

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Грищенко Володимир Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри динаміки та міцності машин, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: 707 68 79

**Grischenko Volodimir Mikolayovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent of the Dynamical and strength Department, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: 707 68 79

**Бойков Роман Владиславович** – магістр, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: 707 68 79

**Boikov Roman Vladislavovich** – magistr, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: 707 68 79

УДК 531

**Д.В. ДАНИЛОВ, А.Г. АНДРЕЄВ, О.В. ЩЕПКІН**

### НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПРОФІЛЬНИХ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ ПРИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

У роботі проводиться порівняльний аналіз різних варіантів профільних з'єднань з натягом для визначення впливу форми валу і втулки на розподіл основних параметрів, які характеризують напружено-деформований стан: сумарних переміщень, еквівалентного напруження за критерієм Мізеса і контактного тиску під дією натягу, відцентрових навантажень при обертанні й температури. Виконані дослідження дозволяють зіставити напружено-деформований стан різних варіантів профільних з'єднань і визначити вплив параметрів з'єднання на його міцність, намітити раціональні шляхи зміцнення.

**Ключові слова:** профільне з'єднання, натяг, математичне моделювання, ANSYS.

**Вступ.** З'єднання з натягом поширені в будівництві та машинобудуванні у вигляді розбраних або рідко розбраних з'єднань, які часто заміщують болтові й заклепувальні, частково шпони і шліцьові з'єднання. Опір взаємному зміщенню деталей в таких з'єднаннях створюється і підтримується силами пружної деформації стиснення (у охоплюваній деталі) і розтягування (у зовнішній деталі), пропорційними величині натягу в з'єднанні.

Найбільш просте з'єднання з натягом – у вигляді циліндрової втулки і валу – детально вивчено. Відомо, що міцність такого з'єднання з діаметром  $d$  залежить перш за все від величини відносного натягу  $\delta/d$  і визначається контактним тиском, який також залежить від матеріалу й тонкостінності деталей, що сполучаються. Максимальні напруження стиснення валу і розтягування втулки спостерігається на внутрішніх поверхнях деталей, що сполучаються. Для збільшення міцності валу доцільно збільшувати товщину його стінок і зменшувати товщину стінок втулки, коли міцність втулки не викликає побоювання. Для збільшення міцності втулки доцільно збільшувати товщину її стінки і зменшувати товщину валу, коли міцність валу достатня. Зниження контактного тиску зі зменшенням товщини стінок деталей, що сполучаються, можна компенсувати збільшенням площі посадочної поверхні, тобто діаметру  $d$  і осьового розміру  $l$ .

Метою даного дослідження є порівняльний аналіз НДС найбільш поширених в інженерній практиці варіантів профільних з'єднань з натягом, які перебувають під дією відцентрових навантажень при обертанні та температури.

**Постановка задачі.** У даній роботі проводиться дослідження 10 варіантів профільних з'єднань з натягом для визначення впливу форм валу і втулки на розподіл основних параметрів, які характеризують НДС:

- сумарних переміщень,
- еквівалентного напруження за критерієм Мізеса,
- контактного тиску під дією натягу,
- відцентрових навантажень при обертанні,
- температури.

За цими параметрами можна зробити висновки про надійність з'єднання деталей. Варіанти профільних з'єднань зображені на рис. 1, геометричні розміри приведені в табл. 1, характеристики матеріалу деталей Сталь 40Х – в табл. 2.

При дослідженні обертання деталей, з'єднаних між собою з натягом, критичною швидкістю вважаються така, що призводить до зникнення контактного тиску в з'єднанні або спричиняє пластичні деформації в зоні контакту. Обидва стани є небезпечними з погляду надійності з'єднання деталей, що робить вивчення цієї проблеми актуальним.

