

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗАПАСУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ КРИТЕРІЮ НАЙБІЛЬШОГО ДОТИЧНОГО НАПРУЖЕННЯ

Виведено формули граничного значення критерію найбільшого дотичного напруження і коефіцієнта запасу при використанні цього критерію за спрощеного плоского напруженого стану. Формули справедливі для матеріалу в пластичному стані незалежно від характеру навантаження за простих опорів, що є компонентами складного опору.

The formulas of maximum value of criterion of most tangent tension and coefficient of supply were shown out at using of this criterion for the simplified flat tense state. Formulas are just for material in the plastic state regardless of character of loading at simple resistances which are the components of difficult resistance.

Ключові слова: коефіцієнт запасу, напруження.

Вступ

При розрахунку деталей з матеріалу в пластичному стані (надалі "з пластичного матеріалу") за складного опору, що спричиняє складний напружений стан, використовують гіпотезу найбільшого дотичного напруження [1, с.175].

Формулювання гіпотези: *руйнування пластичного матеріалу за складного опору, що спричиняє складний напружений стан (плоский чи об'ємний), настає при досягненні найбільшим дотичним напруженням граничного значення.*

Складний опір може бути статичним, циклічним або змішаним.

Статичний: всі компоненти – прості статичні опори.

Циклічний: всі компоненти – прості циклічні опори.

Змішаний: компонентами – як статичні, так і циклічні прості опори.

Мета роботи – виведення формул для визначення граничного значення критерію найбільшого дотичного напруження і коефіцієнта запасу при використанні цього критерію за складного опору, що обумовлює спрощений плоский напружений стан.

1. Виведення формул

Коефіцієнт запасу визначають за формулою:

$$n = K_L / K, \quad (1)$$

де K_L, K – максимальні значення критерію за *подібних* граничного і робочого (даного) напружених станів у небезпечній точці деталі відповідно.

Як зазначено в [1, с.173], за складного опору напружені стани подібні, якщо:

- 1) прості опори, що є компонентами складного опору, одного і того ж виду;
- 2) однакові співвідношення між максимальними напруженнями, що відповідають кожному з простих опорів, цикли напружень подібні (у разі наявності простих циклічних опорів).

Формула (1) згідно з гіпотезою найбільшого дотичного напруження набуває вигляду:

$$n = t_L / t_{\max}, \quad (2)$$

де t_L і t_{\max} – максимальні дотичні напруження за подібних граничного і робочого напружених станів в небезпечній точці деталі відповідно.

При виведенні формул використано принцип незалежності дії сил: дотичні напруження, спричинені простими деформаціями, не впливають одні на одних.

1.1. Побудова діаграми граничних дотичних напружень

Найчастіше складний напружений стан реалізується за сумісних згину і кручення. При цьому в небезпечній точці деталі (зразка) виникає спрощений плоский напружений стан (рис. 1).

Максимальне дотичне напруження в цьому разі обчислюється за формулою:

$$t_{\max} = \sqrt{(s/2)^2 + t^2}. \quad (3)$$

Із (3) видно, що t_{\max} є геометричною сумою дотичних напружень $s/2$ і t в небезпечній точці, спричинених згинальним M і крутним M_k моментами відповідно.

Максимальне t_{\max} дотичне напруження набуває граничного значення t_L при досягненні граничних значень його складниками:

$$t_L = \sqrt{(s_{\text{гп}}/2)^2 + t_{\text{гп}}^2}. \quad (4)$$

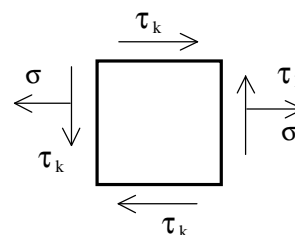


Рис. 1. Спрощений плоский напружений стан

Згідно з (2)... (4) отримаємо:

$$n = \frac{\sqrt{(s_{gp}/2)^2 + t_{gp}^2}}{\sqrt{(s/2)^2 + t^2}} \quad (5)$$

Для визначення t_L побудуємо діаграму граничних дотичних напружень (рис. 2).

