

УДК 621.682.539

Матвій Б.Т., к.т.н., доцент

## ОСОБЛИВОСТІ НАВАНТАЖЕННЯ НАРІЗЕВОГО З'ЄДНАННЯ ПІДВИЩЕНОГО САМОГАЛЬМУВАННЯ

**Постановка проблеми.** Нарізеві з'єднання є найпоширенішими в машинобудуванні. У багатьох випадках вони є відповідальними елементами, що визначають міцність і надійність всієї конструкції. Тому, особливо для підйомно-транспортної техніки важливим є те, що для запобігання надійної їх роботи без самовідгвинчування найефективнішим є використання затягнутих з певною силою болтів зі спеціальною нарізкою. Відомо, що при систематичних або випадкових вібраціях коефіцієнт тертя в нарізі і на торці гайки зменшується, що негативно впливає на самогальмування і часто призводить до самовідгвинчування гайок з'єднань.

Тому виникає проблема з підвищення надійності нарізових з'єднань різноманітних технічних засобів. Одним із напрямків розв'язання такої проблеми може бути створення нових конструкцій з'єднань з підвищеним самогальмуванням [1-3]. На даний час ці нові конструкції у деякій мірі досліджено [4-6], що може бути певним підґрунтям для подальшої роботи.

**Мета** даної роботи. Основною метою тут є те, що потрібно розглянути питання, які пов'язані з залежністю розподілення навантаження за висотою витка нарізі від її основних геометричних параметрів.

**Виклад основного матеріалу.** Вважаємо, що під час попереднього затягування гайок з'єднань на бічній поверхні робочого витка спеціальної нарізі діють деякі навантаження  $R$ , які розподілені за висотою витків за невідомим законом, загальний вигляд якого показано на рис. 1.

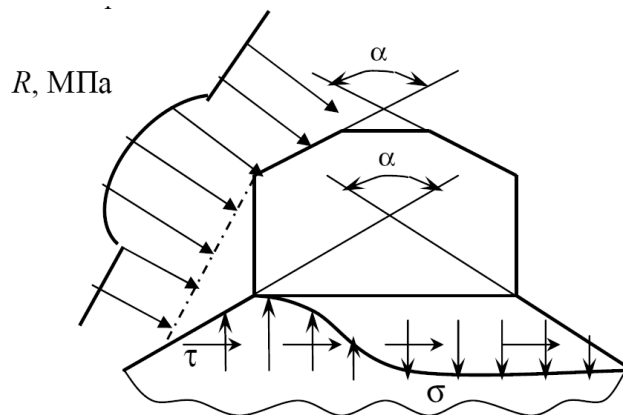


Рисунок 1 - Навантаження, що діють на бокову поверхню витка

Із рис.1 видно, що це навантаження в нарізі стержня болта викликають нормальні  $\sigma$  і дотичні  $\tau$  напруження. Нормальні напруження спричиняють загальне стискання бічної поверхні тіла болта і викликають “хвилястість” цієї поверхні внаслідок деякого повороту основи витків.

Крім цього робочі витки нарізі із підвищеним самогальмуванням після затягування з’єднання стискаються в радіальному напрямку, що приводить до перерозподілу силової взаємодії. Середнє напруження на одному витку визначається за відомою формулою [4] такого загального вигляду

$$\sigma_m = \frac{1}{P} \int_0^P \sigma dz. \quad (1)$$

Якщо припустити, що тиск вздовж робочої поверхні постійний і кожен виток деформується ізольовано від інших, а деформація болта і гайки в поперечному напрямку залежить від модуля пружності матеріалу, то деформація  $i$ -го витка з координатою  $z$  запишеться як

$$\delta_z = \frac{R_z P}{E_i} \lambda_i^*, \quad (2)$$

де  $R_z$  — тиск на боковій робочій поверхні витків;  $P$  — крок нарізі;  $E_i$  — модуль пружності матеріалу болта;  $\lambda_i^*$  — коефіцієнт, який залежить від геометричних параметрів нарізі. Якщо маємо стандартну циліндричну нарізь, то:

$$\begin{aligned} \text{для болта} \quad \lambda_1 &= w_1 + \frac{dh(1-\mu_1)}{2P^2} tg^2 \alpha / 2; \\ \text{для гайки} \quad \lambda_2 &= w_2 + \frac{dh}{2P^2} \left( \mu_2 + \frac{D_e^2 + d^2}{D_e^2 - d^2} \right) tg^2 \alpha / 2. \end{aligned} \quad (3)$$

Тут  $w_1, w_2$  — безрозмірні коефіцієнти, що враховують вплив деформацій згину і зсуву на податливість витків;  $d(z)$  — зовнішній діаметр, що змінюється в залежності від кількості витків  $z$ ;  $h(z)$  — висота витка нарізі залежно від  $z$ ;  $\mu_1, \mu_2$  — коефіцієнти Пуассона відповідно для болта та гайки;  $D_e$  — розмір гайки під ключ;  $\alpha$  — кут профілю витків нарізі.

