50$ мм початкову тангенціальну жорсткість контакту “вал-втулка” c_{τ_0} подамо в трьох значеннях $c_{\tau_0} = (1,0 \text{ МПа/мкм}; 5,0 \text{ МПа/мкм}; 10 \text{ МПа/мкм})$.

Результати розрахунку зведемо у табл. 1.

Таблиця 1

Розрахунок крутильної жорсткості валопроводу

Початкова тангенціальна жорсткість контакту c_{τ_0} , $\text{Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$	Крутильна жорсткість елементів валопроводу, $\text{Н} \cdot \text{мм/рад}$		Крутильна жорсткість валопроводу, $\text{Н} \cdot \text{мм/рад}$
	об'ємна C_{φ_0}	контактна C_{φ_k}	
1,0	$2,5 \cdot 10^8$	$2,5 \cdot 10^9$	$1,19 \cdot 10^8$
5,0	$2,5 \cdot 10^8$	$12,5 \cdot 10^9$	$2,4 \cdot 10^8$
10,0	$2,5 \cdot 10^8$	$25,0 \cdot 10^9$	$2,47 \cdot 10^8$

З таблиці видно, що в структурі крутильної жорсткості валопроводу контактна крутильна жорсткість фрикційних з'єднань “вал - втулка” виділяється, як найбільш жорсткий елемент, що помітно впливає на неї тільки при малих значеннях c_{τ_0} . У наведеному прикладі це значення $c_{\tau_0} = 1,0 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{мкм}$. При збільшенні c_{τ_0} в п'ять разів, присутність з'єднання “вал - втулка” у валопроводі несуттєво впливає на його крутильну жорсткість, а при збільшенні c_{τ_0} в десять разів – ледве помітний. В останньому випадку крутильна жорсткість валопроводу зменшилась з $2,5 \cdot 10^8$ до $2,47 \cdot 10^8$ або лише на 1 %.

У поданих аналітичних співвідношеннях для крутильної жорсткості “вал - втулка” та розрахунках пружні властивості з'єднання були виражені через початкову тангенціальну жорсткість контакту. В реальних умовах навантаження з'єднання обертовим моментом тангенціальна жорсткість контакту в

межах вибирання повного попереднього зміщення змінюється від $c_\tau = c_{\tau_0}$ до $c_\tau = 0$ (рис 6). Це потрібно в розрахунках крутильної контактної жорсткості з'єднання врахувати таким чином, щоб користуватися середнім значенням c_τ в межах повного попереднього зміщення, а саме c_{τ_n} - середня тангенціальна жорсткість на проміжку вибору пружної частини попереднього зміщення і c_{τ_f} - середня тангенціальна жорсткість на проміжку вибору пластичної частини попереднього зміщення.

Криву початкового навантаження ННФК OA (рис. 7) замінимо ламаною лінією ODA , на якій хорда OD відповідає деформуванню в пружній частині попереднього зміщення, а хорда DA – в пластичній частині. Кути нахилу цих хорд відповідно α_n та α_f в певному масштабі характеризують середню тангенціальну жорсткість c_{τ_n} – у пружній частині, а c_{τ_f} – у пластичній частині деформування контакту.

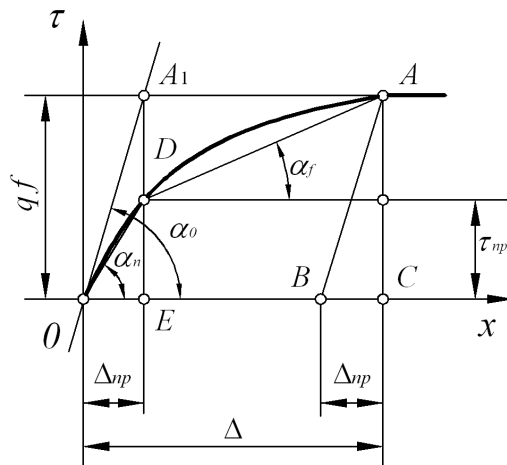


Рис. 7 – До розрахунку середніх значень тангенціальної жорсткості контакту в межах вибору пружної та пластичної частини повного попереднього зміщення