Використаємо ортогональну систему координат xOy . По осі абсцис будемо відкладати дотичні напруження, спричинені крученням, по осі ординат – згином.

Введемо позначення:

$$a = t'_L = t_{LK}, \quad b = t''_L = s_L/2 \quad (6)$$

– граничні дотичні напруження за простих статичних опорів крученню і згину відповідно;

$$x = t' = t, \quad y = t'' = s/2; \quad (7)$$

$$x_{zp} = t'_{zp} = t_{zp}, \quad y_{zp} = t''_{zp} = s_{zp}/2 \quad (8)$$

– складові максимального дотичного напруження в небезпечній точці за подібних робочого (7) і граничного (8) напружених станів, спричинені простими опорами;

$$t''/t' = t''_{zp}/t'_{zp} = tga = k \quad (9)$$

– кутовий коефіцієнт прямої OM .

Відкладемо на координатних осях відрізки a і b ($a > b$), довжини яких пропорційні граничним напруженням t'_L і t''_L .

Побудуємо робочу точку M ($t'; t''$).

Точка N , що зображає граничний напружений стан, подібний до робочого (т. M), є точкою перетину променя OM і граничної лінії AB діаграми.

Як видно з рис. 2, t'_{zp} і t''_{zp} – координати т. N , а граничне напруження t_L , в масштабі, – відрізок ON .

Позначимо: $t_L = ON = l$.

$b < l < a$, оскільки середньозважене значення двох і більше величин є проміжним між значеннями найменшої і найбільшої з них.

Крива $x^2 + y^2 = l^2$ другого порядку, що відсікає на координатних осях відрізки a і b , в даному разі є дугою еліпса з півосями a і b та центром O в початку координат.

Такий висновок можна зробити на підставі результатів дослідження циклічної міцності конструкційних матеріалів в умовах складного опору у вигляді згину з крученням.

Граничні амплітудні напруження s_{azp} і t_{azp} визначали за різних комбінацій змінних s_a і t_a при синфазних і синхронних симетричних циклах напружень.

Типова діаграма, побудована в координатах відносних величин s_a/s_{-1} і t_a/t_{-1} за результатами випробувань конструкційних сталей, які є пластичним матеріалом, показана на рис. 3 (крива 1). Вона відповідає дузі кола [2, с. 573].

Точки діаграми для високоміцних сталей і чавунів (крива 2), які є крихким матеріалом, знаходяться дещо ближче до початку координат.

Оскільки еліпс, побудований у відносних координатах x/a і y/b , є колом (в чому можна легко переконатись), то можна стверджувати, що:

1) рівняння граничної лінії AB (рис. 2) є рівнянням еліпса, яке в канонічній формі має вигляд:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (10)$$

де $a = t'_L = t_{LK}$, $b = t''_L = s_L/2$ – граничні максимальні дотичні напруження при крученні і згині

