

УДК 621.882:539

Малашенко В.О., д.т.н., Матвіїв Б.Т., к.т.н., Федик В.В., асп.

НАВАНТАЖЕННЯ НАРІЗІ ПІД ЧАС ЗАТЯГУВАННЯ ГАЙКИ

Постановка проблеми. Нарізеви з'єднання мають широко застосовуються у різноманітних механічних засобах, зокрема, у підйомно-транспортних машинах. Досить часто вони є визначальними в їхній надійності та довговічності. Тому існує проблема стосовно покращення надійності таких з'єднань, складовою частиною якої є розроблення нарізних з'єднань з підвищеним самогальмуванням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемою покращення процесу самогальмування нарізевих з'єднань займалися і займаються вчені та інженери різних країн [1, 3, 4 та інші]. На початку 70-х років запатентовано розроблене нарізеве з'єднання з підвищеним самогальмуванням, яке позитивно показало після впровадження у виробництві [2]. Це з'єднання з підвищеним самогальмуванням стало предметом досліджень, які проводяться на кафедрі деталей машин Національного університету "Львівська політехніка". Розглянуто загальний процес навантаження таких нарізних з'єднань з підвищеним самогальмуванням [5, 7, 9, 11], де розв'язано питання стосовно навантажень, деформацій тощо нарізі під час її експлуатації. Проведено низку експериментальних досліджень з визначення зусиль і напружень та моменту тертя в нарізі [6, 12-14].

За результатами проведених досліджень розроблено та запатентовано щільно-міцне нарізеве з'єднання з підвищеним самогальмуванням [15], яке досліджувалось стосовно його щільності, навантажувальної здатності, міцності тощо.

Мета даної роботи полягає у встановленні силової взаємодії між витками нарізі болта та гайки під час затягування з'єднання з підвищеним самогальмуванням.

Виклад основного матеріалу. Об'єктом досліджень є спеціальне нарізне з'єднання (рис. 1), що захищене авторським свідоцтвом СРСР № 482577 і впроваджене на виробництві м. Ленінабада. Воно складається із стержня 1 і гайки 2.

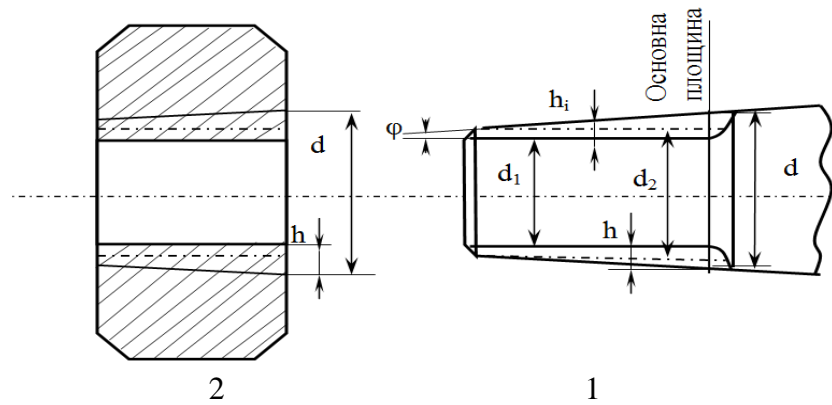


Рис. 1. Елементи нарізного з'єднання з підвищеним самогальмуванням

Основною площиною нарізі будемо називати таку, на якій її основні параметри подібні до стандартних.

Параметри такого з'єднання визначаються також у функції кроку P нарізі:

теоретична висота нарізі – $0,588P$; робоча висота нарізі – $0,501P$; робоча висота i -го витка – $0,501P(1-i \operatorname{tg}\phi)$; кут профілю нарізі – 120° ; форма перерізу витка нарізі – трикутник, прямокутник, трапеція; притуплення вершин нарізі болта – $0,040P$; притуплення вершин нарізі гайки – $0,047P$.

Особливістю запропонованого з'єднання є також те, що на конічному стержні з кутом конусності $2\phi = 4^\circ 40'$ виготовляють нарізь (рис.2) зі сталим по всій довжині внутрішнім і середнім діаметрами. Зовнішній її діаметр є змінний, при чому він збільшується з наближенням до основної площини. Крок цієї нарізі подібний до відповідної метричної нарізі, що має наближені розміри на основній площині.