Залежності (3) приймаються в якості базових формул для даного випадку. Однак, щоб їх використати для нарізевого з’єднання із підвищеним самогальмуванням необхідно знати нове значення величини коефіцієнтів  $\lambda_i^*$  ( $i=1,2$ ), що залежать (подібно до стандартної нарізі) від геометричних параметрів, конусності нарізаної частини стержня болта та нового кута профілю цієї нарізі.

Структура формул для визначення необхідних коефіцієнтів є подібною до (3), але замість  $\lambda_i$  і  $w_i$  треба ставити  $\lambda_i^*$  і  $w_i^*$  та  $\alpha'$ , тому що вони є іншими.

Крім того для запропонованої нарізі необхідно на початку підрахувати величини безрозмірних коефіцієнтів  $w_i^*$ , які можуть суттєво відрізнятися від величин подібних коефіцієнтів метричної нарізі. Визначення та порівняння величин цих коефіцієнтів з відомими є важливою задачею даної роботи.

Для попередніх обрахунків і суттєвого спрощення задачі, дійсний профіль витка нової нарізі, що наведено на рисунку пунктирними лініями, зведено до форми клина (рис.2.), що практично не міняє кінцевий результат.

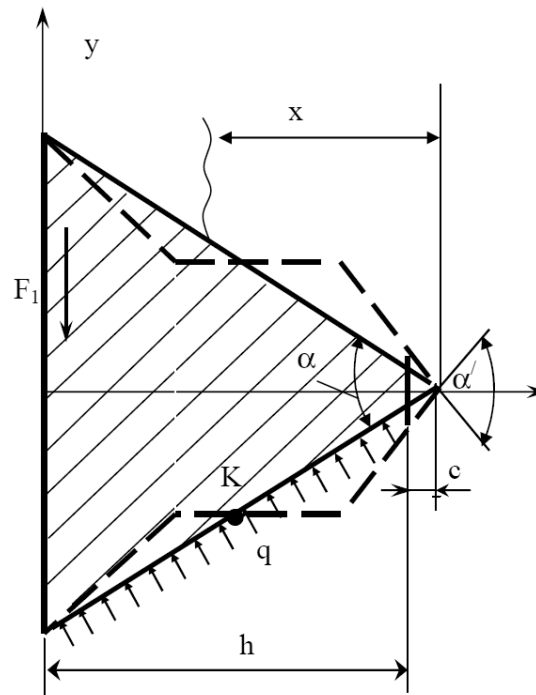


Рисунок 2 - Дійсний і зведений профілі нової нарізі

Тоді є можливість використати відомі залежності такого вигляду:

$$\begin{aligned}
 &\text{для витка болта} && w_1^* = \frac{\delta_1(z)E_1}{Pq} ; \\
 &\text{для витка гайки} && w_2^* = \frac{\delta_2(z)E_2}{Pq} ,
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

де  $\delta_1(z)$  і  $\delta_2(z)$  — величини деформації витків болта та гайки;  $q$  — питомий тиск на поверхні їхнього дотику.

У даному випадку необхідно враховувати деформації згину та зсуву в перерізах витків контактуючих деталей під час затягування гайки.

Використовуючи інтеграл Мора, запишемо наступні залежності, що характеризують вертикальне зміщення точки  $K$  (рис. 2) внаслідок деформації згину і зсуву контактуючих поверхонь:

$$\delta_u = \frac{1}{E} \int_{\frac{h}{2}+c}^{h+c} \frac{M(x)M_1}{I(x)} dx ; \quad (5)$$

$$\delta_c = \frac{k}{G} \int_{\frac{h}{2}+c}^{h+c} \frac{FF_1}{A} dx , \quad (6)$$

де  $M(x)$  — згинаючий момент, що діє на виток нарізі;  $M_1$  — момент від одиничної сили;  $I(x)$  — момент інерції перерізу витка;  $k$  — безрозмірний коефіцієнт, який залежить від розподілення дотичних

напружень в перерізах клина;  $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$  — модуль пружності зсуву;  $F$  — сила, що діє на виток;  $F_1$  — одинична сила;  $A$  — площа витка;  $h$  — робоча висота витка;  $c$  — різниця між теоретичною і робочою висотами.