Використовуючи рівняння (2.3) початкового навантаження ННФК напруженням зсуву після певних перетворень одержимо:

$$c_{\tau_n} = c_{\tau_0} \zeta_n, \quad (16)$$

де

$$\zeta_n = 1 - \frac{n}{(n+1)^{\frac{n+1}{n}}}, \quad (17)$$

тут ζ_n – коефіцієнт середньої тангенціальної жорсткості контакту на ділянці пружного деформування:

$$c_{\tau_f} = c_{\tau_0} \zeta_f, \quad (18)$$

де

$$\zeta_f = \frac{1}{(n+1)^{\frac{n+1}{n}}}, \quad (19)$$

тут ζ_f – коефіцієнт середньої тангенціальної жорсткості контакту на ділянці пластичного деформування.

З формул (16) - (19) видно, що середні значення тангенціальної жорсткості залежать від початкової тангенціальної жорсткості c_{τ_0} і параметра пластичності контакту n . Коефіцієнти ζ_n та ζ_f визначають, у скільки разів середні тангенціальні жорсткості c_{τ_n} та c_{τ_f} будуть менші, ніж початкова тангенціальна жорсткість c_{τ_0} . Розрахуємо ці коефіцієнти і результати подамо у таблиці 2.

Таблиця 2

Значення коефіцієнтів середньої тангенціальної жорсткості c_{τ_n} і c_{τ_f}

Коефіцієнт середньої тангенціальної жорсткості	Параметр пластичності n				
	0	1	2	3	4
c_{τ_n}	1	0,75	0,616	0,525	0,420
c_{τ_f}	1	0,25	0,192	0,158	0,146

Таблиця 3

Значення коефіцієнта запасу зчеплення K_{zn}

Коефіцієнт запасу зчеплення	Параметр пластичності n				
	0	1	2	3	4
K_{zn}	$\geq 1,858$	1,6	1,47	1,37	1,32

З таблиць 2 та 3 видно, що збільшення параметра пластичності контакту n цілком виразно впливає на зменшення середньої тангенціальної жорсткості. Коли виникає необхідність суттєво зменшити крутильну жорсткість з'єднання "вал-втулка", то потрібно забезпечити такий натяг з'єднання, при якому коефіцієнт запасу зчеплення був би значно менший ($K_{zn} \ll 1,858$), що забезпечить параметр пластичності $n \gg 1$.

3. Пластичність номінально нерухомого фрикційного контакту

Інженерні підходи до впливу на пластичні властивості контакту потрібно шукати у двох принципово різних ситуаціях. Перша з них відноситься до того, щоб практично забезпечити відсутність пластичних деформацій зсуву, коли мають місце тільки пружні деформації, тобто коли параметр пластичності матеріалу $n = 0$. Такий режим деформування контакту є найбільш сприятливим з точки зору зменшення, а то й повної відсутності фретинг-зношування елементів контакту, коли із механізму зношування виключається пластична складова дотичної деформації.

Як було показано вище, це стає можливим ($n = 0$), коли коефіцієнт запасу зчеплення в контакті $[K_{zn}] \geq 1,858$. Практично для того, щоб забезпечити відсутність пластичної деформації зсуву достатньо допустити, щоб K_{zn} значно не перевищував число 1,858, тобто прийняти в розрахунок $K_{zn} = 2$. Далі немає жодного сенсу його перевищувати, оскільки це призведе до надлишкового натягу в контакті, але при цьому не вплине на числові значення параметра пластичності, яке залишиться рівним нулю ($n = 0$), як і при $K_{zn} = 1,858$. Тобто у цьому випадку інженерний вплив на пластичність ННФК на етапі розрахунків і проектування зводиться до того, що для номінально нерухомого з'єднання деталей машин задають $1,858 \leq K_{zn} \leq 2,0$. За цим значенням розраховують необхідний натяг, а на етапі експлуатації його підтримують у заданих межах.

Потрібно звернути увагу на те, що запропоноване до розрахунків ННФК значення коефіцієнта запасу зчеплення можна повністю перенести на розрахунок фрикційних передач в частині призначення числового значення коефіцієнта запасу сили зчеплення, при якому буде забезпечуватись відсутність фрикційного ковзання при роботі передачі, а тільки буде мати місце геометричне та пружне ковзання.

