

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Науково-Дослідницький Інститут

Кафедра авіа-та ракетобудування

«На правах рукопису»
УДК 624.042.68

«До захисту допущено»

В. о.завідувача кафедри
О.М. Бондаренко
(підпис) (ініціали, прізвище)

«__» _____ 2021р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеню магістра**

зі спеціальності 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка
(код і назва спеціальності)

на тему: Оцінка впливу депланації поперечного перерізу на напружено-деформований стан тонколистових конструктивних елементів з надрізами
Виконала: студентка VI курсу, групи АЛ-01 мп

Гоголева Діана Вікторівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник

к.т.м. Бондаренко О.М.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант

_____ (назва розділу) _____ (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент

_____ (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень із праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2021 року

**Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”**

Науково-Дослідницький Інститут
(повна назва)

Кафедра авіа-та ракетобудування
(повна назва)

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Спеціальність 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

В. о. завідувача кафедри

_____ О. М. Бондаренко
(підпис) (ініціали, прізвище)

« ____ » _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студентці

Гоголевій Діані Вікторівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Оцінка впливу депланації поперечного перерізу на напружено-деформований стан тонколистових конструктивних елементів з надрізами.

науковий керівник

_____ Бондаренко О.М. к.т.м.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

дисертації

затвержені наказом по університету від « ____ » _____ 20 ____ р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації: « 6 » грудня 2021 року

3. Об'єкт дослідження: Напружено-деформований стан тонколистових конструктивних елементів.

4. Предмет дослідження: Депланація поперечного перерізу тонколистових конструктивних елементів.

5. Перелік питань, які потрібно розробити:

5.1. Аналіз літератури з питань впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів.

5.2. Експериментальна оцінка впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів з надрізами.

5.3. Розрахункова оцінка впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів з надрізами в рамках засобів пакету COMSOL за методом кінцевих елементів (МКЕ).

5.4. Розробка аналітичної (феноменологічної) моделі оцінки впливу депланації.

5.5. Порівняння результатів розрахунку і експерименту.

5.6. Розробка стартап-проекту.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу:

6.1. Деформація поперечного перерізу (ДПП).

6.2. Вплив конструктивно-технологічних факторів на ДПП.

6.3. Схема та результати розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) тонколистових конструктивних елементів з надрізами числовим методом.

6.4. Схема та результати експерименту за визначенням НДС.

6.5. Оцінка впливу деформації на НДС тонколистових пластин.

6.6. Порівняння і аналіз результатів розрахунку і експерименту

7. Орієнтовний перелік публікацій:

7.1. Стаття у фаховому виданні.

7.2. Доповідь на науково-технічній конференції з публікацією тез.

Дата видачі завдання: 05.10.2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Аналіз літератури з питань впливу деформації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів.	до 20.12.2020	
2.	Кінцево-елементне моделювання напружено-деформованого стану тонколистових конструктивних елементів з надрізами.	20.09.2021	
3.	Експериментальна оцінка напружено-деформованого стану тонколистових конструктивних елементів з надрізами методами тензометрії.	10.10.2021	
4.	Аналіз та порівняння результатів розрахунку та експерименту.	12.11.2021	
5.	Розробка стартап-проекту.	20.11.2021	
6.	Підготовка статті до публікації.	6.12.2021	
7.	Оформлення пояснювальної записки та ілюстративного матеріалу.	6.12.2021	
8.	Перевірка на плагіат.	6.12.2021	

Студентка

_____ (підпис)

Д.В. Гоголева

_____ (ініціали, прізвище)

Науковий керівник

_____ (підпис)

О.М. Бондаренко

_____ (ініціали, прізвище)

Реферат

Пояснювальна записка до магістерської дисертації «Оцінка впливу депланації поперечного перерізу на напружено-деформований стан тонколистових конструктивних елементів з надрізами» містить: 72 сторінки, 25 малюнків, 14 таблиць, 10 використаних джерел. Робота складається з вступу, 6 розділів та висновків.