У даному випадку із рис. 2 є очевидні співвідношення:

$$M(x) = \frac{1}{2} q \left[ (x-c)^2 - (x^2 - c^2) \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right]; \quad (7)$$

$$M_1 = x - \frac{h}{2} - c , \quad (8)$$

а момент інерції та площа перерізу:

$$I(x) = \frac{x^4 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}}{6} ; \quad (9)$$

$$A = x^2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} . \quad (10)$$

З врахуванням (7)-(10), рівняння (5) і (6) після інтегрування приймають вигляд:

$$\delta_u = \frac{1}{E} \int_{\frac{h}{2}+c}^{h+c} \frac{6q \left[ (x-c)^2 - (x^2 - c^2) \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right] (x - \frac{h}{2} - c)}{2x^4 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} dx. \quad ; \quad (11)$$

$$\delta_c = \frac{kq}{2G \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \left( \ln \frac{h+c}{\frac{h}{2}+c} + \frac{c}{h} - \frac{c}{\frac{h}{2}+c} \right). \quad (12)$$

Після інтегрування (11), отримаємо рівняння, що описує величину вертикального зміщення точки  $K$  у вигляді

$$\begin{aligned} \delta_u = \frac{3q}{E} & \left[ \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} \ln \frac{h+c}{\frac{h}{2}+c} + \frac{3c + \frac{h}{2} - (\frac{h}{2}+c) \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} \left( \frac{1}{h} - \frac{1}{\frac{h}{2}+c} \right) \right] - \\ & - \frac{3q}{E} \left[ \frac{c^2 (3 + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}) + hc}{2 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} \left( \frac{1}{h^2} - \frac{1}{(\frac{h}{2}+c)^2} \right) \right] + \\ & + \frac{3q}{E} \left[ \frac{(c^3 + c^2 \frac{h}{2}) (1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2})}{3 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} \left( \frac{1}{h^3} - \frac{1}{(\frac{h}{2}+c)^3} \right) \right]. \quad (13) \end{aligned}$$

Отримані вище рівняння дозволяють провести кількісний аналіз деформацій витків нарізі затягнутого нарізевого з'єднання з підвищеним самогальмуванням. Наприклад, для реального з'єднання, що має:  $\alpha = 120^\circ$ ;  $c = 0,04P$ ;  $h = 0,54P$ , шукані величини будуть:

$$\delta_u = -\frac{0,159qP}{E}; \quad \delta_c = \frac{0,42qP}{E}; \quad w^* = 0,2.$$

Тут знак « - » підтверджує те, що виток прогинається вниз.

Слід зауважити, що для метричної стандартної нарізі подібний параметр  $w \approx 1$  [7], з чого випливає, що загальна деформація при рівних умовах навантаження витків запропонованої нарізі є суттєво меншою. Це пояснюється рівномірнішим розподіленням осьової зовнішньої сили на її робочих витках та суттєво збільшеною їхньою шириною у основі такого з'єднання.

Тепер, використавши значення  $w$ ,  $\alpha$ ,  $P$ ,  $d$ ,  $h$  і  $\mu$ , можна провести кількісний аналіз з визначення та порівняння значень коефіцієнтів  $\lambda_i$  і  $\lambda_i^*$  для характерніших випадків.

Випадок 1

- метрична нарізь:  $P=1,5$  мм;  $d=10$  мм;  $D_e=17$  мм;  $\alpha=60^\circ$ ;  $h=0,541P$ ;  $\mu=0,3$ ;

- запропонована нарізь:  $P=1,5$  мм;  $d=10$  мм;  $D_e=17$  мм;  $\alpha=90^\circ$ ;  $h=0,501P$ ;  $\mu=0,3$ ; (результати наведено на рис. 3 а, б).

Випадок 2

Для метричної - при:  $P=2$  мм;  $d=16$  мм;  $D_e=24$  мм;  $\alpha=60^\circ$ ;  $h=0,541P$ ;  $\mu=0,3$ .

Для запропонованої нарізі при:  $P=2$  мм;  $d=16$  мм;  $D_e=24$  мм;  $\alpha=100^\circ$ ;  $h=0,501P$ ;  $\mu=0,3$ ; (див. рис. 4а, б).

Випадок 3

Для метричної - при:  $P=2,5$  мм;  $d=20$  мм;  $D_e=30$  мм;  $\alpha=60^\circ$ ;  $h=0,541P$ ;  $\mu=0,3$ .

