

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАРІЗНИХ З'ЄДНАНЬ ПІДВИЩЕНОЇ МІЦНОСТІ

© Матвійв Б. Т., 2016

Розглянуто конструкційні особливості нарізного з'єднання підвищеного самогальмування з визначенням основних його геометричних параметрів. Запропоновано аналітичні вирази для визначення осьових моментів окремих частин поперечного перерізу нарізу, його загального значення та проведено порівняння зі стандартом. Встановлено, що осьовий момент поперечного перерізу запатентованого нарізу, істотно більший від стандартного, що підтверджує його ефективність.

Ключові слова: нарізне з'єднання, підвищене самогальмування, осьовий момент поперечного перерізу.

The article considers structural features of high self-braking threaded connection to determine its basic geometrical parameters. Analytical expressions for axial moments of individual parts of the cross-section of thread and their total value in comparison with the standard has been given. It was established that the axial cross-sectional moment of patented thread is significantly larger than one of the standard, which confirms its effectiveness.

Key words: threaded connection, high self-braking, cross-sectional moment.

Постановка завдання. Сучасні вимоги до машинобудування ставлять нові завдання з підвищення надійності машин і механізмів, особливо кріпильних елементів, які часто є визначальними для усього механічного засобу. Проведений порівняльний аналіз існуючої літератури з результатів теоретичних і експериментальних досліджень нарізних з'єднань і самого нарізу різноманітних частин машин та механізмів дав змогу встановити основні недоліки традиційних роз'ємних конструкцій їхніх кінематичних ланцюгів. Стан міцності стандартного нарізу не завжди відповідає сучасним вимогам технічного розвитку. Це викликає необхідність створення раціональніших конструкцій нарізних з'єднань та впровадження їх у виробництво.

Аналіз відомих літературних джерел. Нарізні з'єднання різних технічних засобів розглядає багато науковців та інженерів. Наприклад, методи дослідження статичної міцності відомих стандартних з'єднань розглянуто у багатьох наукових працях [1, 2]. Тут достатньо згадати, що проведені у них дослідження на розтяг нарізних з'єднань до руйнування показали, що у стандартному з'єднанні слабшими елементами є безпосередньо стрижень болта у місці збігу нарізу, а інколи сама нарізь. Визначено також руйнівні навантаження зрізу для нарізу болта та гайки з наведенням відповідних аналітичних виразів. Сьогодні існує кілька державних стандартів України стосовно нарізних з'єднань, наприклад, [3–7]. Відомі й інші наукові роботи з досліджень цих з'єднань і нарізу, але вони здебільшого розглядають стандартні вироби, які часто не можуть повністю задовольнити вимоги прогресивної техніки. Тому розроблено нарізне з'єднання з підвищеним самогальмуванням з проведенням описання його конструкції та окремих досліджень [8–11].

Мета роботи – продовження досліджень нарізних з'єднань з метою аналітичного визначення осьового моменту інерції перерізу запатентованого нарізу та порівняння його зі стандартною величиною.

Виклад основного матеріалу. Об'єктом дослідження вибране нарізне з'єднання, основні елементи якого показані на рис. 1, що захищене авторським свідоцтвом № 482577 і впроваджене на виробництві м. Ленінабада. Воно складається із стрижня і гайки.

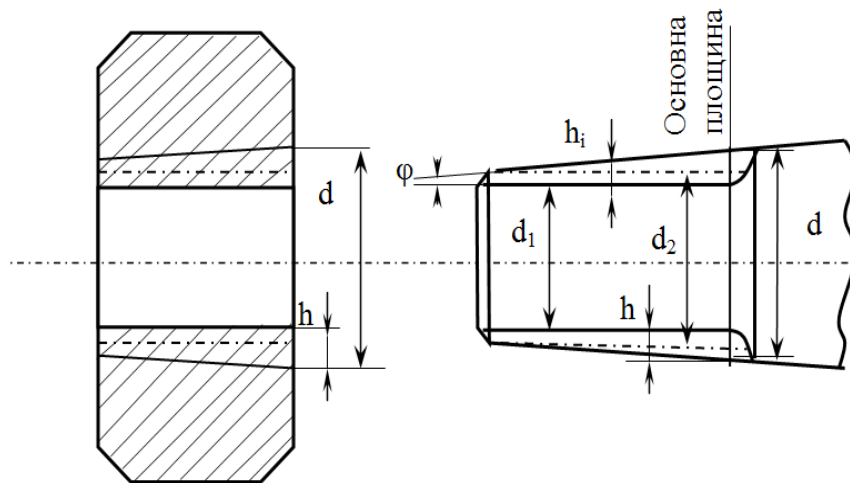


Рис. 1. Елементи нарізного з'єднання

Стрижень має основну площину нарізу таку, на якій її основні параметри подібні до стандартних. Це дає змогу порівнювати показники міцності цього з'єднання з подібними показниками стандартного. Параметри профілю такого нарізу показані на рис. 2.