З початку ХХІ століття використання легких сталевих тонкостінних конструкцій з гнутих профілів (ЛСТК) в промисловому і цивільному будівництві стрімко зростає. Подібний інтерес обумовлюється такими властивостями ЛСТК, як швидкокомтованих, малою вагою, відсутністю «мокрих» процесів, високою точністю вироблених виробів, широким спектром застосування. Використання подібних конструкцій послужило поштовхом для розвитку цілої галузі будівельної індустрії, що включає розробку, 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 в 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.

Проведено дослідження впливу депланації поперечного перерізу тонколистових пластинок на їх НДС використовуючи різні методики: МКЕ-моделювання статичного навантаження тонколистових зразків (пластинок) з різними концентраторами напруг, що імітують конструкційні вирізи та/або

експлуатаційні дефекти елементів конструкції, наявні фюзеляжу транспортних літаків, аналітичний розрахунок та проведенням натурального експерименту. На основі отриманих результатів та їх порівняння зроблено висновки про особливості використання кожної з моделей при дослідженні явища депланації на навантаження тонкостінних елементів.

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

Спираючись на результати виконаної магістерської дисертації, позбувшись недоліків, у майбутньому, у КБ можна, застосовувати ефективнішу методику визначення впливу депланації на конструктивні елементи з отворами простіше, дешевше, а у перспективі, і швидше, без втрат у точності розрахунків.

Ключові слова: депланація, напружено-деформований стан, пластина, метод скінцевих елементів, тензометрія.

Abstract

Explanatory note to the master's dissertation "Estimation of the impact of cross-section deplanation on the stress-strain state of thin-sheet structural elements with notches" contains: 72 pages, 25 figures, 14 tables, 10 sources used. The work consists of an introduction, 6 chapters and conclusions.

Since the beginning of the XXI century, the use of light steel thin-walled structures with bent profiles in industrial and civil construction is growing rapidly. Such interest is due to the properties of LSTK, such as prefabricated, light weight, lack of "wet" processes, high accuracy of manufactured products, a wide range of applications. The use of such structures has given impetus to the development of the entire construction industry, which includes the development, manufacture and installation of structures using thin bent profiles.

A more detailed study of the impact of cross-sectional deplanation of thin-plate plates on their stress-strain state, proposed by a set of decision rules based on the experience of real design of structures made of thin-walled elements. One of the variants of this study is the calculation by methods of numerical simulation using special software. However, the calculation methods used in this software may not meet the conditions of the actual experiment, because the solution does not take into account the features of fixation and geometry of the faces of the test specimens. Therefore, the necessary task is to determine the optimal methods for calculating the loaded thin-walled elements.

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.

Investigation of the stress-strain state of a solid plate made of D16ATV sheet aluminum alloy, see Fig. 1 was performed on a test machine UVM-40-2. For the experiments used a solid plate 680x240x1.5 mm, made of sheet aluminum alloy D16ATV.

Based on the results of the master's dissertation, getting rid of shortcomings, in the future, the KB can apply a more effective method of determining the impact of deplation on structural elements with holes easier, cheaper, and in the long run faster without loss of accuracy.

Keywords: deplation, stress-strain state, plate, finite element method, strain gauge.

Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень і термінів.....	9
Вступ.....	10
1. Аналіз впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів.....	12
1.1. Втрата стійкості при розтязі стрижня.....	12
1.2. Депланація. Коли виникає і чим небезпечна.....	16
1.3. Вплив депланації на несучу здатність тонкостінного профілю.....	18
1.4. Ранішні роботи за визначенням депланації.....	26
1.5. Сучасні роботи за вивченням депланації.....	29
Висновки по розділу.....	34
2. Експериментальна оцінка впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів з надрізами.....	36
2.1. Деформування суцільної пластинки.....	36
2.2. Деформування пластинки з малим отвором (завдання Кірша)..	41
2.3. Деформування пластинки з великим отвором (вирізом).....	41
Висновки по розділу.....	43
3. Розрахункова оцінка впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів з надрізами в рамках засобів пакету COMSOL за методом кінцевих елементів (МКЕ)...	44
Висновки по розділу.....	47