Для запропонованої нарізі при:  $P=2$  мм;  $d=20$  мм;  $D_e=30$  мм;  $\alpha=120^\circ$ ;  $h=0,501P$ ;  $\mu=0,3$ ; (див. рис. 5 а, б).

Випадок 4

Для метричної - при:  $P=3$  мм;  $d=24$  мм;  $D_e=36$  мм;  $\alpha=60^\circ$ ;  $h=0,541P$ ;  $\mu=0,3$ .

Для запропонованої нарізі при:  $P=3$  мм;  $d=24$  мм;  $D_e=36$  мм;  $\alpha=130^\circ$ ;  $h=0,501P$ ;  $\mu=0,3$ ; (рис. 6 а, б).

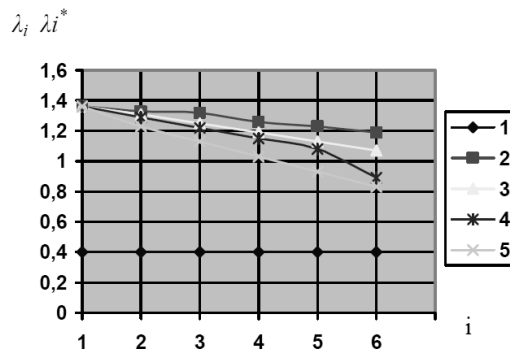


Рисунок 3.а. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів болта: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^\circ$ ; 3-для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^\circ$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^\circ$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^\circ$ ; i- порядковий номер витка.

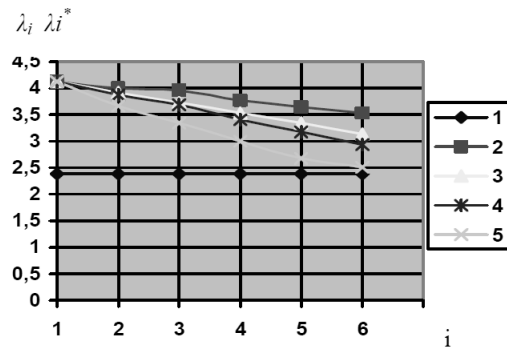


Рисунок 3.б. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів гайки: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^0$ ; 3- для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^0$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^0$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^0$ ;  $i$ - порядковий номер витка.

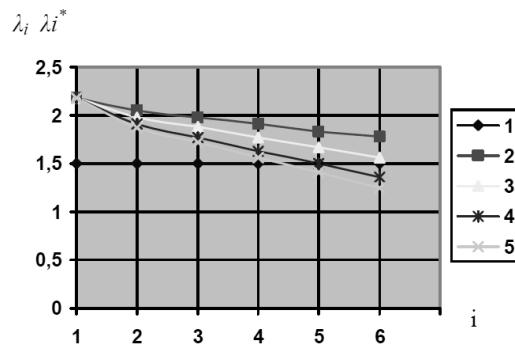


Рисунок 4.а. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів болта: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^0$ ; 3- для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^0$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^0$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^0$ ;  $i$ - порядковий номер витка.

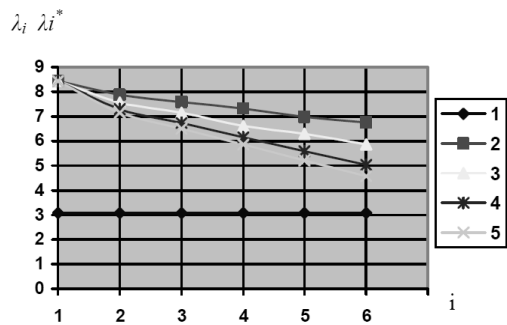


Рисунок 4.б. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів гайки: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^0$ ; 3- для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^0$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^0$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^0$ ;  $i$ - порядковий номер витка

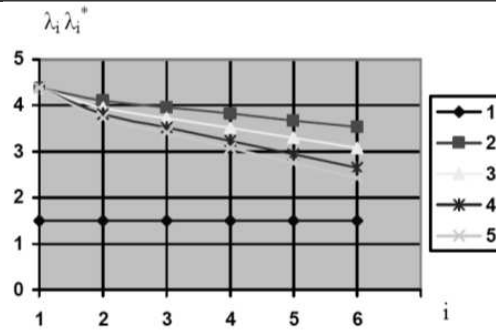


Рисунок 5.а. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів болта: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^\circ$ ; 3- для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^\circ$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^\circ$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^\circ$ ;  $i$ - порядковий номер витка