При дослідженні впливу температури на міцність профільних з'єднань з натягом за критичне значення зміни температури вважаються таке, яке призводить до зникнення контактного тиску між з'єднаними деталями, виготовленими з матеріалів з різними коефіцієнтами теплового розширення (у даному дослідженні розглядаються два матеріали – Сталь 40Х і Мідь М1Ф). Передбачається, що величина зміни температури – це різниця між температурою деталей, за якою відбулося зменшення до нуля контактного тиску, і початковою температурою. При початковій температурі величина натягу складає 0,12 мм для всіх варіантів

Таблиця 1 – Геометричні розміри профільних з'єднань з натягом

Назва геометричного параметра	Значення, мм
Радіус великого круглого отвору $r_0$	62
Зовнішній радіус круглої втулки $r_d$	110
Периметр зони контакту $S$	390
Зовнішній периметр втулки $S_1$	691
Велика піввісь великого еліпса (втулки) $a$	122
Мала піввісь великого еліпса (втулки) $b$	97
Відстань від центру великого еліпса (втулки) до фокусу $c$	74
Велика піввісь малого еліпса (валу) $\tilde{a}$	69
Мала піввісь малого еліпса (валу) $\tilde{b}$	55
Відстань від центру малого еліпса (валу) до фокусу $\tilde{c}$	42
Величина ексцентриситету $e$	20
Відстань від центру до вершин допоміжного трикутника $a_2$	48
Великий радіус криволінійного трикутника $R$	102
Малий радіус криволінійного трикутника $r_1$	18
Малий радіус криволінійного квадрата (валу) $r_2$	14
Довжина прямої сторони криволінійного квадрата (валу) $a_1$	75
Довжина сторони шестикутника $m_1$	65
Великий радіус криволінійного квадрата (втулки) $r'_0$	30
Величина прогину криволінійного квадрата (втулки) $f$	5
Довжина зігнутої сторони криволінійного квадрата (втулки) $n$	63

конструкцій. Зникнення контактної тиску під впливом температури є небезпечний для цілісності з'єднання, що визначає актуальність цієї проблеми.

Таблиця 2 – Характеристики матеріалу

Назва фізичного параметра	Значення
Модуль пружності $E$ , МПа	$0,21 \cdot 10^6$
Коефіцієнт Пуассона $\nu$	0,3
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7800
Коефіцієнт теплового розширення $\alpha$ , град. <sup>-1</sup>	$11,7 \cdot 10^{-6}$
Межа текучості $\sigma_T$ , МПа	785
Межа міцності $\sigma_B$ , МПа	980
Коефіцієнт тертя $\mu$	0,15

Для порівняльного аналізу профільних з'єднань прийняті такі умови: у всіх видах з'єднань передбачалася рівність зовнішніх периметрів втулок  $S_1$ , рівність периметрів посадочних поверхонь  $S$ , рівність величин натягу  $\delta = 0,12$  мм.

Профільні з'єднання характеризуються досить рівномірним розподілом напруження вздовж подовжньої осі з'єднання, що дозволяє розглядати НДС такого з'єднання як плоский напружений стан.

В ході роботи з метою мінімізації часу проведення одного розрахунку по можливості розглядалася найменша представницька частина симетричної конструкції із застосуванням граничних умов симетричного закріплення.