					АЛО1МП 01.00.00.00 ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Гоголева Д.В.</i>			Оцінка впливу депланації поперечного перерізу на напружено-деформований стан тонколистових конструктивних елементів з надрізами.			
<i>Перевір.</i>		<i>Бондаренко О.М</i>						
<i>Т. контр.</i>								
<i>Н. контр.</i>		<i>Поваров С.А.</i>						
<i>Затв.</i>		<i>Кабанячий В.В.</i>						
					<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркуші</i>	
					7	72		
					<i>КПІ ім. Ігоря Сікорського</i>			
					<i>Каф. АРБ гр. АЛ-01мп</i>			

4. Оцінка впливу депланації на НДС тонколисткових пластин за феноменологічною моделлю.....	49
4.1.Розрахункова оцінка НДС тонких пластин із довгими вирізами...	49
4.2. Експеримент з оцінки впливу депланації на несучу здатність пластин з вирізами різної довжини.....	50
4.3.Визначення критичного навантаження, що викликає депланацію поперечного перерізу.....	52
Висновки по розділу.....	53
5. Аналіз та порівняння результатів розрахунку та експерименту....	54
Висновки по розділу.....	56
6. Розробка стартап-проекту.....	58
6.1.Опис ідеї проекту.....	58
6.2.Технологічний аудит проекту.....	61
6.3.Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту.....	62
6.4. Розробка ринкової стратегії проекту.....	67
6.5.Розробка маркетингової програми стартап-проекту.....	68
Висновки по розділу.....	69
ВИСНОВКИ.....	70
Список використаних джерел.....	72

СПИСОК ТЕРМІНІВ І СКОРОЧЕНЬ

ЛА – літальний апарат;

ЛСТК - легкі сталеві тонкостінні конструкції з гнутих профілів;

МСЕ – метод скінченних елементів;

МСО – метод скінченних об'ємів;

НДС – напружено-деформований стан;

ТЗ – технічне завдання;

УВМ – універсально-випробувальна машина.

ВСТУП

З початку ХХІ століття використання легких сталевих тонкостінних конструкцій з гнутих профілів (ЛСТК) в промисловому і цивільному будівництві стрімко зростає. Подібний інтерес обумовлюється такими властивостями ЛСТК, як швидкокомтованих, малою вагою, відсутністю «мокрих» процесів, високою точністю вироблених виробів, широким спектром застосування. Використання подібних конструкцій послужило поштовхом для розвитку цілої галузі будівельної індустрії, що включає розробку, 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 в 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.

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

особливостей використання кожної з моделей при дослідженні явища депланації за навантаження тонкостінних елементів.

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

Потрібен більш детальний розбір і аналіз, пропонованих зводом правил рішень, заснований на досвіді реального проектування конструкцій, виконаних з тонкостінних елементів.

Метою даної роботи є дослідження впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів.

Для досягнення мети дослідження вирішуються наступні завдання:

- аналіз літератури по вопросам впливу депланації на несучих здатність тонколистового конструктивних елементів;
- експериментальна оцінка впливу депланації на несучих здатність тонколистового конструктивних елементів з надрізами;
- розрахункова оцінка впливу депланації на несучих здатність тонколистового конструктивних елементів з надрізами в рамках ЗАСОБІВ пакету COMSOL за методом скінечних елементів (МСЕ);
- розробка аналітичної (феноменологічної) моделі ОЦІНКИ впливу депланації;
- порівняння результатів розрахунку і експеримент.

1. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ДЕПЛАНАЦІЇ НА НЕСУЧУ ЗДАТНІСТЬ ТОНКОЛИСТОВИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Для детальнішого аналізу впливу депланації на несучу здатність тонколистових пластин, окремо розглянемо втрату стійкості при розтязі стрижня, фізичну природу явища депланації і її вплив на напружено-деформований стан конструктивного елемента, а також розглянемо дослідження явища депланації, проведені відомими науковцями

1.1. Втрата стійкості при розтязі стрижня.

Розтягування конструктивного елемента (в даному випадку, стрижня) ЛА викликає його подовження (також можливий розрив і залишкова деформація), стиснення викликає вкорочення стержня (можлива втрата стійкості і виникнення поздовжнього вигину).