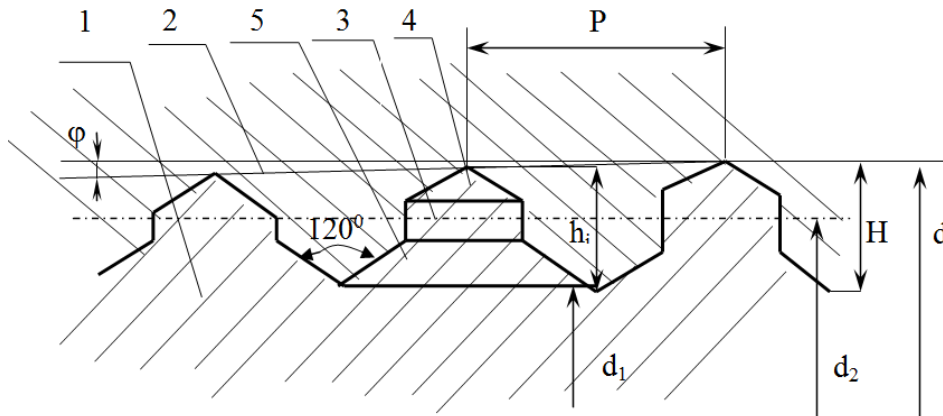


Рис. 2. Осьовий переріз нарізі міцного нарізного з'єднання із підвищеним самогальмуванням

Профіль запропонованої нарізі складається з рівнобедреної трапеції 5, практично прямокутника 3 і трикутника 4 (рис.2). Таке виконання профілю нарізі дозволяє збільшити його кут до 120° , що сприяє істотному збільшенню моменту тертя в нарізі та її міцності.

Збільшення моменту тертя в такій нарізі отримано завдяки її нарізанню на конічному відрізку стержня болта з зазначеним вище кутом конусності та суттєвого збільшення кута профілю її витків. Завдяки цьому після відповідного затягування гайки отримуємо потрібний момент тертя в з'єднанні, тобто проходить заклинювання нарізі гайки між відповідними витками стержня болта в радіальному і осьовому напрямках. Завдяки цьому в місцях контакту витків гайки з витками нарізі стержня болта виникають суттєво більші сили тертя, які надійно утримують гайку від самовідгвинчування. Тому, ці пристрої називаються нарізними з'єднаннями із підвищеним самогальмуванням.

Запропоноване нарізне з'єднання до прикладання зовнішнього навантаження вимагає попереднього його затягування з певним моментом на ключі та не вимагає додаткових засобів для стопоріння гайки.

Під час затягування подібно до звичайної нарізі тут стержень болта і тіло гайки підлягають осьовій деформації та крученню. Тому, для отримання більш реальної картини з навантажень витків нарізі необхідно оцінити вплив кручення болта і гайки на розподілення тиску за її витками. Розв'язання задачі можливе тільки з відома деяких спрощень. Як і для стандартної нарізі вважається, що при загвинчуванні гайки має місце ідеальний контакт витків нарізі болта та гайки по всій робочій їхній поверхні.

Для розгляду силової взаємодії між гайкою та болтом подається рис. 3, де знаками + відмічена дія моментів, а стрілками напрямок дії осьового навантаження та приймається такі позначення: F — зовнішня осьова сила; M_p — момент тертя в нарізі; M_T — момент тертя на опорному торці гайки; T — обертальний момент на ключі; $q(z)$ і $m(z)$ — інтенсивності розподілення осьових сил і крутних моментів на бокових поверхнях витків нарізі стержня болта і гайки; H — висота гайки.

Розглядаємо силову взаємодію між витками нарізі болта та гайки. Під час затягування з'єднання стержень болта розтягується і скручується навантаженнями, що розподілені по боковій поверхні контактуючих частин нарізі загвинчуваних елементів. Крім цього для даного випадку частина болта, розміщена в середині гайки ще стискається в радіальному напрямку внаслідок конусності нарізаної ділянки болта.

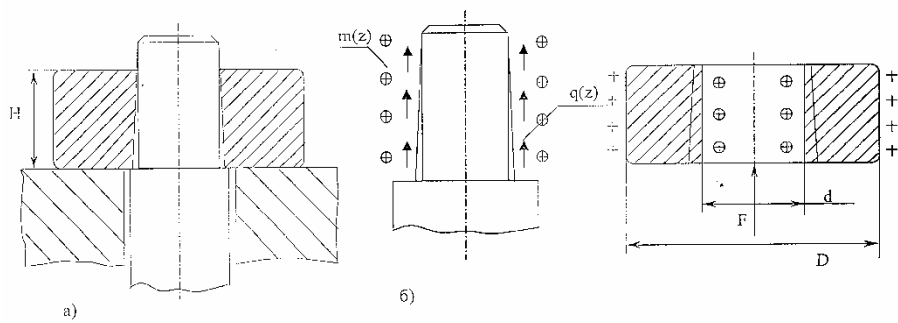


Рис. 3. Силова взаємодія між болтом і гайкою: а) принципова схема затягнутого з'єднання б) схема силовій взаємодії на елементах з'єднання

$$F = \int_0^H q(z) dz; \quad M_p = \int_0^H m(z) dz,$$

Крім того момент тертя в нарізі з підвищеним самогальмуванням подібно також до стандартної можна записати так

$$M_p = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho'),$$

де d_2 і ψ — середній діаметр і кут підйому гвинтової нарізки; ρ' — зведений кут тертя в

