

УДК 624.042.68

DOI: <https://doi.org/10.20535/0203-3771422021268884>

О. М. Бондаренко¹, к.т.н., доцент, Д. В. Гоголева², магістрант,
І. В. Лиманський³, к.т.н.

ОЦІНКА ВПЛИВУ ДЕПЛАНАЦІЇ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТОНКОЛИСТОВИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ІЗ НАДРІЗАМИ

Ua Проведено дослідження впливу депланації поперечного перерізу тонколистових пластинок на їх НДС використовуючи різні методики: МКЕ-моделювання статичного навантаження тонколистових зразків (пластинок) із різними концентраторами напруг, що імітують конструкційні вирізи та/або експлуатаційні дефекти елементів конструкції, наявні фюзеляжу транспортних літаків, аналітичний розрахунок та проведенням натурного експерименту. На основі отриманих результатів та їх порівняння зроблено висновки про особливості використання кожної із моделей під час дослідження явища депланації на навантаження тонкостінних елементів.

En Currently, the use of light steel thin-walled structures from roll-formed sections in industrial and civil construction is increasing. Studies of the strength properties of these structures will lead to the development of the entire industry, including the aviation industry, which includes the development, manufacture and installation of structures using thin-walled bent profiles.

The study tested of the influence of deplanation of the cross-section of thin-sheet plates on their use by various methods: FEM-modeling of static thin-sheet samples (plates) with various stress concentrators, imitating structural notches and / or operational defects of structural elements, structural or stimulating stress-strain. fuselage of transport aircraft, analytical calculation and carrying out a full-scale experiment. On the basis of the results obtained and their comparison, conclusions are drawn about the peculiarities of using each of them in the study of the phenomenon of warping on the load of thin-walled elements.

Вступ

Із початку ХХІ століття використання легких сталевих тонкостінних конструкцій із гнутих профілів (ЛСТК) у промисловому і цивільному будівництві стрімко зростає [1]. Схожий інтерес обумовлюється такими властивостями ЛСТК, як швидкокомтованість, мала вага, відсутність «мокрих» процесів, висока точністю вироблених виробів, широкий спектр застосування. Використання подібних конструкцій послужило поштовхом для розвитку цілої галузі будівельної індустрії, що включає розробку,

¹ -КПІ ім. Ігоря Сікорського

² -КПІ ім. Ігоря Сікорського

³ ДП «Антонов»

виготовлення і монтаж конструкцій із застосуванням тонкостінних гнутих профілів.

Потрібне більш детальне дослідження впливу депланації поперечного перерізу тонколистових пластинок на їх напружено-деформований стан (НДС), пропонованих зводом правил рішень, заснованих на досвіді реального проектування конструкцій, виконаних з тонкостінних елементів. Одним із варіантів цього дослідження є розрахунок методами чисельного моделювання за допомогою спеціального програмного забезпечення. Але методи розрахунку, що використовуються у цьому програмному забезпеченні, можуть не відповідати умовам реального експерименту, бо рішення не враховує особливості фіксації та геометрії граней випробувальних зразків. Тому необхідним завданням є визначення оптимальних методів розрахунку навантажених тонкостінних елементів.

Постановка задачі

Метою роботи є дослідження впливу депланації поперечного перерізу тонколистових пластинок на їх НДС за використання різних методик: МСЕ-моделювання статичного навантаження тонколистових зразків (пластинок) із різними концентраторами напружень, що імітують конструкційні вирізи і/або експлуатаційні дефекти елементів конструкції, наявні або виникають у обшивці фюзеляжу транспортних літаків, аналітичний розрахунок (за методами Сада і Кіршофа) [2], і проведенням натурного експерименту. На основі отриманих результатів та їх порівняння, робляться висновки щодо особливостей використання кожної з моделей при дослідженні явища депланації за навантаження тонкостінних елементів.

Методи дослідження

Дослідження напружено-деформованого стану суцільної пластини, виготовленої з тонколистового алюмінієвого сплаву Д16АТВ, (рис. 1) проводилося на випробувальній машині УВМ-40-2. Для проведення експериментів використовувалася суцільна платівка 680x240x1,5 мм, виготовлена із тонколистового алюмінієвого сплаву Д16АТВ.

Окрім дослідження НДС суцільної пластини, аналогічну роботу на УВМ-40-2 було проведено із зразком 680 x 240 x 1,5 мм, у центральній частині якого було виконано отвір $\varnothing 4$ мм. В околиці отвору були встановлені окремі тензорезистори і тензорозетки (рис. 2).