Деякі елементи конструкції літального апарату, зокрема стійки, підкоси, стрижні ферм, тяги систем управління, можуть піддаватися подовжньому вигину. Такий вигин відбувається під дією сили, спрямованої уздовж осі стискається елемента. Навіть при поступовому збільшенні діючої сили може наступити момент загальної або місцевої втрати стійкості. При загальній втраті стійкості відбувається викривлення осі елемента, з різким падінням сприймається елементом навантаження. Місцевій втраті стійкості схильні куточки, швелери, Z-образні і інші профілі складної конфігурації. При місцевій втраті стійкості відбувається випинання, злам або поява гофра на будь-якому елементі складного профілю.

Величина критичної сили, при якій відбувається загальна втрата стійкості стрижня постійного перетину (стрижень починає витріщатися), визначається формулою Ейлера [1]. Узагальнюючи поняття «критична сила», можна сказати, що це стискаюча сила, при якій стрижень починає вигинатися:

$$P_{кр} = \pi^2 EJ_{\min} / (\mu l)^2$$

де c - коефіцієнт закладення кінців стержня; J_{min} - мінімальний осьовий момент інерції стержня; l - повна довжина стержня.

Відповідно, крит напруга (за Ейлером):

$$(\sigma_{кр} = \pi^2 \cdot E / \lambda^2).$$

Якщо обидва кінці стержня закріплені шарнірно, то $z = 1$, якщо обидва мають жорстку (моментную) закладення, то $z = 4$. Якщо один кінець стержня замутований жорстко, а інший шарнірно, то $c = 2$. На практиці в конкретній конструкції не завжди вдається визначити вид закладення. А так як коефіцієнт закладення змінюється в широких межах, то умови на опорах мають велике значення і повинні кожен раз всебічно оцінюватися. При сумніві в правильності визначення виду закладення необхідно брати більш низьке значення c .

На практиці зручніше визначатимуть не критичну силу, а критична напруга. Його можна визначити за формулою

$$\sigma_{кр} = c\pi^2 E / (l/i_{min})^2.$$

У конструкції ЛА подовжньому вигину найчастіше піддаються стрижні, перетин яких представляє коло, кільце, прямокутник і каплевидної обтічне тіло.

Формули для визначення критичних напружень стрижнів перерахованих вище перетинів наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Сечение стержня	Минимальный радиус инерции	Критическое напряжение
Круг	$i_{min} = 0,25D$	$\sigma_{кр} = 0,62cE / (l/D)^2$
Кольцо	$i_{min} = 0,35D$	$\sigma_{кр} = 1,20cE / (l/D)^2$
Прямоугольник	$i_{min} = 0,29\delta$	$\sigma_{кр} = 0,82cE / (l/\delta)^2$
Каплевидное обтекаемое тело	$i_{min} = 0,24b$	$\sigma_{кр} = 0,59cE / (l/b)^2$

Слід мати на увазі, що недосконалість виготовлення стрижнів або найменші їх деформації, що призводять до появи початкової кривизни, різко зменшують критичні напруги.

Одним з ключових моментів оцінки міцності конструкцій є аналіз напружено-деформованого стану окремих небезпечних зон досліджуваної конструкції. Незважаючи на те, що деформація є первинною по відношенню до напруги σ (в результаті деформування (ε) тіла в ньому виникають напруги (σ)), переважна більшість методів і підходів аналізу міцності орієнтовано саме на визначення і використання напруг. Оскільки вивчення явища деформацій у навчальних курсах опору матеріалів, теорії пружності, будівельної механіки тощо. дисциплін практично не приділяється уваги, це часто призводить до нерозуміння ролі та базових понять теорії деформацій.

Існує досить багато експериментальних методів, що дозволяють з більшою чи меншою точністю вимірювати деформації, що виникають при навантаженні випробувань. Одним з найбільш поширених є метод електротензометрії, що базується на ефекті зміни електричного опору деяких металевих сплавів залежно від рівня механічної деформації.

Взаємозв'язок між зміною електроопору та деформацією (зміною довжини) тензодатчика визначається масштабним коефіцієнтом (тензочутливістю) тензорезистора (тензодатчика):

$$K = \frac{\frac{\delta R}{R}}{\frac{\delta l}{l}} = \frac{1}{\varepsilon} * \frac{\delta R}{R},$$

де K – коефіцієнт тензочутливості (для стандартних дротяних та фольгових тензорезисторів $K \approx 2$);

R і δR – опір та зміна опору тензодатчика;

l і δl – довжина та зміна довжини тензодатчика;

ε – деформація.