Подібно до стандартних нарізних з'єднань, величини силових параметрів у даному випадку в будь-якому перерізі можна описати формулами у загальному вигляді:

$$F = \int_0^H q(z) dz; \quad M_p = \int_0^H m(z) dz, \quad (1)$$

але прив'язуючись до параметрів нового з'єднання, дійсні їх значення необхідно уточнювати. Слід зауважити, що зведений кут тертя ρ' тут залежить не тільки від коефіцієнта тертя та кута профілю, як для стандартної нарізки, а і від кута конусності нарізної частини стержня болта. В цьому полягає основна його відмінність.

Тому, для більш точного визначення величини моменту тертя в нарізі необхідно розглянути частину болта або гайки в рівновазі, тобто скласти математичну модель силовій взаємодії між витками нарізи болта та гайки. Використовуючи основні положення теорії гвинтової пари, запишемо рівняння, що зв'язує обертальний момент на ключі та

момент опору під час загвинчування гайки. Для даного випадку це рівняння має наступний вигляд

$$M_K = \int_0^H m(z)dz + \frac{F}{3} f_1 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}, \quad (2)$$

де f_1 — коефіцієнт тертя на опорному торці гайки; d — зовнішній діаметр нарізи болта на основній його площині; D — розмір гайки під ключ.

Визначення закону навантаження витків нарізи, яке встановлено в [10], зручно здійснити з допомогою рівняння спільної деформації матеріалу болта та гайки.

Розв'язок поставленої задачі можливий на основі припущення, що нормальні напруження від осової сили в поперечних перерізах стержня болта і тіла гайки розподіляються рівномірно. Тоді осові деформації відповідно витків болта та гайки:

$$\Delta_1 = \frac{1}{E_1 A_1} \int_0^z F(z)dz; \quad \Delta_2 = \frac{1}{E_2 A_2} \int_0^z F(z)dz. \quad (3)$$

Крім цього відомо [1], що закручення стержня болта довжиною z на кут β_1 еквівалентно розтягу цієї ділянки болта на таку величину

$$\Delta_{M1} = \frac{d_2}{2} \beta_1 \operatorname{tg} \psi. \quad (4)$$

Якщо припустити, що залежність дотичних напружень від радіуса у будь-якому поперечному перерізі стержня болта є лінійною, то кут закручення можна описати наступними рівняннями

$$\beta_1 = \frac{1}{G_1 I_1} \int_0^z M(z)dz, \quad (5)$$

де I_1 — полярний момент інерції поперечного перерізу стержня болта;

$$M(z) = \int_0^z M_K dz \text{ — крутний момент в перерізі } z.$$

Тоді з урахуванням (5), рівняння (4) прийме вигляд

$$\Delta_{M1} = \frac{d_2 \operatorname{tg} \psi}{G_1 I_1} \int_0^z M(z)dz.$$

Закручування тіла гайки довжиною z на кут β_2 подібно до стержня болта еквівалентно розтягу цієї ділянки на величину

$$\Delta_{M2} = \frac{d_2}{2} \beta_2 \operatorname{tg} \psi. \quad (6)$$

Результуюча величина кута закручування дорівнює

$$\beta_2 = \beta' - \beta'' = \int_0^z \frac{M_k Z dz}{HG_2 I_2} - \int_0^z \frac{M_k dz}{G_2 I_2} = \frac{1}{G_2 I_2} \left[\frac{M_k}{2H} Z^2 - \int_0^z M_k dz \right]. \quad (7)$$

Із врахуванням (7), рівняння (6) приймає вигляд

$$\Delta_{M2} = \frac{d_2 \operatorname{tg} \psi}{2G_2 I_2} \left[\frac{M_k}{2H} Z^2 - \int_0^z M_k dz \right].$$