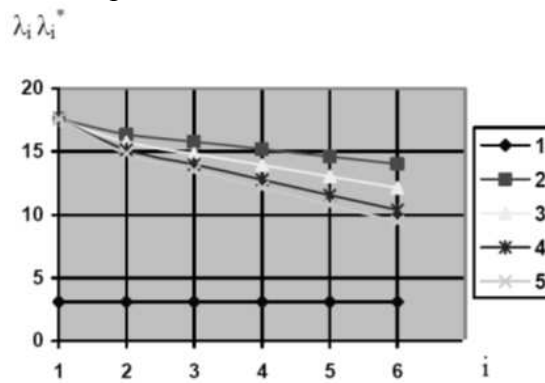


Рисунок 5.б. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів гайки: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^\circ$ ; 3- для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^\circ$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^\circ$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^\circ$ ;  $i$ - порядковий номер витка

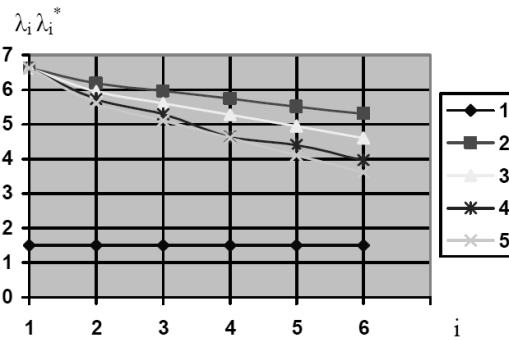


Рисунок 6.а. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів болта: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^\circ$ ; 3- для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^\circ$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^\circ$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^\circ$ ;  $i$ - порядковий номер витка.



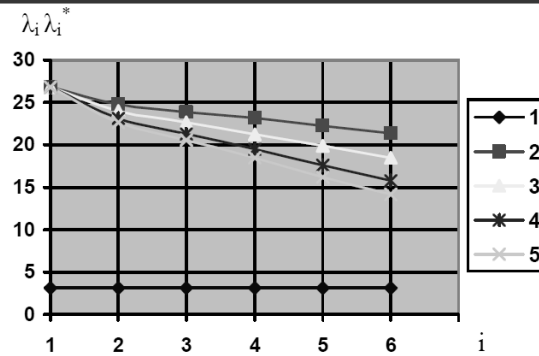


Рисунок 6.б. Значення коефіцієнта, який залежить від геометричних параметрів гайки: 1- для метричної нарізі; 2- для запропонованої нарізі при  $\varphi=2^0$ ; 3- для запропонованої нарізі при  $\varphi=3^0$ ; 4- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4^0$ ; 5- для запропонованої нарізі при  $\varphi=4,5^0$ ; i- порядковий номер витка

**Висновки.** 1. З порівняння одержаних результатів видно (рис. 3-б), що різних геометричних розмірів витки нарізі з'єднання з підвищеним самогальмуванням є рівно міцнішими, що можливо тільки при рівномірнішому розподіленню навантаження по витках нарізі гайки.

2. Результати кількісного аналізу підтверджують попередньо зроблене припущення щодо підвищеної міцності нарізі запропонованих з'єднань, які можуть бути ефективними для різноманітних транспортних засобів, що навантажуються знакозмінним силами.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Калинин С.Г., Малащенко В.А. А.С. № 482577 СССР, МКИ F16b 39/30. Резьбовое соединение / № 482577; Заявлено: 02.03.73. Опубл.30.08.75. Бюл. № 32.
2. Матвіїв Б. Т. Пат. 28591А МПК 6F16B 39/30 Різьбове з'єднання: Пат. 28591А МПК 6F16B 39/30 / (Україна); -№ 97073672; Заявл. 09.07.1997; Опубл. 16.10.2000. Бюл.№5-11. -3с
3. Малащенко В. А. Самостопорящееся резьбовое соединение. Сб. ЛПИ “Динамическая прочность машин и приборов”, № 210, 1987.- С. 35-38.
4. Малащенко В. О., Матвіїв Б. Т. Навантаження самогальмівного різьбового з'єднання. Вісник державного університету “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – Львів, 1997, №323. -С. 91-94.
5. Малащенко В.О., Матвіїв Б.Т. Деформація витків самогальмівної різьби //Машинознавство. -Львів.2001. №6. -С. 39-41.

6. Малащенко В. О., Матвіїв Б. Т. Розподілення навантаження за витками самогальмівної різі. Тези доповіді на 4-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. -Львів, 1999. -С. 39.

7. Биргер И.А., Йосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. -М.: Машиностроение , 1990. - 287с