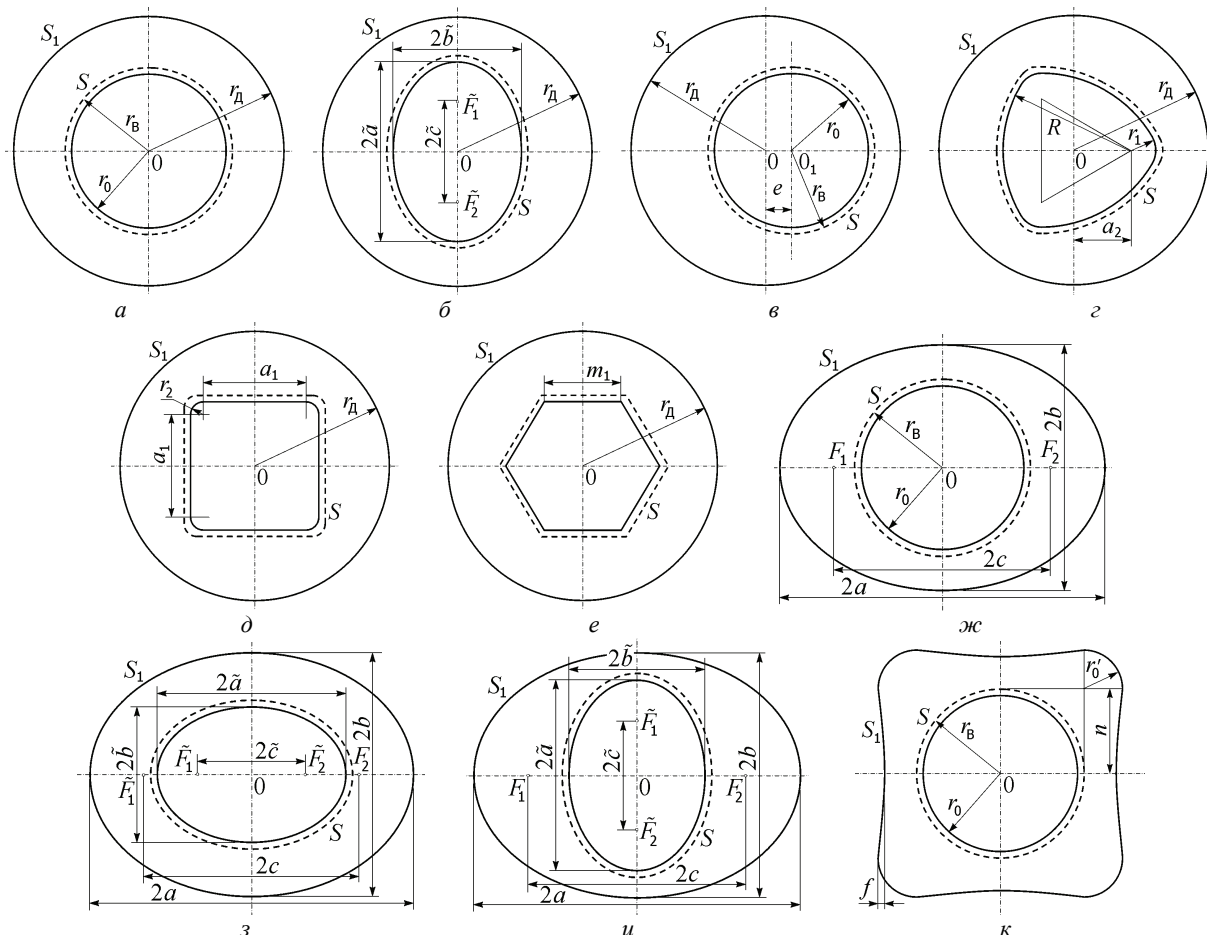


Рисунок 1 – Досліджувані варіанти профільних з'єднань

**Теоретичні основи МСЕ** для розрахунку НДС профільних з'єднань з натягом, реалізованих в ПК ANSYS. Поставлена задача моделювалася за допомогою МСЕ в ПК ANSYS. Для розв'язання проблеми використовувався стандартний скінченний елемент програмного пакету – плоский восьмикутний прямокутний елемент, PLANE 82, який має два ступеня свободи в кожному вузлі. Такий елемент має велику точність в порівнянні з лінійним і квадратичним трикутним елементами.

Реалізація контактної поверхні деформування (для двовимірної постановки задачі) вимагає створення на цій поверхні контактних елементів CONTA 172 і цільових елементів TARGE 169, відповідних першим. Розв'язання задачі МСЕ призводить до системи лінійних рівнянь алгебри:

$$[K]\{U\} = \{F\},$$

де  $[K]$  – матриця жорсткості тіла, яка складається з матриць жорсткості скінченних елементів,  $\{U\}$  – вектор-стовпець вузлових переміщень,  $\{F\}$  – вектор приведеного зовнішнього навантаження.

**Отримані результати і їх аналіз.** Унаслідок дослідження були отримані основні характеристики НДС десяти варіантів з'єднань, які перебувають під дією контактних навантажень.

Для перевірки правильності проведених за допомогою ПК розрахунків були зіставлені значення характеристик НДС третього варіанту з аналогічними даними, отриманими Тарабасовим Н. Д. [1] в результаті аналітичного розрахунку методами теорії пружності. Розбіжність значень еквівалентного напруження під дією контактних навантажень при цьому склала 1,395 %.