Інша ситуація в проектуванні ННФК, утвореного реальними з'єднаннями деталей машин, полягає в тому, що він розглядається як елемент, в якому при певних умовах може розсіюватись механічна енергія, обумовлена вібраціями конструкції машини [5].

У такій ситуації потрібно, як це показано в роботі [1], щоб контакт мав пластичні властивості і параметр пластичності в цьому випадку був би $n \gg 0$.

Зростання параметра пластичності призводить до зростання коефіцієнта розсіювання енергії в контакті, як це було показано вище в цій роботі. Існує досить простий спосіб впливу на інженерному рівні на параметр пластичності. Він ґрунтується на тому, що параметр пластичності [2, (2.41)] однозначно

залежить від коефіцієнта запасу зчеплення K_{zn} . Задавшись необхідним значенням параметра пластичності розраховують відповідне йому значення коефіцієнта запасу зчеплення, використовуючи яке, розраховують необхідний натяг у з'єднанні. Звертаємо увагу на те, що можливі числові значення коефіцієнта запасу сили зчеплення мають перебувати в межах $1,0 \leq K_{zn} \leq 1,858$. Наприклад при $n = 1,0$, $K_{zn} = 1,6$; при $n = 2,0$, $K_{zn} = 1,47$. Потім розраховують необхідний натяг у з'єднанні.

Розглянемо для прикладу фрикційне з'єднання “вал - втулка”, схема якого подана на рис. 2. Для такого з'єднання натяг δ у ньому при заданому значенні коефіцієнта запасу зчеплення K_{zn} , який забезпечує відповідне йому значення параметра пластичності n , визначають за формулою:

$$\delta = \frac{2M_{\kappa}K_{zn}}{\pi dbf} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) 10^3, \quad (20)$$

де M_{κ} – обертовий момент, Н · мм;

b – ширина втулки;

f – коефіцієнт тертя в з'єднанні.

Для досить поширеного випадку у машинобудуванні, коли $E_1 = E_2 = E$; $d_2 \gg d$; $d_1 = 0$; $c_1 + c_2 = 2$. Виразимо b через d таким чином, що $b = \beta d$, де β – коефіцієнт ширини втулки $\beta = 1,1 \dots 1,3$. З урахуванням наведеного вище, зведемо формулу (20) до виразу:

$$\delta = \frac{4M_{\kappa}K_{zn}}{\pi d^2 \beta f E} 10^3. \quad (21)$$

Для прикладу проведемо розрахунки за формулою (21) при $M_{\kappa} = 1 \cdot 10^6$ Н · мм; $d = 60$ мм; $f = 0,15$; $\beta = 1,2$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм².

Результати розрахунку подані на рис. 8.

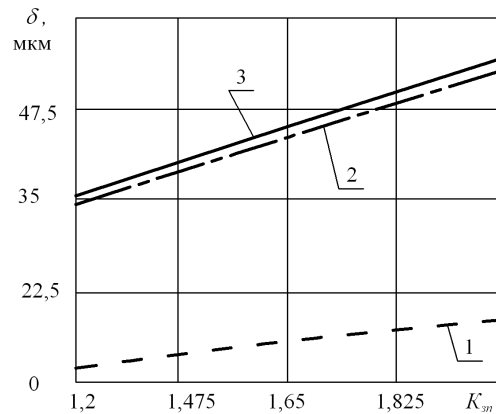


Рисунок 8 – Залежність натягу в контакті у з'єднанні “вал-втулка” від коефіцієнта запасу зчеплення в контакті:
1 – “сталь - сталь”; 2 – “чавун - сталь”; 3 – “бронза - сталь”

4. Повзучість у номінально нерухомому фрикційному контакті

Вплив на стан повзучості у номінально нерухомих з'єднаннях деталей машин, як це впливає із результатів роботи [2, розділ 3] можна здійснювати на інженерному рівні за двома напрямками.