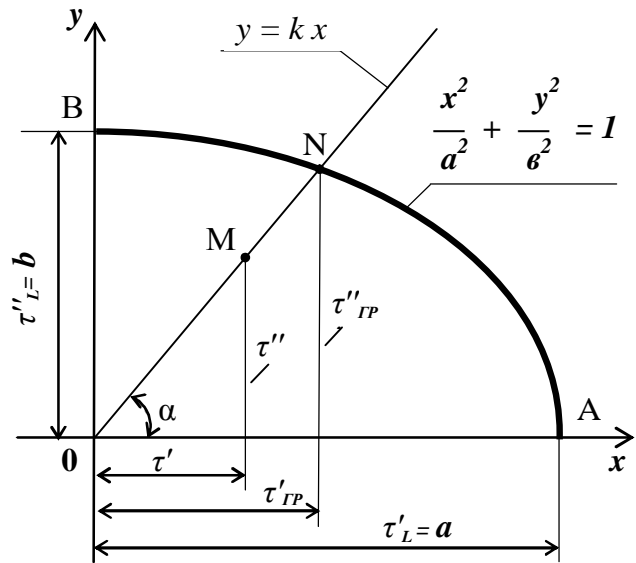


Рис. 2. Діаграма граничних дотичних напружень: точки А і В зображують граничні напружені стани за простих опорів крученню і згину відповідно; точки М і N зображують подібні робочий і граничний напружені стани відповідно;
 $tga = t''/t' = k$

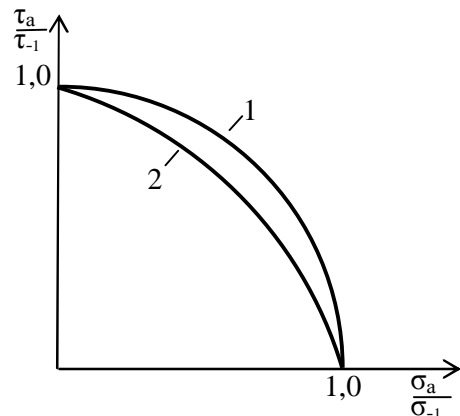


Рис. 3. Діаграми граничних напружень для: конструкційних сталей (1), високоміцних сталей і чавунів (2)

відповідно;

$x = t'_{zp} = t_{zp}$, $y = t''_{zp} = s_{zp} / 2$ – компоненти граничного дотичного напруження;

2) максимальне t_{\max} дотичне напруження є фактором, який має переважний вплив на міцність пластичного матеріалу. Тому t_{\max} може бути його ефективним критерієм міцності.

1.2. Визначення граничного дотичного напруження

Компоненти t'_{zp} і t''_{zp} граничного t_L дотичного напруження визначимо, розв'язавши сумісно рівняння ліній $OM(y = kx)$ і $AB(x^2/a^2 + y^2/b^2 = 1)$:

$$x^2 = (t'_{zp})^2 = a^2 b^2 / (b^2 + k^2 a^2); \quad y^2 = (t''_{zp})^2 = k^2 a^2 b^2 / (b^2 + k^2 a^2). \quad (11)$$

Із (4), (7)... (11) отримаємо:

$$\begin{aligned} t_L &= \sqrt{(s_{zp}/2)^2 + t_{zp}^2} = \sqrt{(t''_{zp})^2 + (t'_{zp})^2} = ab\sqrt{1+k^2} / \sqrt{b^2+k^2a^2} = \\ &= t_{LK}(s_L/2)\sqrt{1+(t''/t')^2} / \sqrt{(s_L/2)^2 + (t''/t')^2 t_{LK}^2} \Rightarrow \\ &\Rightarrow t_L = t_{LK}(s_L/2)\sqrt{1+(s/2t)^2} / \sqrt{(s_L/2)^2 + (s/2t)^2 t_{LK}^2} \Rightarrow \\ &\Rightarrow t_L = \frac{s_L t_{LK} \sqrt{1+(s/2t)^2}}{\sqrt{s_L^2 + (s/t)^2 t_{LK}^2}}, \end{aligned} \quad (12)$$

де s_L , t_{LK} – граничні нормальне і дотичне напруження за простих деформацій згину і кручення відповідно;

s , t – нормальне і дотичне напруження в небезпечній точці, обумовлені згином і крученням відповідно.