Таблиця 3 – Розшифровка нумерації малюнків, результати розрахунків (дія натягу)

Варіант	Номери рисунків схеми з'єднання	Номери малюнків еквівалентного напруження	Максимальне значення сумарних переміщень, мм	Максимальне значення еквівалентного напруження, МПа	Максимальне значення контактного тиску, МПа
1	1, а	2, а	0,0420·10 <sup>-3</sup>	164	63,7
2	1, б	2, б	0,0472·10 <sup>-3</sup>	231	76,7
3	1, в	2, в	0,0438·10 <sup>-3</sup>	199	60,5
4	1, г	2, г	0,0475·10 <sup>-3</sup>	338	127
5	1, д	2, д	0,0505·10 <sup>-3</sup>	473	128
6	1, е	2, е	0,0423·10 <sup>-3</sup>	520	108
7	1, ж	2, ж	0,0453·10 <sup>-3</sup>	167	67,1
8	1, з	2, з	0,0501·10 <sup>-3</sup>	214	80,6
9	1, и	2, и	0,0491·10 <sup>-3</sup>	264	75,2
10	1, к	2, к	0,0480·10 <sup>-3</sup>	187	64,4

У табл. 3 представлені результати розрахунків профільних з'єднань під дією натягу, в ній також приводиться розшифровка нумерації рисунків з результатами і рисунків, які зображують схему профільного з'єднання. З метою наочного зіставлення представлені

максимальні значення сумарних переміщень, еквівалентні напруження і контактний тиск для кожного варіанту. Еквівалентні напруження отримані за критерієм Мізеса.

Значення критичних швидкостей обертання, максимальні значення сумарних переміщень і еквівалентні напруження для всіх варіантів з'єднань, що знаходяться під дією відцентрових навантажень, дані в табл. 4. Розподіл еквівалентного напруження, що виникає при обертанні цих профільних з'єднань на критичних швидкостях, представлений на рис. 3.

Таблиця 4 – Розшифровка нумерації малюнків, результати розрахунків (дія відцентрових навантажень)

Варіант	Номери рисунків схеми з'єднання	Номери рисунків еквівалентного напруження	Значення критичної швидкості обертання, рад/с	Максимальне значення сумарних переміщень, мм	Максимальне значення еквівалентної напружки, МПа
1	1, а	3, а	1613	0,0640·10 <sup>-3</sup>	217
2	1, б	3, б	2336	0,241·10 <sup>-3</sup>	785
3	1, в	3, в	584	0,626·10 <sup>-3</sup>	885
4	1, г	3, г	2075	0,136·10 <sup>-3</sup>	791
5	1, д	3, д	1870	0,105·10 <sup>-3</sup>	706
6	1, е	3, е	1827	0,0867·10 <sup>-3</sup>	789
7	1, ж	3, ж	2342	0,254·10 <sup>-3</sup>	783
8	1, з	3, з	1994	0,132·10 <sup>-3</sup>	403
9	1, и	3, и	1999	0,222·10 <sup>-3</sup>	786
10	1, к	3, к	1610	0,0649·10 <sup>-3</sup>	254

Критичні значення зміни температури деталей десяти варіантів з'єднань, що перебувають під дією рівномірного нагріву, дані у вигляді табл. 5, у перших двох стовпцях якої вказані номери варіантів з'єднань і їх схеми, в третьому – критичні зміни температури деталей, в четвертому – максимальні значення сумарних переміщень. Матеріал валу – сталь, втулки – мідь. При критичних значеннях температур контактний тиск між деталями відсутній, рівень напруження в з'єднанні близький до нуля.

Таблиця 5 – Результати розрахунків при дії температурних навантажень

Варіант	Номери рисунків схеми з'єднання	Критичне значення зміни температури деталей $\Delta t$ , град.	Максимальне значення сумарних переміщень, мм
1	1, а	201,6	0,366·10 <sup>-3</sup>
2	1, б	226,8	0,412·10 <sup>-3</sup>
3	1, в	201,6	0,433·10 <sup>-3</sup>
4	1, г	235,9	0,413·10 <sup>-3</sup>
5	1, д	244,3	0,444·10 <sup>-3</sup>
6	1, е	222,0	0,403·10 <sup>-3</sup>
7	1, ж	201,2	0,406·10 <sup>-3</sup>
8	1, з	227,0	0,459·10 <sup>-3</sup>
9	1, и	227,0	0,459·10 <sup>-3</sup>
10	1, к	202,1	0,397·10 <sup>-3</sup>