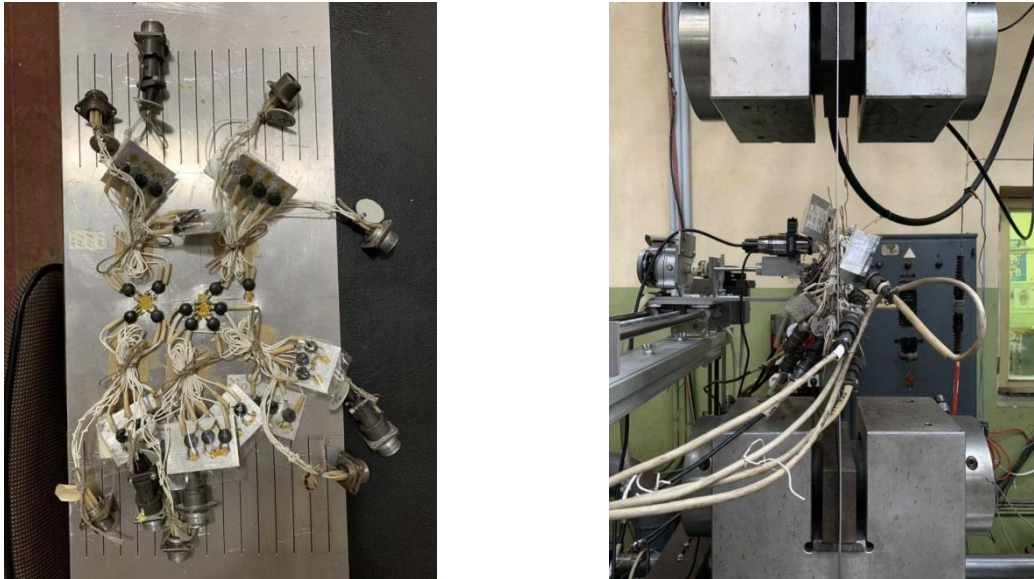


Рис. 1. Зразок, загальний вигляд і розміщення на випробувальній машині УВМ-40-2

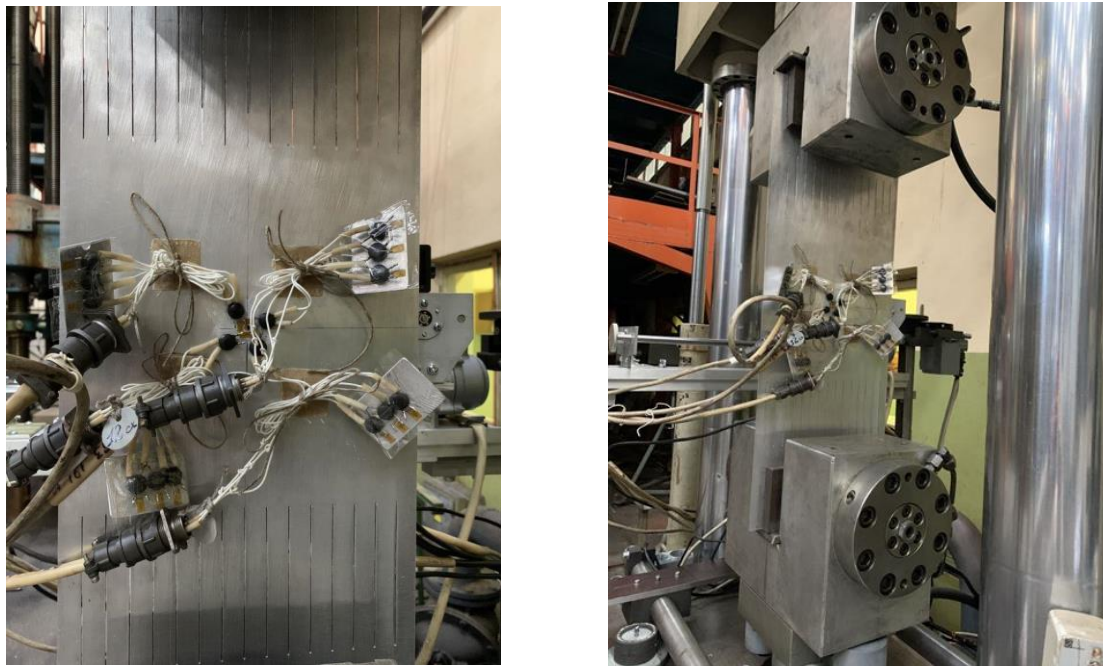


Рис. 2. Зразок, загальний вигляд і розміщення на випробувальній машині УВМ-40-2

Під час випробування конструкційних зразків і елементів авіаційних конструкцій для експериментальної оцінки локального напружено-деформованого стану широко застосовуються методи тензометрії.