1.3. Визначення коефіцієнта запасу

Із (2), (3), (12) отримаємо:

$$\begin{aligned} n &= \frac{t_L}{t_{\max}} = \frac{s_L t_{LK} \sqrt{1+(s/2t)^2}}{\sqrt{s_L^2 + (s/t)^2 t_{LK}^2}} \cdot \frac{1}{t \sqrt{1+(s/2t)^2}} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{t}{t_{LK}}\right)^2 + \left(\frac{s}{s_L}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_t}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_s}\right)^2}} \Rightarrow \\ &n = \frac{n_s n_t}{\sqrt{n_s^2 + n_t^2}}, \end{aligned} \quad (13)$$

де n_s і n_t – частинні коефіцієнти запасу по нормальному і дотичному напруженням відповідно.

n_s і n_t визначають, використовуючи принцип незалежності дії сил. Тобто при обчисленні n_s не враховують дотичні напруження, а при обчисленні n_t – нормальні.

Примітки.

1) Формулу (13) використовують при статичному, циклічному і змішаному складних опорах, які обумовлюють в небезпечній точці деталі з пластичного матеріалу плоский напружений стан.

2) При обчисленні n_s і n_t потрібно пам'ятати, що граничне напруження при: а) статичному простому опорі – межа текучості S_{mp} за розтягу (S_{mc} за стиску) або $S_{mз}$ при згині і t_m при крученні; б) циклічному простому опорі – межа витривалості S_R при згині та розтязі-стиску і t_R при крученні (R – коефіцієнт несиметрії циклу напружень).

3) За наявності двох і більше простих опорів, що спричиняють лінійний напружений стан, частинний коефіцієнт запасу n_s по нормальному напруженню визначають як коефіцієнт запасу при складному опорі за формулами, наведеними в [3, с. 28].

Приклад. В поперечному перерізі стержня діаметром 20 мм діють згинальний момент $M = 60$ Нм і крутний момент $M_k = 80$ Нм.

Визначити коефіцієнт запасу n стержня.

Матеріал сталь 45: $s_{tp} = 360$ МПа; $t_t = 220$ МПа.

Розв'язання. За наявності згинального і крутного моментів в небезпечній точці перерізу круглого

стержня виникає спрощений плоский напружений стан. Сталь 45 – пластичний матеріал, тому для визначення коефіцієнта запасу використаємо критерій найбільшого дотичного напруження. Згідно з (13)

$$n = \frac{n_s n_t}{\sqrt{n_s^2 + n_t^2}}.$$

Частинні коефіцієнти $n_s = s_{T3} / s_{\max}$, $n_t = t_T / t_{\max}$.

$$s_{\max} = M / W; W = pd^3 / 32 \Rightarrow s_{\max} = 32M / pd^3 = 32 \cdot 80 \cdot 10^3 / p \cdot 20^3 = 76,4 \text{ Н/мм}^2 = 76,4 \text{ МПа}.$$

$$t_{\max} = M_K / W_p; W_p = pd^3 / 16 \Rightarrow t_{\max} = 16M_K / pd^3 = 16 \cdot 80 \cdot 10^3 / p \cdot 20^3 = 50,9 \text{ Н/мм}^2 = 50,9 \text{ МПа}.$$

Оскільки довідкових даних про межу текучості s_{T3} при згині немає, використовуємо співвідношення $s_{T3} = 1,35s_{Tp}$ [3, с. 29].

$$n_s = 1,35s_{Tp} / s_{\max} = 1,35 \cdot 360 / 76,4 = 6,36.$$

$$n_t = t_T / t_{\max} = 220 / 50,9 = 4,32.$$

$$n = 6,36 \cdot 4,32 / \sqrt{6,36^2 + 4,32^2} \Rightarrow n = 3,57.$$

Відповідь: $n = 3,57$.

Обчислюємо коефіцієнт запасу за існуючою методикою

Використаємо критерій найбільшого дотичного напруження (III-ю гіпотезу міцності).

$$n' = s_L / s_{екв}^{III}. s_L = s_{Tp}; s_{екв}^{III} = \sqrt{s^2 + 4t^2} = \sqrt{76,4^2 + 4 \cdot 50,9^2} = 123,7 \text{ МПа}.$$

$$n' = 360 / 123,7 \Rightarrow n' = 2,91.$$

Відповідь: $n' = 2,91$.