Перший із них ґрунтується на тому, що як поточне, так і мінімальне і максимальне значення відносного переміщення елементів контакту при заданих значеннях модуля пружності зсуву G та коефіцієнта в'язкості η матеріалів контактних пар і початковому рівні відносного переміщення ε_0 виключно залежить від коефіцієнта запасу зчеплення в контакті K_{zn} [2, (3.33), рис. 3.11]. Зростання повзучості відбувається при зменшенні запасу зчеплення в контакті в межах $1,0 \leq K_{zn} \leq 1,858$. Таким чином, на стадії розрахунків з'єднання можна задатись таким значенням K_{zn} , яке за показником максимального

відносного переміщення в контактi $\varepsilon_{\max}$ при повзучості задовольняло б проектувальника, а на стадії експлуатації слід підтримувати K_{zn} на цьому ж рівні.

Потрібно також звернути увагу на те, що найменше значення переміщення в контактi при повзучості будуть відповідати значенню коефіцієнта запасу зчеплення в контактi $K_{zn} = 1,858$, коли він уже втрачає свої пластичні властивості і $\varepsilon_{\max} = \varepsilon_0 + 0,538$, де ε_0 – початкове значення відносної деформації в контактi.

Другий напрям інженерного впливу на повзучість відноситься до експлуатації номінально нерухомих з'єднань деталей машин. Він полягає в тому, що через певний час, коли відносне переміщення елементів контакту внаслідок повзучості досягло допустимого рівня (нехай це буде ε^* за схемою [2, рис. 3.10]), то в цей момент навантаження, при якому мала місце пряма післядія в контактi, знімається, після чого відносне переміщення елементів контакту стрибкоподібно зменшується до рівня, що дорівнює $\varepsilon^* - \varepsilon_0$.

Визначають час, впродовж якого деформація в контактi зростає до допустимого рівня ε^* і після якого потрібно скидати напруження в контактi, щоб деформація не перевершила допустимий рівень.

Вираз [2, (3.29)] описує пружну післядію в контактi, в якому відсутні пластичні властивості (параметр пластичності $n = 0$). Час t^* , який відповідає прийнятому гранично допустимому рівню відносної деформації повзучості, знайдемо з виразу [2, (3.29)], підставивши в ньому $t = t^*$, а $\varepsilon(t) = \varepsilon^*$:

$$t^* = - \frac{\eta}{G} \ln \left[1 - \frac{(\varepsilon^* - \varepsilon_0)(e+1)}{2} \right]. \quad (22)$$

Для прикладу розрахуємо t^* за наступних даних: елементи контакту сталеві $G = 0,8 \cdot 10^5$ Н/мм², $\eta = 1,4 \cdot 10^5$ Н · с/мм², $\varepsilon^* = 0,7$, $\varepsilon_0 = 0,2$. В результаті отримаємо, що $t^* = 4,655 \cdot 10^5$ с = 129 год. Слід звернути увагу на те, що вираз в дужках під знаком логарифма (22) дає результат менший за одиницю, а це означає що його логарифм буде мати знак “мінус”.

Після проходження терміну t^* навантаження, під яким був контакт, потрібно зняти. При цьому відносне переміщення в контактi миттєво впаде до значень $\varepsilon = \varepsilon^* - \varepsilon_0$. Не чекаючи зворотної післядії знову навантажують контакт тим навантаженням, що було зняте і чекають другого періоду часу t_1^* , впродовж якого деформація буде зростати до допустимого рівня. Тривалість другого періоду повзучості розраховуємо за формулою (22), поклавши в ній замість ε_0 деформацію $\varepsilon^* - \varepsilon_0$, тому що для цього періоду така деформація буде початковою:

$$t_1^* = - \frac{\eta}{G} \ln \left[1 - \frac{\varepsilon_0(e+1)}{2} \right]. \quad (23)$$