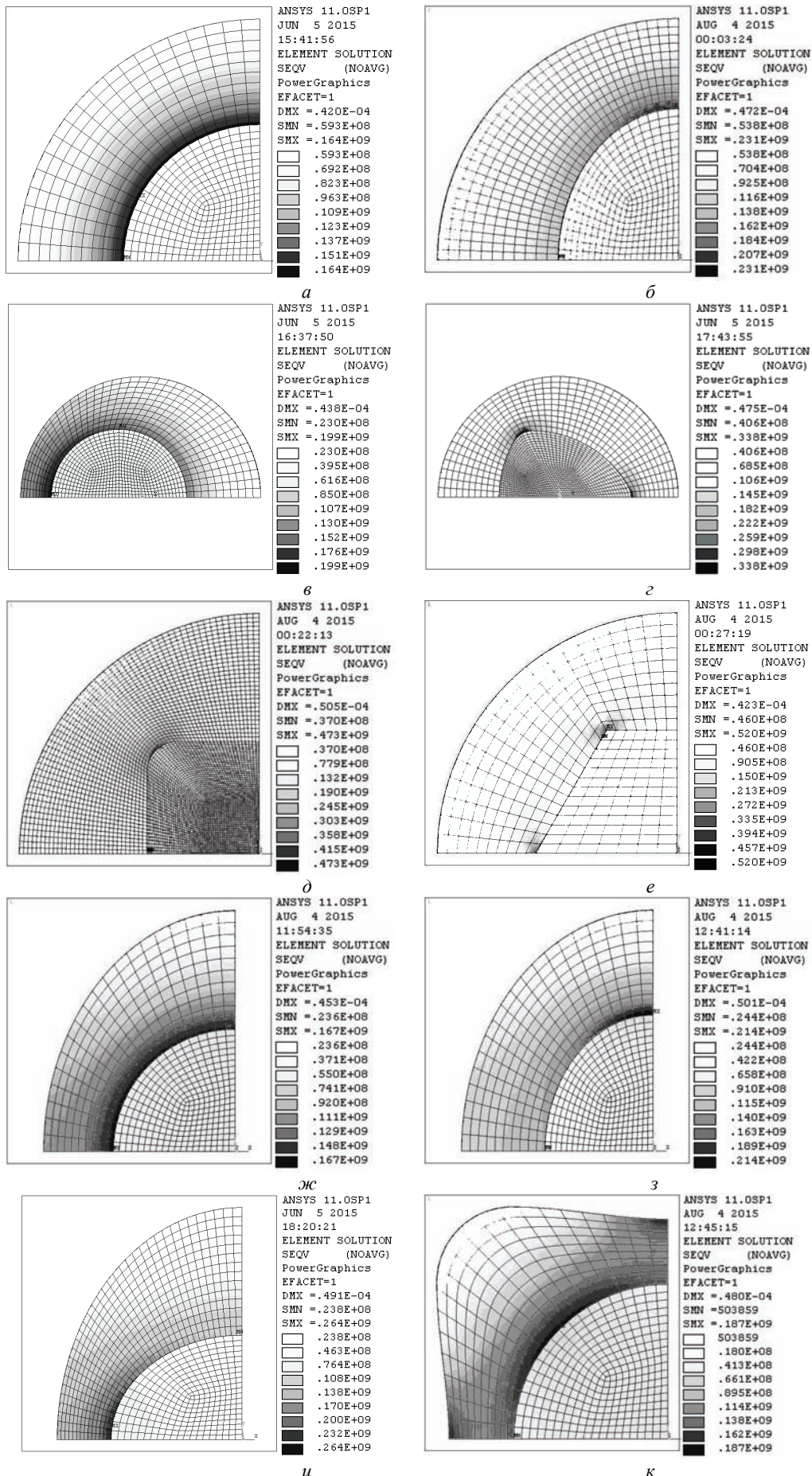


Рисунок 2 – Еквівалентні напруження в профільних з'єднаннях від натягу

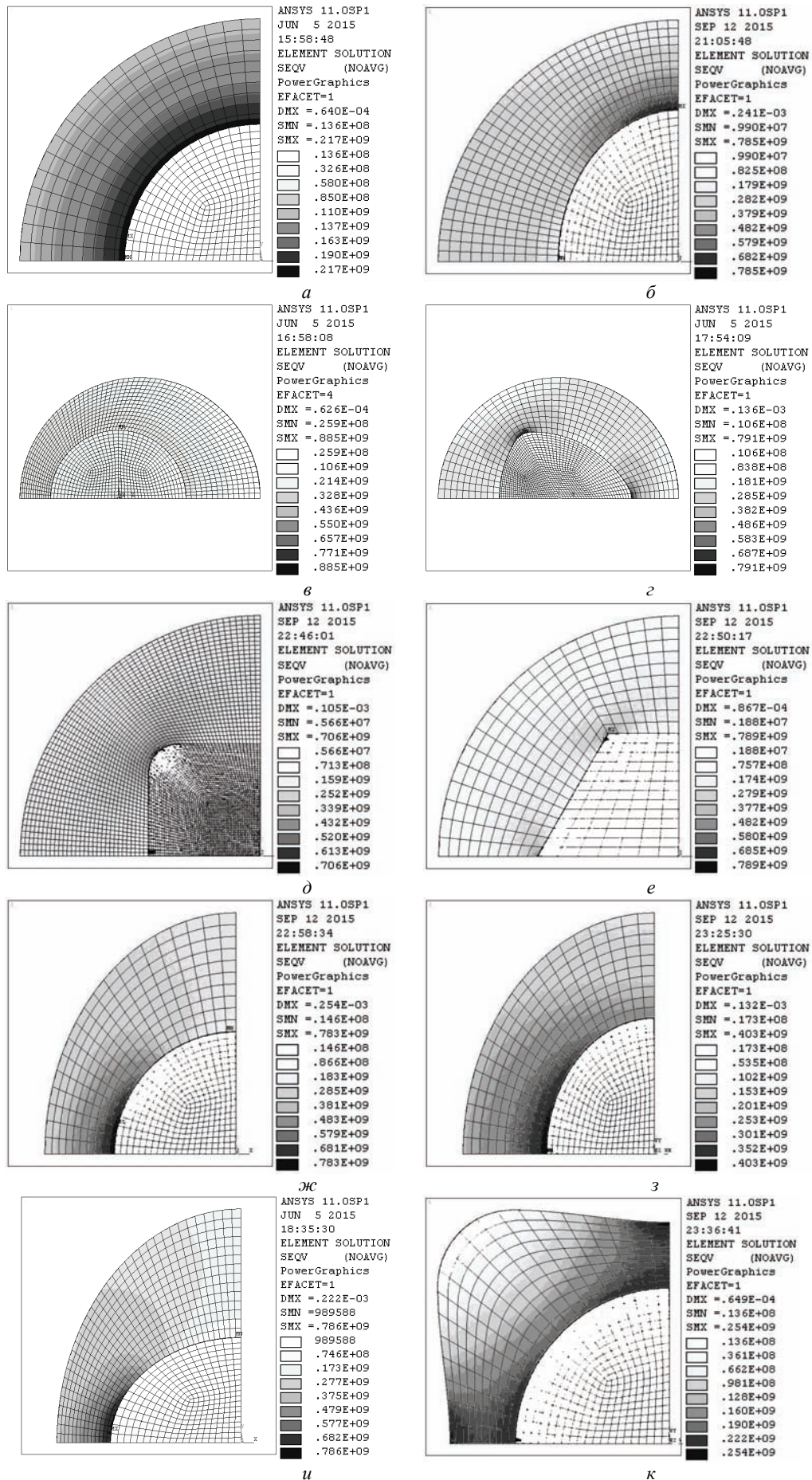


Рисунок 3 – Еквівалентні напруження в профільних з'єднаннях під дією відцентрових навантажень

**Висновки.** В результаті дослідження були отримані характеристики НДС десяти варіантів профільних з'єднань (сумарні переміщення, еквівалентні напруження, контактний тиск) під дією натягу, відцентрових навантажень при обертанні і температурі.