2. Обговорення результатів

Формули (12) і (13) дозволяють визначити граничне значення критерію найбільшого дотичного напруження і коефіцієнт запасу деталі з пластичного матеріалу за довільного статичного, циклічного і змішаного навантажень, що спричиняють в небезпечній точці спрощений плоский напружений стан.

Раніше формула (13) була отримана емпіричним шляхом з метою визначення коефіцієнта запасу за сумісних циклічних симетричних згину (або розтягу-стиску) і кручення.

Вихідним було положення, що за такого навантаження "із поправкою на співвідношення границь витривалості умова міцності виражається так" [2, с. 573]:

$$\sqrt{s_{a zp}^2 + \left(\frac{s_{-1}}{t_{-1}}\right)^2 t_{a zp}^2} = s_{-1}, \quad (14)$$

де $s_{a zp}$, $t_{a zp}$ – граничні значення нормального і дотичного напружень відповідно.

Після того, як вище було доведено (з використанням результатів експерименту), що гранична лінія діаграми граничних дотичних напружень має форму еліпса, можна аналітичним шляхом показати достовірність формули (14).

Доведення.

1) Побудуємо діаграму граничних дотичних напружень за сумісних циклічних симетричних згину і кручення згідно з введеними (6)... (8) позначеннями (дуга 1 еліпса на рис. 4).

Вигляд діаграми 1 і її характерні точки ідентичні діаграмі, показаній на рис. 2.

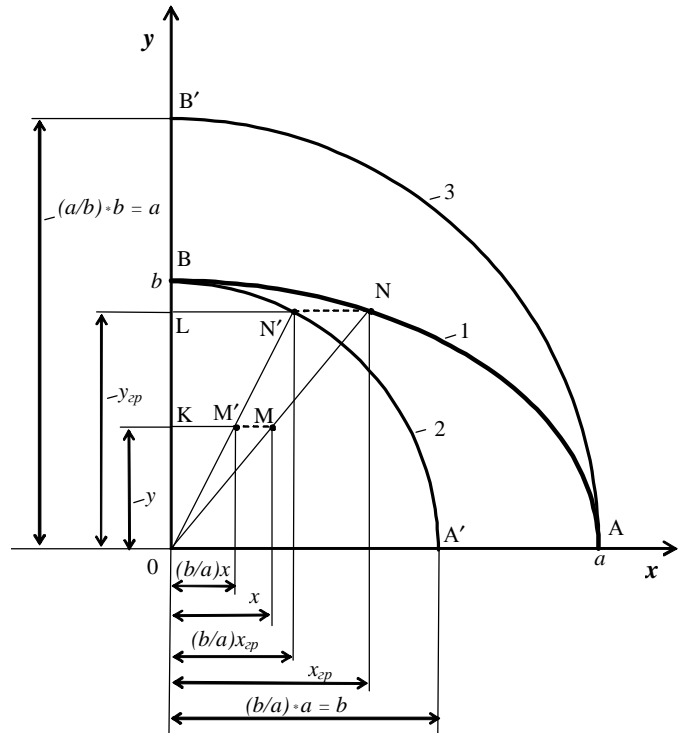


Рис. 4. Види діаграм – граничних дотичних напружень у разі пластичного матеріалу: 1 – дійсних напружень (еліпс); 2, 3 – колові діаграми еквівалентних напружень за умови рівномірного стиску еліпса 1 відносно осі у (2) і за умови його рівномірного розтягу відносно осі x (3). Позначення напружень згідно з (6)-(8)

На осі абсцис відкладено дотичні напруження, спричинені симетричним крученням, на осі ординат – симетричним згином.

Точки А і В зображають граничні дотичні напруження при симетричних крученні і згині відповідно. Координати точок: т. $A(t_{-1}; 0)$, т. $B(0; s_{-1}/2)$. $a > b$.