На конічному стрижні 1 з кутом конусності $2\varphi = 4^\circ 40'$ виготовляють нарізи зі сталим по усій довжині внутрішнім і середнім діаметрами. Зовнішній її діаметр є змінний, причому він збільшується з наближенням до основної площини. Крок цього нарізу подібний до відповідного метричного нарізу, що має наближені розміри на основній площині. Тому основні геометричні розміри нарізу болта та гайки цього з'єднання визначаються також у функції стандартного її кроку. В основу створення такого з'єднання покладено крок P і внутрішній діаметр стандартного метричного нарізу із зовнішнім діаметром $d \geq 20$ мм.

Решта основних геометричних параметрів з'єднань зі стандартного метричного та запропонованого нарізу можна вибрати із таблиці. Причому залежності, що наведені в останній графі таблиці, є новими і отримані графоаналітичним методом.

Профіль запропонованого нарізу складається з рівнобедреної трапеції 5, фактично прямокутника 3 і трикутника 4 (рис. 2). Таке виконання профілю нарізу дає змогу збільшити його кут до 120° , що, своєю чергою, приводить до істотного збільшення моменту тертя в нарізу та його міцності.

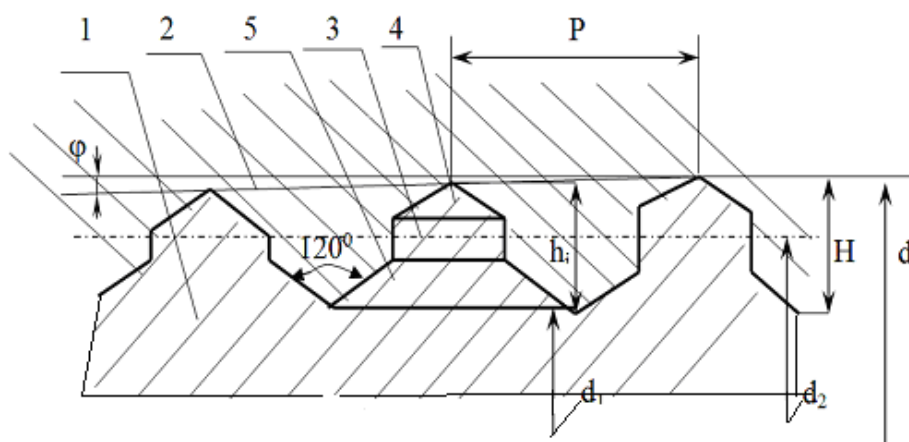


Рис. 2. Параметри профілю міцного нарізного з'єднання

Порівняльні характеристики нарізових з'єднань

№ з/п	Назва параметра	*Стандартний метричний наріз	**Наріз нового нарізового з'єднання
1	Теоретична висота нарізу	0,866P	0,588P
2	Робоча висота нарізу	0,541P	0,501P
3	Робоча висота <i>i</i> -го витка	0,541P	0,501P(1-i tgφ)
4	Кут профілю нарізу	60°	120°
5	Форма перерізу витка нарізу	трикутник	трикутник, прямокутник, трапеція
6	Притуплення вершин нарізу болта	0,108P	0,040P
7	Притуплення вершин нарізу гайки	0,216P	0,047P

*Параметри, що відповідають ГОСТ 9150-81, ДСТУ 724:2005.

**Параметри, які визначені графоаналітичним методом.

Для оцінки міцності нового нарізового з'єднання потрібно визначити осьовий момент інерції його поперечного перерізу. Переріз витка показано на рис. 3.

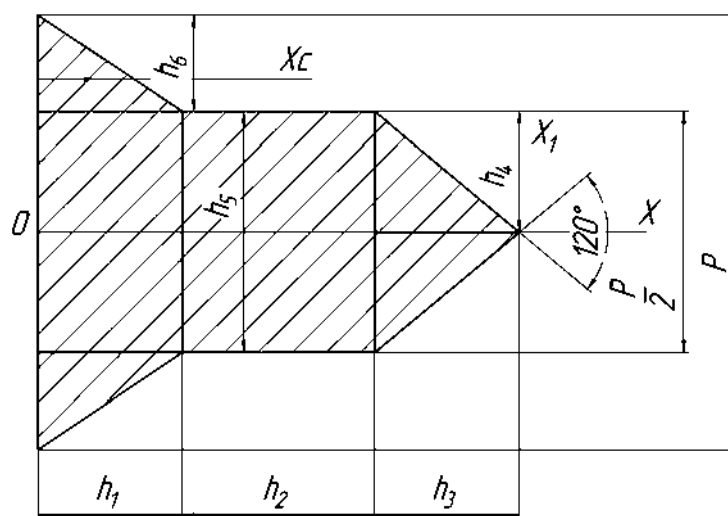


Рис. 3. Переріз витка для визначення осьового моменту інерції

Попередньо розподілений переріз нарізу на три характерні частини. Тоді осьовий момент інерції перерізу матиме такий вигляд:

$$I_x = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3}, \quad (1)$$

де I_{x1} – осьовий момент інерції трикутника; I_{x2} – осьовий момент інерції прямокутника; I_{x3} – осьовий момент інерції рівнобедреної трапеції.