Рівняння спільної деформації в даному випадку описується так

$$(\Delta_1 + \Delta_{M1}) + (\Delta_2 - \Delta_{M2}) = [(\delta_1(z) + \delta_2(z)) - (\delta_1(0) + \delta_2(0))]. \quad (8)$$

Величину деформації витків дістанемо із такої залежності

$$\delta_{1,2}(z) = \lambda^* \frac{R(z)P}{E_{1,2}}.$$

Підставивши в формулу (8) значення Δ_1 , Δ_2 , Δ_{M1} , Δ_{M2} , $\sigma_1(z)$, $\sigma_2(z)$, $\sigma_1(0)$, $\sigma_2(0)$, отримаємо

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E_1 A_1} \int_0^z F(z) dz + \frac{d_2 \operatorname{tg} \psi}{G_1 I_1} \int_0^z M(\kappa) dz + \frac{1}{E_2 A_2} \int_0^z F(z) dz - \\ & - \frac{d_2 \operatorname{tg} \psi}{2G_2 I_2} \left[\frac{M_k}{2H} Z^2 - \int_0^z M(\kappa) dz \right] = [p(z) - p(0)] \left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right) P. \end{aligned} \quad (9)$$

Величини $p(z)$ і $m(z)$ зв'язані з інтенсивністю розподілення осьових сил $q(z)$ наступними залежностями:

$$p(z) = \frac{P}{f_0(1 - \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \beta)} q(z); \quad m(z) = \frac{d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{2} q(z). \quad (10)$$

Підставивши $p(z)$ із формули (10) в рівняння (9), після перетворень отримаємо

$$\beta' \int_0^z F(z) dz + \beta'' \int_0^z M(\kappa) dz - \frac{d_2 \operatorname{tg} \psi M_k}{4G_2 I_2 H} Z^2 = \gamma [q(z) - q(0)], \quad (11)$$

де

$$\beta' = \frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_2 A_2};$$

$$\beta'' = \left(\frac{1}{G_1 I_1} + \frac{1}{G_2 I_2} \right) \frac{d_2 \operatorname{tg} \Psi}{2};$$

$$\gamma = \frac{P^2}{f_0 (1 - \operatorname{tg} \Psi \operatorname{tg} \rho)} \left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right).$$

Диференціюємо рівняння (11) по z і отримуємо

$$\beta' F(z) + \beta'' M(z) - \theta z = \gamma q'(z), \quad (12)$$

де

$$\theta = \frac{d_2 \operatorname{tg} \Psi F \left[\frac{d_2 \operatorname{tg}(\Psi + \rho)}{2} + \frac{1}{3} f_1 \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \right]}{2 G_2 I_2 H}.$$

Повторне диференціювання рівняння (11) дає вираз

$$\beta' F(z) + \beta'' M(z) - \theta = \gamma q''(z),$$

або враховуючи для $q(z)$ і $m(z)$ формули, що наведені вище, можна спрощено записати

$$q''(z) - m^2 q(z) = -\frac{\theta}{\gamma}, \quad (13)$$

де

$$m = \sqrt{\frac{\beta' + \beta'' \beta'''}{\gamma}}; \quad \beta''' = \frac{d_2 \operatorname{tg}(\Psi + \rho)}{2}.$$

Загальний розв'язок рівняння (2.40) має наступний вигляд

$$q(z) = C_1 \operatorname{sh} m_z + C_2 \operatorname{ch} m_z + \frac{\theta}{\gamma m^2}. \quad (14)$$

Постійних C_1 і C_2 визначаються за граничними умовами:

$$\text{при } z=0 \quad F(0)=0; \quad M(0)=0; \quad q'(0)=0;$$

$$\text{при } z=H \quad F(H)=F; \quad M(H)=M_p = \beta''' F; \quad q'(H) = m^2 F - \alpha H / \gamma.$$

Диференціюємо рівняння (14) і записуємо

$$q'(z) = m (C_1 \operatorname{ch} m_z + C_2 \operatorname{sh} m_z). \quad (15)$$

Підставивши граничні умови, що наведені вище, в вираз (15), дістанемо значення сталих C_1 і C_2 :

$$C_1 = 0; \quad C_2 = \frac{Fm}{shmH} - \frac{\theta H}{\gamma mshmH}.$$

Ураховуючи значення постійних інтегрування, остаточно знайдемо вираз для питомого тиску на витках нарізі під час затягування гайки нарізвого з'єднання з підвищеним самогальмуванням у вигляді

$$q(z) = \frac{Fm}{shmH} csmz - Fn \left[\frac{mH}{shmH} chmz - 1 \right], \quad (16)$$