У даній роботі було побудовано двовимірні сітки моделі для дослідження НДС тонколистових пластинок за допомогою МСЕ-моделювання статичного навантаження тонколистових зразків (пластинок) із різними концентраторами напружень, що імітують конструкційні вирізи і

експлуатаційні дефекти елементів конструкції, наявні або виникають у обшивці фюзеляжу транспортних літаків у програмі *COMSOL Multiphysics* для розрахунку чисельним методом, також було проведено розрахунки за аналітичною методикою (методом Сада). Дослідження проводилося для моделювання статичного навантаження тонколистових пластинок двох типів: суцільної і пластини із невеликим центральним отвором (\emptyset , 4 мм).

Аналітичний розрахунок

Згідно відомого аналітичного рішення (*Sadd*), при одноосьовому розтягуванні вузькою і довгою тонкої (тонколистової) смуги напруженою σ у напрямку осі OY (рис. 3), у смугі реалізується плоский напружений стан. Тому для вузької смуги із усіх компонентів тензора напружень $T_\sigma(\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}, \tau_{yx})$ ненульовим залишається тільки $\sigma_y = \sigma$, всі інші компоненти T_σ рівні 0: $\sigma_x = \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0$.

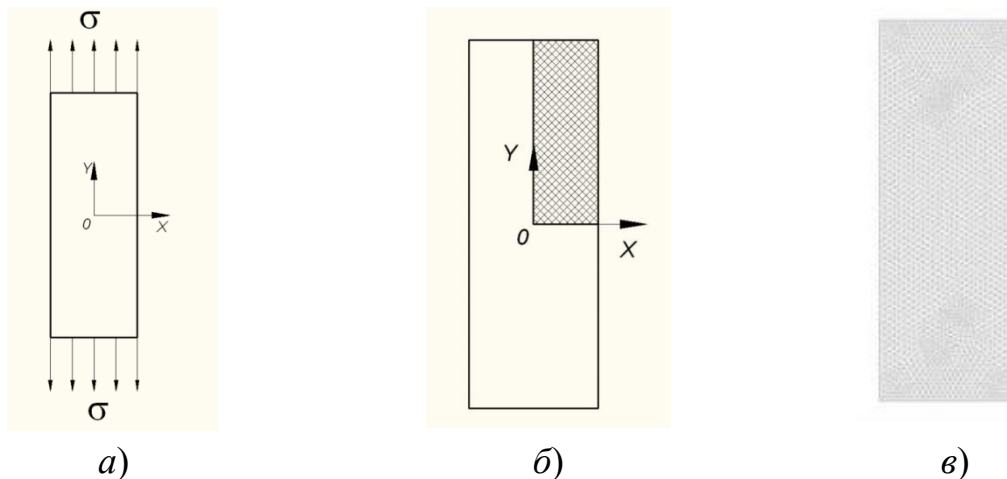


Рис. 3. Вихідна пластина (а), підготовка пластинки до МСЕ-моделювання (б), сітка кінцевих елементів (в)

Оскільки у разі класичного вирішення даного завдання найбільший інтерес представляє питання розподілу напружень осеред кругового отвору, дана задача вирішувалася не у прямокутній, а у полярній системі координат.

Під навантаження якого-небудь 3-х мірного об'єкта на його поверхні завжди реалізується плоский напружений стан, у результаті чого у двох будь-яким взаємно протилежних напрямках виникають як поздовжні, так і поперечні деформації, що демонструється (1). У цьому випадку взаємозв'язок між напруженнями σ_i і деформаціями ε_i у довільній точці тіла визначається за допомогою (2) і (3) – узагальненого закону Гука:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \mu\sigma_y), \varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu\sigma_x) \quad (1)$$

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_x + \mu\varepsilon_y), \sigma_y = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_y + \mu\varepsilon_x) \quad (2)$$

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy} = \frac{\gamma_{xy}E}{2(1+\mu)} \quad (3)$$

де E , G , μ – пружні константи матеріалу.