Порівняно з власним опором тензорезистора зміна опору за рахунок деформування дуже невелика.

Для реєстрації таких щодо малих змін опору використовують спеціальні вимірювальні схеми, зокрема т.зв. «місток Уїтстона» (Wheatstone bridge) (Рис. 1.1), що є схемою, що складається з 4-х опорів (плечів мосту). У дві діагоналі моста підключаються джерело живлення (input, E) та гальванометр або вимірювальний підсилювач (Output, e).

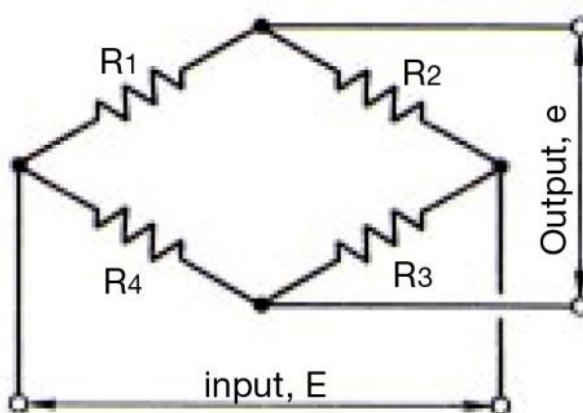


Рис. 1.1. Міст Уїтстона: R – опору, E – вхід моста (джерело живлення), e – вихід моста (гальванометр або вхід вимірювального підсилювача)

Під час проведення тензоизмерений передбачається, що об'єкт тензометрії гарантовано перебуває у певної «області пружних деформацій». Оскільки точне визначення меж цієї області відсутня, можна припустити, що напруги в об'єкті тензометрії нічого не винні перевищувати, наприклад, умовного межі плинності матеріалу $\sigma_{0.2}$, тобто. з точки зору рівня деформації, максимальна деформація не повинна перевищувати $\epsilon_{\max} \leq 2000$ мкм/м.

З практики відомо, що у ряді випадків при навантаженні об'єктів випробувань показання тензовимірювальних каналів можуть або після певного навантаження, або просто «раптово» перевищити встановлені діапазони вимірювань, тобто. відбувається т.зв. "зашкалювання

тензоканалу". Це може викликатися різними причинами: неправильне налаштування робочих діапазонів тензопідсилювачів, відрив (відшарування) тензорезистора від об'єкта, руйнування вимірювальної решітки тензорезистора, руйнування підкладки тензорезистора тощо.

1.2. Дефлотація. Коли виникає і чим небезпечна.

Дефлотація - явище порушення площинності поперечного перерізу стержня, балки тощо при дефлотації (Рис. 1.2). Характеризується нерівномірним переміщенням точок, що перетворює площину поперечного перерізу в нелінійну поверхню або сукупність поверхонь. У разі, коли дефлотація у всіх поперечних перетинах однакова, тоді в них виникають тільки дотичні напруження (т. зв. вільне крутіння). У разі, якщо дефлотація в різних перетинах різна, то, поряд з дотичними напруженнями в поперечних перетинах стержня, виникають також нормальні напруги (т. зв. стиснуте крутіння). Вплив дефлотації враховують в проектуванні конструкцій при аналізі форм перетинів з точки зору зниження параметрів деформування.