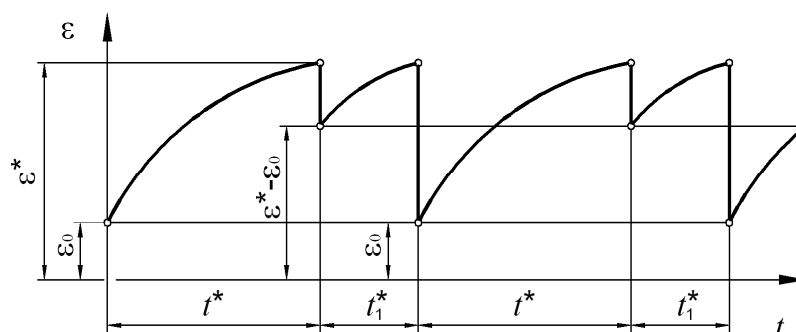


Рис. 9 – Схема циклування деформації повзучості в контактi

Якщо провести розрахунок за даними прикладу, що розглядався вище, то будемо мати $t_1^* = 1,22 \cdot 10^5$ с, що значно менше, ніж t^* . Після цього періоду знімають навантаження, при якому деформація впаде до рівня ε_0 .

Третій період буде повністю повторювати перший тривалістю t^* , а четвертий – буде повторювати другий, тривалістю t_1^* . Таке циклування з метою зменшення зростання деформації повзучості до допустимої межі схематично зображено на рис. 9.

Висновки

1. Обґрунтована система інженерних методів спрямованого впливу на пружно-пластичні та в'язко-пружні характеристики ННФК. Виділені рівні здійснення цього впливу і, зокрема:
 - розрахунки і проектування номінально нерухомих з'єднань машинобудівних конструкцій;
 - технологія обробки та складання елементів з'єднань;
 - експлуатація машинобудівних конструкцій.
2. Розроблений механізм впливу на тангенціальну жорсткість ННФК і, зокрема з'єднань типу “вал–втулка”. Встановлена аналітична залежність для розрахунку необхідного натягу у з'єднанні, при якому забезпечується необхідне значення тангенціальної жорсткості контакту.
3. Показано, що середньоарифметична висота нерівностей контактних поверхонь має суттєвий вплив на тангенціальну жорсткість контакту та одержана аналітична залежність для її визначення за умовою забезпечення заданого рівня тангенціальної жорсткості контакту.
4. Подані рекомендації щодо застосування технологічних методів обробки контактних поверхонь, які б забезпечували вплив на тангенціальну жорсткість контакту.
5. Виведена формула тангенціальної жорсткості контакту у структурі крутильної жорсткості з'єднань “вал - втулка” та елементів валопроводів. Показано, що середню тангенціальну жорсткість ННФК можна змінювати за рахунок збільшення або зменшення у відповідних межах параметра пластичності. Збільшення параметра пластичності контакту від 0 до 4 дозволяє у 6,8 разів зменшити середню тангенціальну жорсткість у пружно-пластичній зоні деформування і у 2,4 рази – у пружній зоні деформування.
6. Ефективним методом впливу на пластичні властивості ННФК є зміна в певних межах коефіцієнта запасу зчеплення в контакті за рахунок створення в ньому натягу, що забезпечує відповідне значення коефіцієнта запасу зчеплення, а відтак і параметра пластичності контакту.
7. Запропоновано два підходи для впливу на повзучість у ННФК. Перший із них ґрунтується на залежності відносної деформації в контакті при повзучості від коефіцієнта запасу зчеплення в контакті та другий – на забезпеченні такого значення цього коефіцієнта, при якому відносна деформація перебуває на допустимому рівні.
8. Показано, що на повзучість можна впливати за допомогою циклування розвантаження та навантаження контакту через проміжки часу, коли деформація при повзучості досягає рівня близького або рівного допустимому. Виведені формули для обчислення цих часових інтервалів.

Література

1. Костокрыз С. Г. Механика вибрационного трения в номинально неподвижном фрикционном контакте : дис... д-ра техн. наук : 05.02.04 “Трение и износ” / Костокрыз Сергей Григорьевич. – Хмельницкий, 1995. – 367 с.
2. Мислибоський В. В. Формування пружно-пластичних та в'язко-пружних властивостей номінально нерухомого фрикційного контакту : дис.. канд. техн. наук / В. В. Мислибоський. – Хмельницький, 2012. – 180 с.
3. Гречишев Е. С. Соединение с натягом: расчеты и проектирование / Е. С. Гречишев, А. А. Ильяшенко. – М. : Машиностроение. – 1981. – 247 с.
4. Добровольский В. А. Детали машин / В. А. Добровольский. – 7-е изд. – М. : Машиностроение, 1972. – 383 с.
5. Костокрыз С. Г. Резонансные явления при вибрационном трении в номинально неподвижных соединениях элементов конструкций / С. Г. Костокрыз, В. В. Мыслибоський // Ресурсо- и энергосберегающие технологии в машиностроении : сб. тр. междунар. науч.-техн. конференции, Одесса. – К. : 1994. – С. 49.