де

$$n = \frac{\theta}{F\gamma m^2};$$

$$m = \sqrt{\frac{\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_2 A_2} + \left(\frac{1}{G_1 I_1} + \frac{1}{G_2 I_2} \right) \frac{d_2^2 \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{2}}{\frac{P^2}{f_0 - f_0 \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \rho} \left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right)}}.$$

Слід наголосити, що перший член правої частини формули (16) по зовнішньому вигляду збігається з відомим виразом [1] для стандартного нарізного з'єднання. Різниця є у значенні коефіцієнта m , який в даному випадку враховує вплив моменту тертя в нарізі на розподілення тиску по витках, а також у значенні коефіцієнтами λ_1 і λ_2 , що залежить від геометрії з'єднання з підвищеним самогальмуванням.

Висновки: 1. Для визначення уточненого значення навантаження нарізі під час її затягування необхідно здійснювати врахування деформації кручення, розглядаючи вираз спільної деформації з доповненням величин Δ_{M1} , і Δ_{M2} , що представляють собою деякі приведені осьові деформації стержня болта і тіла гайки, еквівалентні деформації кручення відповідних деталей.

2. Характер впливу кручення (підсилює або зменшує нерівномірність тиску на витки) залежить від схеми діючих навантажень у нарізних з'єднаннях. Степінь цього впливу визначається параметрами нарізі, конструктивною формою і властивостями матеріалу деталей з'єднання.

3. Вплив кручення в напружених нарізних з'єднаннях типу болт - гайка має істотне значення для відношень діаметру та кроку нарізі $d/P \leq 8$ у випадках грубої обробки поверхні контактуючих елементів. Отримані результати досліджень є підґрунтям для подальших

розв'язків важливих задач для підвищення надійності вантажопідійомних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Йосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. - М.: Машиностроение, 1990. - 287с.
2. Калинин С.Г., В.А Малащенко. А.С. № 482577 СССР, МКИ F16b 39/30. Резьбовое соединение / -№ 482577; Заявлено 02.03.73; Оpubл.30.08.75. Бюл. № 32.
3. Калинин С.Г., Червоный Б.И. Определение параметров резьбовых соединений с помощью графика / Детали машин: Респ. межвед. научно-техн. сб. — 1977. - К., Вып 24 - С. 97-99
4. Ковган С.Т. Экспериментальное исследование усилий и напряжений в резьбовых соединениях // Вестник машиностроения - 1985. № 6 - С. 27-28.
5. 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.
6. Малащенко В.О., Матвіїв Б.Т. Експериментальне визначення моменту тертя в самогальмівному різьбовому з'єднанні. // "Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів". Зб. Праць Асоціації "Автобус".- Львів, 2000. -№ 3. –С. 84-85.
7. Малащенко В.О., Матвіїв Б.Т. Підвищення техніко-експлуатаційних показників самогальмівного різьбового з'єднання // Вісн. Східноукр. державного ун-ту. – Луганськ, 2000. -№6 (28).- С. 219-222.
8. Малащенко В.О., Матвіїв Б.Т. Про методику виготовлення самогальмівного нарізаного з'єднання // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. –2000. -№33. –С. 19-21.
9. Малащенко В.О., Матвіїв Б.Т. Деформація витків самогальмівної різьби //Машинознавство, Львів.–2001. -№6. -С. 39-41.
10. Малащенко В. О., Матвіїв Б. Т. Розподілення навантаження за витками самогальмівної різі. Тези доповіді на 4-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові, -Львів. -1999. -С. 39.
11. Малащенко В. О. Навантаження витків самогальмівного різьбового з'єднання. Зб. "Прикладні проблеми динаміки, міцності та

конструювання машин і приладів”. Деп. ДНТБ України, 1995, - №2094, 11с.

12. Малащенко В. А. Самостопорящеся резьбовое соединение. Сб. ЛПИ “Динамическая прочность машин и приборов”, № 210, 1987, С. 35-38.

13. Малащенко В. А. Самостопорящеся резьбовое соединение “Машиностроитель”, М., 1992, № 12, 1с.

14. Матвійв Б.Т. Силова взаємодія між витками різі болта та гайки самогальмівного різьового з’єднання. Вісник Державного університету “Львівська політехніка”: “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – Львів, 1998. -№354. -С. 32-34.

15. Матвійв Б. Т. Пат. 28591А МПК 6F16В 39/30 Різьбове з’єднання: Пат. 28591А МПК 6F16В 39/30 / (Україна); -№ 97073672; Заявл. 09.07.1997; Опубл. 16.10.2000. Бюл.№5-11, -3с.