Точки $M(t_a = x; s_a/2 = y)$ і $N(t_{a\text{ ep}} = x_{\text{ep}}; s_{a\text{ ep}}/2 = y_{\text{ep}})$ зображають подібні робочий і граничний напружені стани відповідно.

2) Побудуємо кругову діаграму еквівалентних граничних дотичних напружень (дуга 2 кола на рис. 4).

Для цього використаємо визначення еліпса як кола, рівномірно стиснутого відносно його діаметра з коефіцієнтом стиску $g = b/a$, де $b > a$ – півосі еліпса [4, с. 56]. Більша піввісь еліпса дорівнює радіусу стиснутого кола, $a = R$.

Помноживши рівняння (10) еліпса $(x^2/a^2 + y^2/b^2 = 1)$ на величину b^2 , отримаємо:

$$\left(\frac{b}{a}x\right)^2 + y^2 = b^2. \quad (15)$$

Формула (15) є рівнянням кола, отриманого рівномірним стисненням еліпса з коефіцієнтом стиску $g = b/a$ відносно його осі $2b$. Радіус кола $R' = b$.

Зауважимо, що коло радіуса $R' = b$ можна отримати шляхом рівномірного стиску кола радіуса $R = a$ відносно його двох взаємно перпендикулярних діаметрів, що збігаються з осями координат, з коефіцієнтом стиску $g = b/a$.

3) Покажемо, що діаграма 1 і кругова діаграма 2 еквівалентні в тому сенсі, що співвідношення між напруженнями в одній і тій же точці деталі за різних напружених станів, визначені з використанням цих діаграм, рівні. Отже коефіцієнт запасу, визначений за допомогою еквівалентних діаграм, однаковий.

Характеристика кругової діаграми 2.

а) Згідно з формулою (15) гранична лінія діаграми – дуга $A'B$ кола (рис. 4) радіуса $R' = b = s_{-1}/2$.

б) Точкам А і N, що зображають граничні напружені стани в діаграмі 1, в круговій діаграмі відповідають точки А' і N'.

в) Оскільки стиск діаграми 1 відносно осі ординат рівномірний, то абсциса довільної точки її площі вкорочується однаковою мірою, пропорційно коефіцієнту стиску $g = b/a$. Тобто переміщення довільної точки прямо пропорційне її абсцисі.

Тому можна записати (див. рис. 4):

$$\frac{NN'}{LN} = \frac{MM'}{KM} \Rightarrow \frac{NN'}{MM'} = \frac{LN'}{KM'}$$

Отже точки M' і N' лежать на одному і тому ж промені, проведеному з початку координат, а трикутники ONN' і OMM' подібні. Коефіцієнт запасу можна визначити як відношення відповідних сторін цих трикутників:

$$n = \frac{ON}{OM} = \frac{ON'}{OM'} \quad (16)$$

Дійсне значення граничного напруження, що зображає відрізок ON в діаграмі 1, обчислюється за формулою (12). А коефіцієнт запасу $n = ON/OM$ – за формулою (13).

Еквівалентне граничне напруження в круговій діаграмі 2 зображає відрізок ON' .

$$ON' = b = s_{-1}/2.$$

Виразимо граничне напруження, зображене відрізком ON' , через його складники. Згідно з рис. 4

$$ON' = \sqrt{y_{\text{ep}}^2 + (b/a)x_{\text{ep}}^2} \Rightarrow \frac{s_{-1}}{2} = \sqrt{\left(\frac{s_{a\text{ ep}}}{2}\right)^2 + \left(\frac{s_{-1}/2}{t_{-1}}\right)^2 t_{a\text{ ep}}^2} \quad (a)$$

Із (а) отримаємо формулу (14):

$$\sqrt{s_{a\text{ ep}}^2 + \left(\frac{s_{-1}}{t_{-1}}\right)^2 t_{a\text{ ep}}^2} = s_{-1}.$$