Надійшла в редакцію 11.06.2018

Kostogriz S.G., Misliborski V.V. **Methods of controlled influence on elastic plastic characteristics of a nominally stationary frictional contact.**

The system of engineering methods of directed influence on elastic-plastic and visco-elastic characteristics of NNFK is substantiated. Allowed levels of realization of this influence and, in particular: calculation and design of nominally fixed joints of machine-building constructions; technology of processing and assembly of connection elements; operation of machine-building constructions. Mechanism of influence on tangential stiffness of NNFK is developed. The analytical dependence for calculating the required tension in the connection, at which the necessary value of the tangential stiffness of the contact is provided, is established. It is shown that the arithmetic mean height of the irregularities of the contact surfaces has a significant influence on the tangential stiffness of the contact and an analytical dependence is obtained for its determination on the condition of providing a given level of tangential stiffness of the contact. The given recommendations for application of technological methods of treatment of contact surfaces that would have an impact on the tangential stiffness of the contact. The formula of the tangential stiffness of the contact in the structure of the torsional rigidity of the "shaft-sleeve" connections and the elements of the shaft conduits is derived. It is shown that the average tangential stiffness of the NNFK can be altered by increasing or decreasing within the limits of the plasticity parameter. An increase in the contact's plasticity parameter from 0 to 4 allows a 6.8-fold reduction in the average tangential stiffness in the elastic-plastic deformation zone and 2.4 times in the elastic deformation zone. Effective method of influencing the plastic properties of the NNFK is the change in certain limits of the coefficient of clutch in contact due to the creation of a tension in it, which provides the corresponding value of the coefficient of clutch, and thus the parameter of plasticity of the contact. Two approaches are proposed for influence on creep in NNFK - the first of them is based on the dependence of relative deformation in contact with creep from the coefficient of clutch reserve in contact, and the second - on providing such value of this coefficient, in which the relative deformation is at an acceptable level. It is shown that the creep can be influenced by cycling the discharge and loading of the contact at intervals of time when the creep deformation reaches a level close to or equal to the permissible value. Formulas for calculating these time intervals are derived.

Key words: creep, rheological model, nominally immobile frictional contact (NNFK), elastic-plastic contact, visco-elastic contact, tangential stiffness of NNFK, contact plasticity parameter, relative deformation of shear, viscosity.

References

1. Kostogryz SG Mechanics of vibrational friction in a nominally immovable friction contact: Dis ... Dr. Tekhn. Sciences: 05.02.04 "Friction and wear". Kostogriz Sergey Grigorievich. Khmel'nitsky, 1995. 367 p.
2. Misliborski V.V. Formation of elastic-plastic and visco-elastic properties of nominally immobile frictional contact: diss., Cand. tech Sciences. VV Mysliborskiy. Khmel'nitsky, 2012
3. Hercishchev, E.S. Connection with tension: calculations and designing. E.S. Grechishev, A. A. Ilyashenko. M. Mechanical engineering. 1981. 247 p.
4. Dobrovolsky VA Machine Details. VA Dobrovolsky. 7th ed. - M.: Mechanical Engineering, 1972. 383 p.
5. Kostogryz SG Mechanics of Vibrational Friction in a nominally immovable friction contact: dis ... dr tech. Sciences: 05.02.04 "Friction and wear". Kostogriz Sergey Grigorievich. Khmel'nitsky, 1995. 367 p.
6. Kostogryz S.G. Resonant phenomena in vibration friction in nominally fixed joints of structural elements. S.G. Kostogriz, V.V. Mysliborskiy. Resource- and energy-saving technologies in mechanical engineering: Sat. tr international scientific and technical conference, Odessa. K. 1994. P. 49.