У рамках завдань міцності авіаційних конструкцій навантаження пластинки із малим незаповненим отвором імітує навантаження фрагмента обшивки фюзеляжу із отвором поз заклепку. У принципі класична задача про пружну рівновагу нескінченної пластинки із малим круговим отвором вперше була вирішена Кіршем (*G. Kirsch*) у 1898 р. і найчастіше використовується для ілюстрації впливу малого дефекту на концентрацію напружень в пластині під дією навантаження розтягу. У межах цієї роботи результати вирішення цього завдання будуть використані для оцінки взаємозв'язку розміру отвору із величиною напружень, що викликають прояви ефектів депланації. [3].

Експериментальний розрахунок

Для проведення натурного експерименту на випробувальній машині УВМ-40-2 використовувалася суцільна пластина (зразок) 680x240x1,5 мм, виготовлена з тонколистового алюмінієвого сплаву Д16АТВ (рис. 1).

На зразку були розміщені три прямокутні тензорозетки, підключенні за допомогою вимірювальних тензочаналів до тензостанції НВМ, керованої спеціалізованим програмним забезпеченням *Catman*.

Після установки зразка в випробувальну машину УВМ-40-2 вироблялося його поетапне навантаження з кроком у тисячу кгс (9806 Н) із зупинкою на кожному ступені навантажування не менше 10 секунд, необхідних для фіксації показань тензочаналів. Максимальне навантаження, прикладене до зразка, становило 4000 кгс (39,2 кН).

У процесі навантаження зразка проводився запис свідчень тензочаналів.

У разі використання тензостанції 16ВНП-7М розрахунок величин деформацій окремих тензорезисторів здійснюється за формулою:

$$\varepsilon_i = \frac{4 \cdot C}{n \cdot K \cdot A} d \cdot 10^{-3},$$

де: ε_i – деформація окремого (i -го) тензорезистора,; C – чутливість підсилювача, (мВ/В), n – число активних тензорезисторів для кожного окремого тензомосту, K – коефіцієнт тензочутливості (масштабний коефіцієнт) тензорезистору, A – калібрування кожного окремого

тензопосилувача, B , для тензостанції 16ВНП-7М величина $A = 10$ В, d – величина вихідного сигналу тензопосилувача.

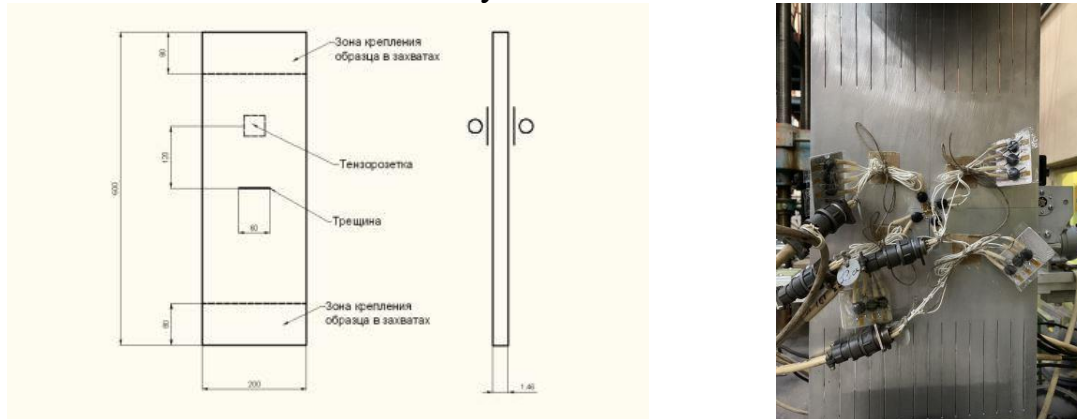


Рис. 4. Схема і зразок М(Т) із встановленими на ньому тензорозетками, тензорозетка «Back_Veiw» (тензоканалі 8-11)

Практика показує, що тензорозетки найчастіше наклеєні так, що осі окремих тензорезисторів не збігаються із напрямом осей глобальної системи координат [4], що використовується при визначенні компонентів ПДВ у *COMSOL*. Тому на підставі показань окремих тензоканалів кожної з тензорозеток визначалися величини максимальних σ_1 і мінімальних σ_2 напружень, які збігаються за напрямком з напругою σ_x і σ_y в глобальній системі координат *MSE*-моделі (табл. 1).