Виведення формули (13) коефіцієнта запасу з використанням кругової діаграми 2. Згідно з (16) і рис. 4

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{ON'}{OM'} = \frac{s_{-1}/2}{\sqrt{\left(\frac{s_a}{2}\right)^2 + \left(\frac{s_{-1}/2}{t_{-1}}\right)^2} t_a^2} = \\
 &= \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{s_a}{s_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{t_a}{t_{-1}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_s}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_t}\right)^2}} \Rightarrow \\
 n &= \frac{n_s n_t}{\sqrt{n_s^2 + n_t^2}}.
 \end{aligned}$$

Що й треба було довести.

Слід зауважити, що формулу (13) можна вивести також з використанням кругової діаграми, отриманої шляхом рівномірного розтягу еліпса відносно його більшої осі $2a$ при коефіцієнті розтягу $b = a/b$ (діаграма 3 на рис. 4).

Рівняння граничного кола діаграми 3 отримаємо, помноживши рівняння (10) на величину a^2 :

$$x^2 + \left(\frac{a}{b}y\right)^2 = a^2. \quad (17)$$

Його радіус дорівнює більшій півосі еліпса:

$$R = a.$$

Примітка. Рівномірний розтяг еліпса відносно його більшої осі з коефіцієнтом розтягу $b = a/b$ є операцією, оберненою відносно операції утворення еліпса шляхом рівномірного стиснення кола з коефіцієнтом стиску $g = b/a$.

Запишемо, аналогічно з формулою (14), умову настання граничного стану у вигляді:

$$n \sqrt{\left(\frac{t_{-1}}{s_{-1}}\right)^2 s_a^2 + t_a^2} = t_{-1}, \quad (18)$$

де s_a, t_a – відповідно робочі амплітудні нормальне і дотичне напруження в небезпечній точці деталі при циклічному симетричному навантаженні;

n – коефіцієнт запасу.

Із (18) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{t_{-1}}{\sqrt{\left(\frac{t_{-1}}{s_{-1}}\right)^2 s_a^2 + t_a^2}} = \frac{t_{-1}}{\sqrt{\left(\frac{s_a}{s_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{t_a}{t_{-1}}\right)^2}} \Rightarrow \\
 n &= \frac{n_s n_t}{\sqrt{n_s^2 + n_t^2}}.
 \end{aligned}$$

Варто зауважити, що вигляд формули (13), її фізична суть і виведення не залежать від характеру навантаження за простих опорів, що є компонентами складного опору. Статичні навантаження, циклічні (симетричні або несиметричні) чи змішані. Оскільки частинний коефіцієнт запасу визначають за кожного простого опору незалежно від інших простих опорів. Основною є вимога подібності граничного і робочого напружених станів за складного опору.

Тому ефективно використання формули (13) в інженерній практиці при несиметричних циклах напружень [5] є закономірним. Можна додати: як і при статичних чи змішаних складних опорах.

Разом з тим, саме циклічний характер навантаження дає можливість експериментально встановити форму діаграми граничних дотичних напружень. Оскільки при такому навантаженні перевищення граничного напруження (межі витривалості) супроводжується руйнуванням зразка у вигляді його поділу на дві частини внаслідок росту тріщини втомі.

У разі пластичного матеріалу діаграма має форму еліпса. У відносних координатах s_a/s_{-1} і t_a/t_{-1} це дуга кола (крива 1 на рис. 3).

Встановлення цього факту дає можливість аналітично вивести формулу коефіцієнта запасу деталі з пластичного матеріалу.

В разі крихкого матеріалу діаграма відрізняється від еліпса: у відносних координатах вона не збігається з дугою кола (крива 2 на рис. 3).

Тому використання формули (13) для визначення коефіцієнта запасу деталі з крихкого матеріалу

неминуче призведе до похибки.

Як буде показано в окремій роботі, ця похибка (в сторону завищення дійсного коефіцієнта запасу) може бути суттєвою.