Перші дві величини рівняння (1) дорівнюють:

$$I_{x1} = 2A_1 \cdot \frac{h_4^2}{6} = 4h_4 \cdot h_3 \cdot \frac{h_4^2}{6}; \quad (2)$$

$$I_{x2} = A_2 \cdot \frac{h_5^2}{12} = h_5 \cdot h_2 \cdot \frac{h_5^2}{12}. \quad (3)$$

Осьовий момент інерції трапеції знаходимо за умовою паралельних осей:

$$I_{x3} = A_3 \cdot \frac{h_5^2}{12} + I_{x4}; \quad (4)$$

$$I_{x4} = 2I_{x5} + A_4 \left(\frac{1}{3} \cdot h_6 \right)^2. \quad (5)$$

З формули (4):

$$I_{x3} = h_5 \cdot h_1 \cdot \frac{h_5^2}{12} + 2 \cdot \frac{4 \cdot h_6 \cdot h_1 \cdot h_6^2}{6} + h_6 \cdot h_1 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot h_6\right)^2. \quad (6)$$

У формулах (2)–(5), відповідно, A_1, A_2, A_3, A_4 – це площі трикутника, прямокутника і трапеції.

Підставимо у формулу (1) формули (2)–(6) і отримаємо такий вираз:

$$I_x = 4h_4 \cdot h_3 \cdot \frac{h_4^2}{6} + h_5 \cdot h_2 \cdot \frac{h_5^2}{12} + h_5 \cdot h_1 \cdot \frac{h_5^2}{12} + 2 \cdot \frac{4 \cdot h_6 \cdot h_1 \cdot h_6^2}{6} + h_6 \cdot h_1 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot h_6\right)^2. \quad (7)$$

Вихідну висоту витка на основній площині як для стандартного нарізу приймаємо такою, що дорівнює $0,588P$. Висота кожного наступного витка у напрямку до кінця стрижня болта підраховується, тому що вона змінюється у функції кута ϕ , який дорівнює $2^\circ 20'$. Після побудови профілю нарізу визначаємо розміри $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$ безпосереднім вимірюванням і зводимо усі геометричні параметри до аналітичних виразів у функції кроку. Нагадаємо, що висоту витка на основній площині прирівнюємо до подібного параметра стандартного нарізу. Висоту наступного витка подаємо як суму висот трикутника, що становить $P/4\text{tg}30^\circ = 0,1385P$ висоти трапеції – $P/4\text{tg}30^\circ = 0,1385P$ та висоти середньої, майже прямокутної ділянки. Щоб знайти висоту цього прямокутника і виконати графічне викреслювання з точним дотриманням розмірів усіх його частин та вимірювання дійсної висоти середньої його частини. На основній площині маємо $h_n = H - (h_t + h_{tr}) = 0,588P - (0,1385P + 0,1385P) = 0,31P$, де h_n, h_t і h_{tr} – висоти, відповідно, прямокутної, трикутної та трапецеїдальної частин витка. Висоту i -го витка можна записати у вигляді $h_i = 0,588P (1 - i\text{tg}\phi)$.

Після підстановки геометричних параметрів і порівняння їх зі стандартним метричним нарізом осьові моменти інерції перерізів у функції кроку нарізу становитимуть:

$I_{xc} = 0,03P^4$ – для стандартного метричного нарізу;

$I_x = 0,07P^4$ – для нових нарізних з'єднань, істотно більших від I_{xc} .

Висновки: 1. Доведено, що осьовий момент інерції перерізу запатентованого нарізного з'єднання у два рази більший від подібного параметра стандартного метричного нарізу, що істотно збільшує її міцність.

2. Досліджений наріз може бути корисний для різних виробництв загального машинобудування, а отримані аналітичні залежності є підґрунтям для подальших досліджень.

1. Биргер И. А., Йосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
2. Биргер И. А., Йосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 287 с.
3. ДСТУ 2412-94. Вироби кріпильні. Термінологія та номенклатура.
4. ДСТУ ISO 724: 2005. Нарізи метричні ISO загального призначення. Основні розміри.
5. ДСТУ ISO 68-1: 2005. Нарізи загального призначення. Основний профіль. – Ч. 1, Ч. 2.
6. ДСТУ ISO 898-2:2004. Механічні властивості кріпильних виробів. Нарізь з великим кроком (ISO 898-2:1992, IDT).
7. ДСТУ ISO 888:2005. Болти, гвинти і шпильки. Номінальні довжини та довжини нарізів болтів загального призначення. (ISO 888:1976, IDT).
8. Малащенко В. А. Самостопорящееся резьбовое соединение // Динамическая прочность машин и приборов. – 1987. – № 210. – С. 35–38.
9. Малащенко В. А. Самостопорящееся резьбовое соединение. – М.: Машиностроитель, 1992. – № 12. – С. 1.
10. Матвій 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. – 1998. – № 354. – С. 32–34.
11. Матвій Б. Т. Геометричні та силові параметри різьбових з'єднань із підвищеним самогальмуванням: дис. ... канд. техн. наук. – Львів, 2002. – 133 с.