Таблиця 1.

Визначення величини максимальних σ_1 і мінімальних σ_2 напруг

Нпроз	Т-рез.	Напруження, кгс/мм ²	Деформація	Θ	$\Theta, ^\circ$	σ_{max}	σ_{min}
1	1	7,46	104 E ⁻⁶	-51E ⁻⁶	-29	10,71	-1,01
	2	9,64	134 E ⁻⁶				
	3	-0,48	-67 E ⁻⁶				
	4	-2,87	-399 E ⁻⁶				
2	5	-3,99	-554 E ⁻⁶	-19E ⁻⁶	-1,1	10,34	-1,098
	6	3,31	460 E ⁻⁶				
	7	10,65	148 E ⁻⁶				
	8	3,61	501 E ⁻⁶				
3	9	-3,77	-524 E ⁻⁶	-37E ⁻⁶	-2,14	10,17	-0,943
	10	2,71	376 E ⁻⁶				
	11	10,41	145 E ⁻⁶				
	12	3,85	535 E ⁻⁶				

Для розглянутого зразка, виготовленого із алюмінієвого сплаву Д16АТ, модуль пружності $E = 72000$ Мпа [5].

У найзагальнішому випадку орієнтація довільного тензорезистора, встановленого на поверхні тіла в локальній системі координат (X - Y), може як збігатися, так і не збігатися ні з напрямком зовнішніх навантажень, ні напрямками головних напружень σ_1 і σ_2 [6].

Оскільки взаємний перерахунок всіх компонентів тензорів напружень $T\sigma$ викликає певні труднощі, розглянемо тільки деякі окремі випадки. Очевидно, що на поверхні отвору ($a = r$) для $\Theta = 00$ вираз для σ_r точно відповідає значенням σ_y із MSE -розрахунку, а для $\Theta = 900$ значення σ_Θ якраз дає величину напружень σ_x , що викликає депланація поверхні пластинки поблизу отвору [7].

Для порівняння результатів деформації пластинки за наявності фіксуючих засобів і без них було побудовано графіки залежності прикладеного зусилля до величини деформації пластини за допомогою середовища *Origin* (рис. 5).

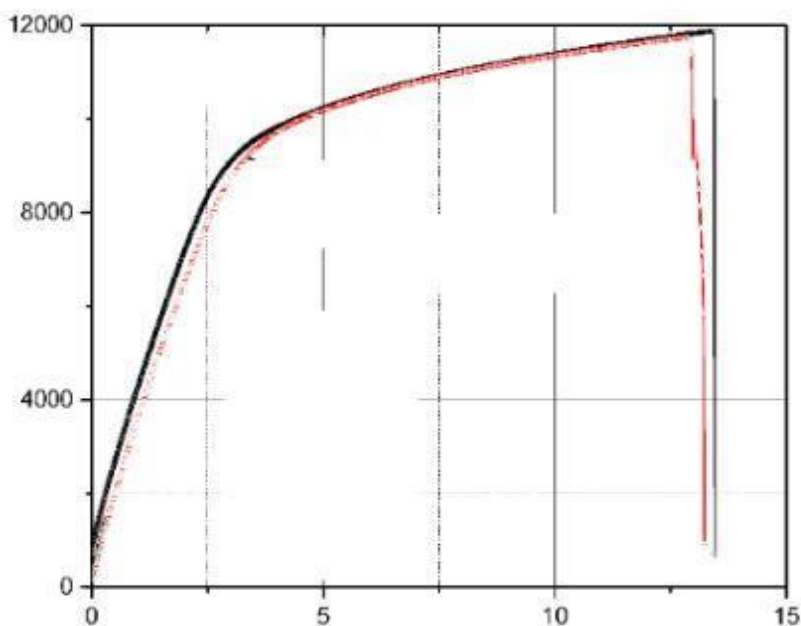


Рис. 5. Графік залежності прикладеного зусилля до величини деформації для пластини із невеликим отвором

Чисельний розрахунок

Для проведення MSE -моделювання побудовано розрахункову сітку у середовищі *COMSOL*. У зв'язку із симетрією для проведення MSE -моделювання використовується тільки $\frac{1}{4}$ частина вихідної пластинки), кінцево-елементна модель якої представлена на рис. 6, б.