Висновки

1. Гранична лінія діаграми граничних дотичних напружень у разі пластичного матеріалу є еліпс.
2. Виведено формули граничного значення критерію найбільшого дотичного напруження і коефіцієнта запасу при використанні цього критерію за спрощеного плоского напруженого стану.
3. Виведені формули справедливі для матеріалу в пластичному стані незалежно від характеру навантаження за простих опорів, що є компонентами складного опору.
4. Виведена формула коефіцієнта запасу збігається з формулою, побудованою емпіричним шляхом для визначення коефіцієнта запасу при симетричному циклічному навантаженні.

Література

1. Павлов В.С. Вибір критерію міцності в машинобудуванні // Вісник Хмельницького національного університету. – технічні науки. – 2006. – № 6. – С. 172-176.
2. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів, підручник / За ред. Г.С.Писаренка. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
3. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному і змішаному складних опорах, що спричиняють лінійний напружений стан. Статичні компоненти складного опору – опори додатним лінійним деформаціям // Вісник Хмельницького національного університету. – технічні науки. – 2008. – № 6. – С.28-35.
4. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: Наука, 1993. – 872 с.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

Надійшла 23.12.2009 р.

УДК 687.053

П.Г. КАПУСТЕНСЬКИЙ, Е.А. МАНЗЮК
Хмельницький національний університет

РОЗРОБКА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ВИМІРЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА СТАТИЧНИХ НАТЯГІВ НИТКИ

Запропоновано технічне рішення визначення натягів нитки в статичних та динамічних режимах. Розроблена конструкція системи вимірювання, яка дозволяє розширити експлуатаційні можливості існуючих вимірювальних пристроїв не вносячи суттєвих змін у конструкцію існуючих пристроїв. Встановлено основні залежності та співвідношення для розрахунку і проектування запропонованого рішення та визначення динамічного натягу нитки. Математично обґрунтовано проектування передаючих елементів системи вимірювання, що дозволили в значній мірі підвищити точність вимірювальної системи.

Technical solution definition of thread tension in static and dynamic modes. The developed measurement system design that enables greater operational capabilities of existing measuring devices are not making significant changes in the structure of existing devices. The basic relationship of dependency and to calculate and design the proposed solution and determine the dynamic tension of the thread. Mathematically grounded design elements of the transmission measurement, which allowed greatly improve the accuracy of the measuring system.

Ключові слова: вимірювання натягу нитки, тестер натягу, система контролю натягу.

Постановка проблеми.

Експлуатація, ремонт та налагоджування роботи швейного, трикотажного та текстильного обладнання супроводжуються обов'язковою операцією регулювання натягу голкової, човникової нитки чи нитки петельника, що дозволяє забезпечити правильне переплетення ниток. Якість строчки в значній мірі залежить не тільки від натягу нитки але і від стабільності цієї величини, на яку впливає не тільки якість самої нитки, але і експлуатаційна надійність систем натягування та її переміщення. Так, в переважній більшості швейних машин, натяг голкової нитки здійснюється за допомогою тарільчатого регулятора, а натяг човникової нитки – за допомогою регулювання пластинчастої пружини шпульного ковпачка. Методика регулювання натягу цих ниток базується на досвіді та кваліфікації робітника, і здійснюється на декількох тестових сточуваннях клаптиків матеріалів, які в подальшому і будуть зшиватися. Кінцеве значення натягу ниток залишається невідомим, оскільки кількісна оцінка відсутня. Таку методику можна вважати дієвою та можливою тільки для застосування у випадку індивідуальної експлуатації швейної машини, однак, неефективною для промислового застосування та, особливо, для встановлення натягу ниток у багатоголкових машинах, де необхідно встановити однаковий натяг для усіх ниток. Існують залежності між натягами голкової та човникової ниток. Зміна експлуатаційних параметрів роботи одного з механізмів