Під дією контактної тиску від натягу у варіантах з'єднань 4 (вал – криволінійний трикутник, кругла втулка), 5 (вал – квадрат із закругленими кінцями, кругла втулка) рівень максимального контактної тиску є вищим, ніж в інших (127 МПа і 128 МПа відповідно), що робить з'єднання валу з втулкою в цих випадках ймовірно найбільш надійним. Мінімальний контактний тиск є у варіанті 3 (вал і втулка круглі з ексцентриситетом).

При дослідженні впливу відцентрових навантажень при обертанні на міцність з'єднання виявилось, що найменша критична швидкість (584 рад./с) є у варіанта 3 (вал і втулка круглі з ексцентриситетом). Решта всіх з'єднань має суттєво вищі швидкості (1613-2342 рад./с), причому максимальну критичну швидкість 2342 рад./с має варіант 7 (круглий вал, еліптична втулка), відповідно це з'єднання є найбільш надійним з погляду впливу відцентрових навантажень при обертанні.

При дослідженні впливу температури визначено, що у варіанті 5 (вал – квадрат із закругленими кінцями, кругла втулка) критична зміна температури (244,3 °С) вища, ніж в решті варіантів, що робить цей вид з'єднання найбільш надійним з погляду впливу температурних навантажень.

Виконані дослідження дозволяють зіставити напружено-деформований стан різних варіантів профільних з'єднань з натягом і прослідити вплив параметрів з'єднання на його міцність, намітити раціональні шляхи зміцнення.

**Список літератури:** 1. Тарабасов Н. Д. Расчет напряженных посадок в машиностроении / Н.Д.Тарабасов. – М.: Mashgiz, 1961. – 264 с. 2. Берникер Е. И. Посадка с натягом в машиностроении / Е.И.Берникер. – М.: Машиностроение, 1968. – 168 с. 3. Орлов П. И. Основы конструирования / П.И.Орлов. – М.: Машиностроение, 1968. – 568 с. 4. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Р.М.Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1966. – 460 с. 5. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в 3 тт. Т. 2 / Под ред. И.А.Биргера, Я. Г.Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 464 с. 6. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием центробежных нагрузок при вращении / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2011. – № 63. – С. 22-35. 7. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием температур / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2012. – № 55. – С. 38-54. 8. Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя / К.А.Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Tarabasov N. D. Raschet napyazhennyh posadok v mashinostroenii. N.D.Tarabasov. Moscow: Mashgiz, 1961. 264 Print. 2. Berniker E. I. Posadka s natyagom v mashinostroenii. E.I.Berniker. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 168 Print. 3. Orlov P. I. Osnovy konstruirovaniya. P.I.Orlov. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 568 Print. 4. Birger I. A. Raschet na prochnost' detalej mashin. I.A.Birger, B.F.Shorr, R.M.Shnejderovich. Moscow: Mashinostroenie, 1966. 460 Print. 5. Prochnost', ustojchivost', kolebaniya: spravochnik in 3 vol. Vol. 2. Pod red. I.A.Birgera, Ya. G.Panovko. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 464 Print. 6. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nyh soedinenij s natyagom pod dejstviem centrobezhnyj nagruzok pri vraschenii. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". Seriya "Dynamika ta micnist' mashyn". 2011. No 63. 22-35 Print. 7. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nyh soedinenij s natyagom pod dejstviem temperatur. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". Seriya "Dynamika ta micnist' mashyn". 2012. No 55. 38-54 Print. 8. Basov K. A. ANSYS: spravochnik pol'zovatelya. K.A.Basov. Moscow: DMK Press, 2005. 640 Print.

Поступила (received) 16.12.2015

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Данилов Деніс Володимирович** – науковий співробітник кафедри «Динаміка і міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: 7d7e7n7i7s@gmail.com

**Danilov Denis Vladimirovich** – Research Officer, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057) 707-68-79; e-mail: 7d7e7n7i7s@gmail.com

**Андрєєв Арнольд Георгійович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Динаміка і міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

**Andreev Arnold' Georgievich** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

**Щепкін Олександр Віталійович** – науковий співробітник кафедри «Динаміка і міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: Sah4199@ukr.net

**Schepkin Aleksandr Vitaljevich** – Research Officer, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057) 707-68-79; e-mail: Sah4199@ukr.net