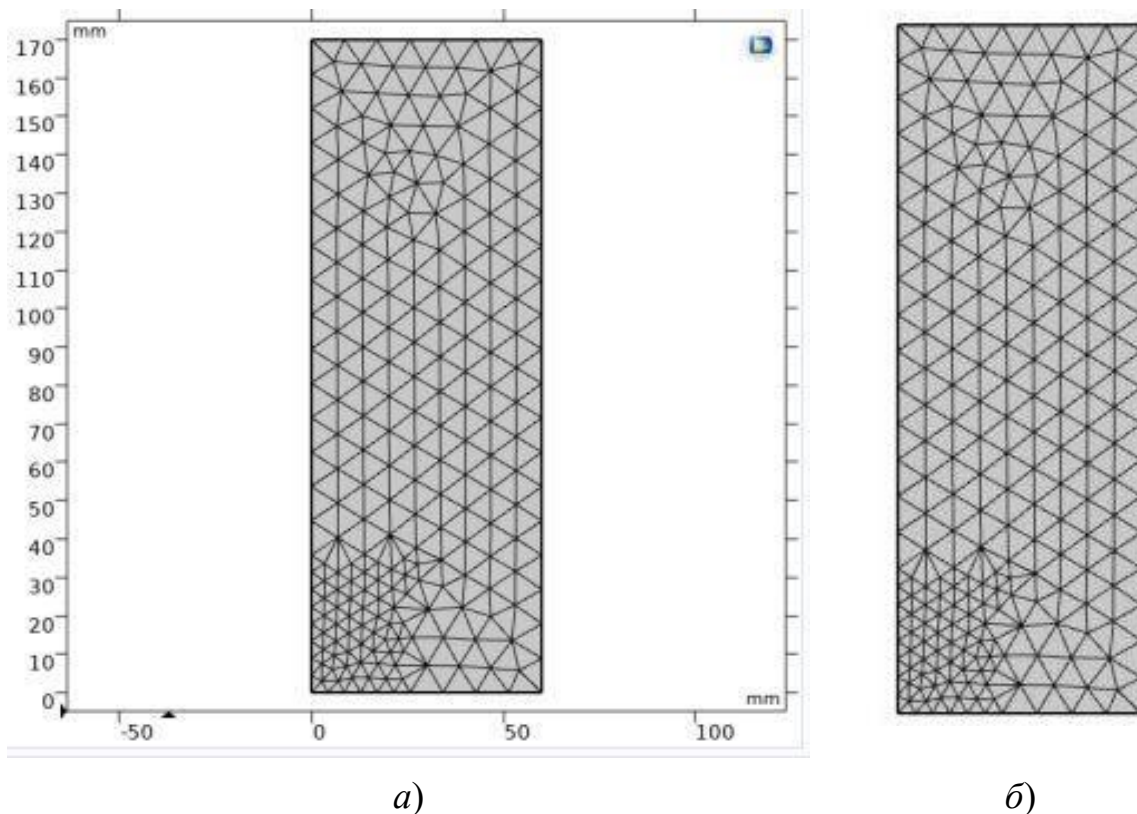


Рис. 6. Приклади побудованої розрахункової сітки:
 а) – суцільна пластина; б) – із отвором 4мм

Після побудови сітки було проведено чисельний розрахунок (рис 7).

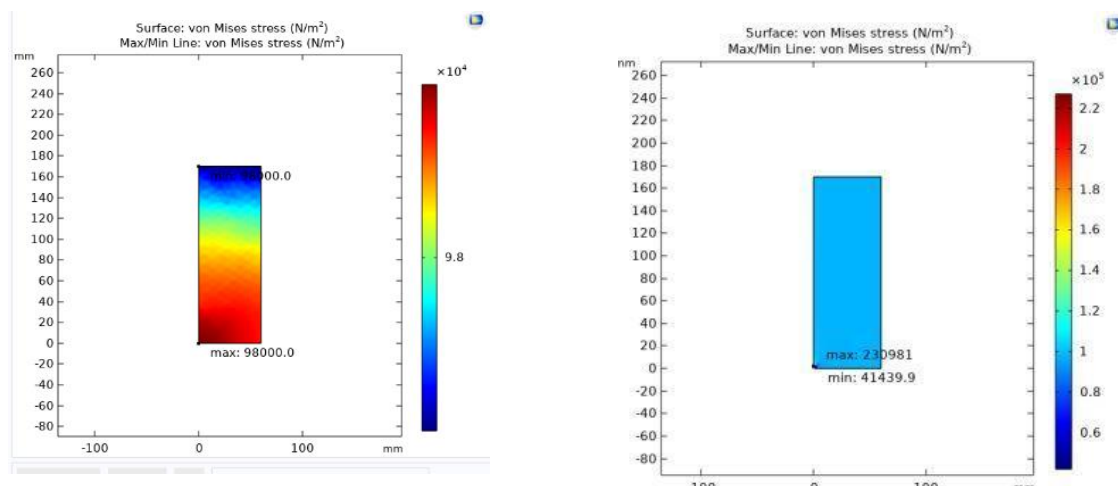


Рис. 7. Результати чисельного розрахунку

У результаті МСЕ-моделювання розтягування суцільної пластинки напругою $\sigma = 98$ МПа були отримані залежності розподілу напружень σ_x і σ_y у напрямку осей OX і OY (рис. 8). Отримані дані показують, що напруження σ_y у будь-якій точці і у будь-якому напрямку дорівнює $\sigma_y = 98$ МПа, а значення σ_x варіюється від $\sigma_x = 0$ МПа (на зовнішній межі) до $\sigma_x = -1,6 \cdot 10^{-11}$ МПа (у центрі пластини), тобто практично не

відрізняються від 0, що узгоджується із результатами аналітичного рішення [8].

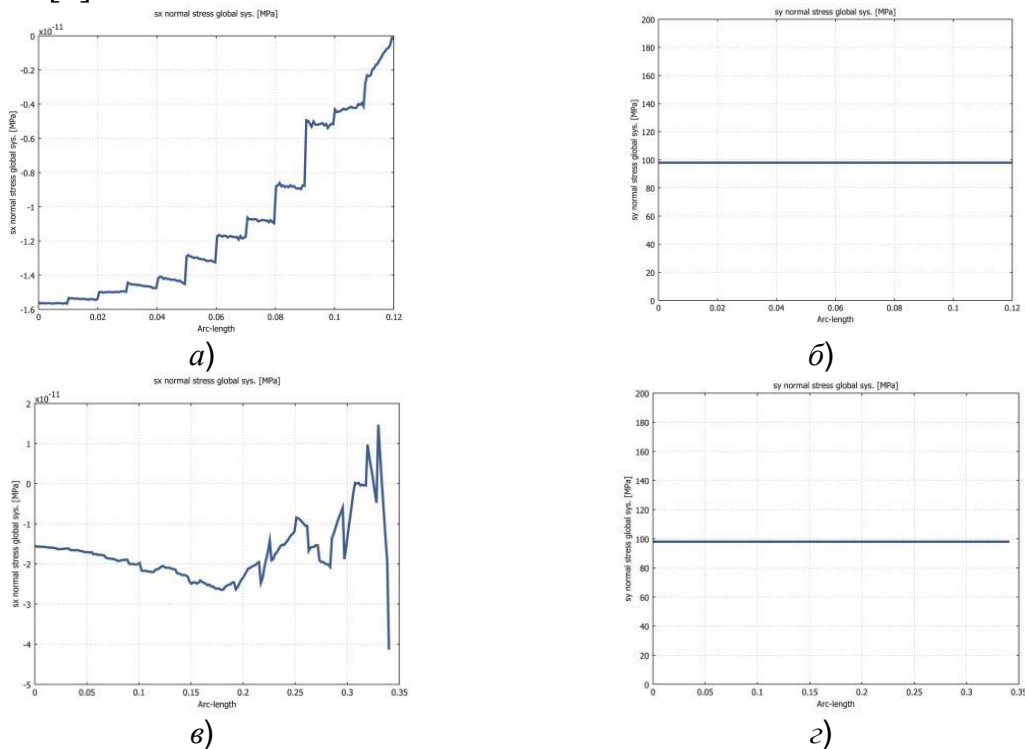


Рис. 8. Розподіл напружень σ_x і σ_y у напрямку осей OX і OY :
 а) – σ_x у напрямку OX , б) – σ_y у напрямку осі OX ,
 в) – σ_x у напрямку осі OY , г) – σ_y у напрямку осі OY

Результати дослідження

Отримані результати розрахунків за чисельною методикою представлено у табл. 1. Порівняння результатів розрахунку отриманих за різними способами розрахунку наведено у табл. 2. – табл. 4.

За аналізом результатів можна зробити висновки щодо характеру деформації пластини у залежності від її типу, а також впливу розмірів отвору на деформацію і внутрішню напругу пластини: за наявності отвору – максимальне напруження σ_{max} матиме більші значення ніж для суцільної пластини.

Таблиця 2.

Результати розрахунків різних пластин чисельним методом

Напруга, МПа			
Суцільна пластина		З малим отвором	
σ_{max}	σ_{min}	σ_{max}	σ_{min}
98	$-1,5 \cdot 10^{-11}$	230,2	41,4

Таблиця 3.

Порівняння величин напруг розрахованими за різними методиками для суцільної пластини

Напруга, МПа					
Аналітична модель		МСЕ-модель		Експеримент	
σ_y	σ_x	σ_y	σ_x	σ_y	σ_x
98	0	98	-1,5*10-11	105	-10,76

Таблиця 4.

Порівняння величин напруг розрахованими за різними методиками для пластини із малим отвором

Напруга, МПа					
Аналітична модель		Аналітична модель		Аналітична модель	
σ_y	σ_y	σ_y	σ_y	σ_y	σ_y
236	42	230,2	41,4	262,8	36,5

Висновки

За порівняння результатів дослідження явища депланації за деформування суцільної пластинки та деформування пластинки із малим отвором (завдання Кірша), за використання різними методиками – чисельною, аналітичною, та експериментальною, можна зробити висновки, що результати розрахунків за чисельною методикою фактично збігаються із результатами, розрахованими аналітичним методом, однак, значення напружень отриманих експериментальним методом, суттєво різняться для величини мінімального значення, хоч і майже збігається за величиною максимального значення напруження із результатами як аналітичного, так і чисельного моделювання. Наявні розбіжності у значеннях величини мінімального напруження, можна пояснити тим, що аналітичне рішення не враховує особливості фіксації та геометрії граней пластини. Отже, якщо взяти до уваги особливості фіксації граней пластини за експериментальним методом можна вважати, результати чисельного моделювання задовільними, а також використовувати поправку на врахування особливості геометрії фіксації для експериментальних результатів.

Також за графіками залежності прикладеного зусилля до величини деформації пластини можна побачити, що за наявності фіксаторів пластини, її руйнування стається пізніше, а величина деформації дещо різниться від аналогічного значення пластини без фіксаторів таким чином, що за однакового навантаження, фіксована пластинка розтягаються трохи більше. Цим також можна пояснити дещо більше значення експериментально розрахованої величини напруження σ_{max} у порівнянні із результатами аналітичного і чисельного розрахунків. Тобто можна

припустити, що чим більшим буде отвір у пластині, тим більшою буде різниця між експериментальними результатами і результатами чисельного розрахунку, зумовлена впливом фіксації пластинки на її НДС. Також, за числовим розрахунком видно, що наявність отвору у пластині викликає перерозподіл напруг, причому біля отвору виникають значні додаткові напруги на відстані кількох його діаметрів.

Задля покращення точності розрахунку під час експериментального дослідження у подальшому необхідно прийняти поправки на особливості фіксації та геометрії граней досліджуваної пластини.

Список використаної літератури

1. *Martin H. Sadd* Elasticity Theory, Applications, and Numerics Fourth Edition", London, 2020 – UK.
2. *Roberto Brighenti* Influence of a central straight crack on the buckling behaviour of thin plates under tension, compression or shear loading, International Journal of Mechanics and Materials in Design 6(1), Parma, Italy, 31 March 2010, p. 73-87.
3. *Zielsdorf G. F.* On the buckling of thin tensioned sheets with cracks and slots, Engineering fracture mechanics Vol 4, Georgia U.S.A, 1972, p. 930-950.
4. *Власов В. З.* Тонкостенные упругие стержни, Госиздатфизматлит, Москва, Россия.
5. *Писаренко Г. С.* Соппротивление материалов Том 1, Вища школа. Головное издательство, Киев, Украина. 1979.
6. *Гузь А. Н., Дышель М. Ш.* Неклассические проблемы механики разрушения, Доклады академии наук, 1995, том 341, № 3, Москва, Россия, с. 338 – 340.
7. *Рыбаков В. А.* Основы строительной механики легких стальных тонкостенных конструкций, учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, Санкт-Петербург, Россия. 2011.
8. *Bochkarev, M. Grekov* On Symmetrical and Antisymmetrical Buckling of a Plate with Circular Nanohole under Uniaxial Tension, Applied Mathematical Sciences, St. Petersburg, Russia sept., 2015, p. 6241 – 6247.