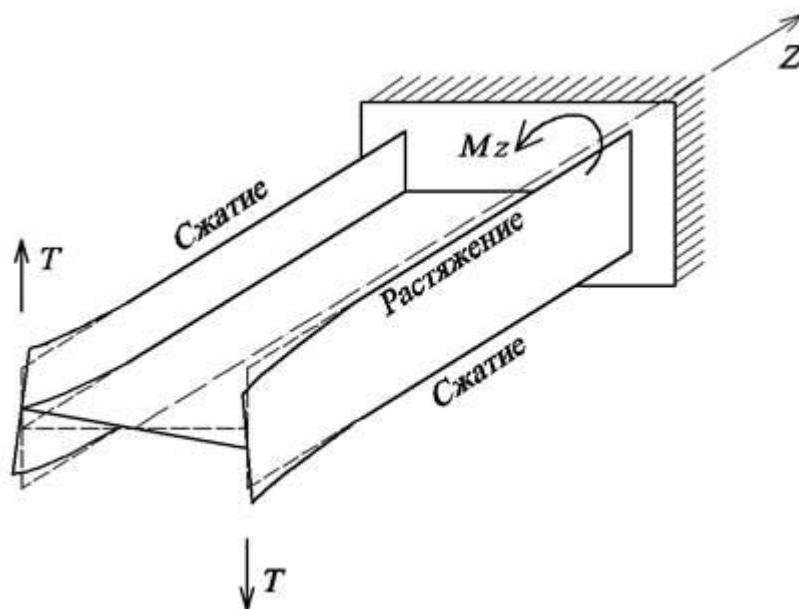


Рис 1.2 Дефлотація балки при дефлотації

Дефлотація призводить до виникнення не тільки дотичних, але і нормальних напружень в поперечних перетинах стержня.

При деяких видах завантаження не дотримується гіпотеза плоских перетинів, відбувається так звана депланація перетину за рахунок нерівномірної деформації стрижня уздовж його осі. Іншими словами, не дотримується принцип Сен-Венана - глибина «проникнення» крайових особливостей уздовж осі істотно більше, ніж в суцільному стержні.

Взагалі кажучи, порівняльна оцінка нормальних і дотичних напружень σ і τ в поперечних перетинах бруса при переході від суцільного перетину до тонкостінних профілів істотно змінюється, і це питання вимагає особливого вивчення.

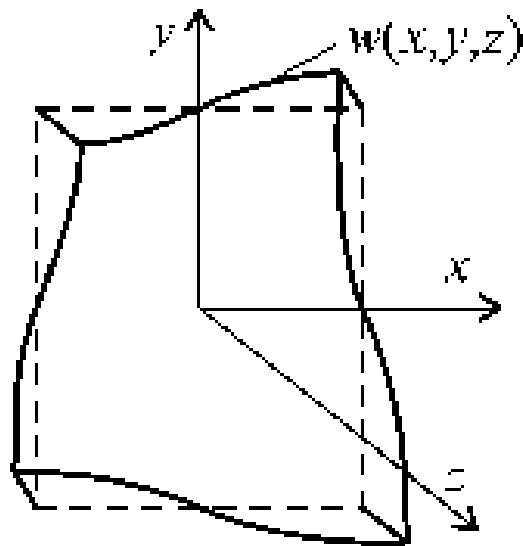


Рис. 1.3 Викривлення поперечного перерізу за поверхнею

За кручення тонкостінних стрижнів і взагалі стрижнів з некруглим поперечним суцільним перерізом, поперечні перерізи плоскі до деформації, викривляються по деякій поверхні $w(x, y, z)$ (рис.1.3), що називається депланація перетину [2]. За характером формування депланація перетину по довжині стрижня, слід розрізняти два типи кручення стрижнів: вільний і стиснутий.

На концентрацію деформацій, також, впливає і депланація перетинів, що відбувається в зоні дії поперечної сили.

Кількісних даних про сприятливий вплив поперечної сили поки що порівняно мало, тому в розрахунку воно досі не враховується. Зроблені спроби включити в формули для підрахунку пластичних поворотів вплив поперечних сил, але виконано це на підставі експериментальних даних, при яких вплив поперечних сил не виділялося самостійно. На думку деяких авторів (Л. Н. Зайцева і І. А. Гороховій), сприятливого впливу, поперечних сил на повороти кінцевих стрижнів не спостерігалось, в той час як їх вплив помітно позначилося на прогибах. Загалом можна вважати, що поперечні сили не роблять несприятливого впливу на деформаційні властивості конструкції, а отже, і на перерозподіл зусиль. Тому при встановленні параметрів деформацій, необхідних для розрахунку, впливом поперечних сил можна знехтувати.

1.3 Вплив депланації на несучу здатність тонкостінного профілю

Основною моделлю дослідження служить вільно оперта однопролетная балка швеллерового тонкостінного профілю.

При дослідженні моделі приймемо такі фізичні гіпотези, що спрощують моделювання об'єкта дослідження, тобто сталевих тонкостінних балок.

Гіпотеза континуальності. Відповідно до неї, матеріал займає обсяг тіла суцільно - без розривів і порожнеч. Таке припущення, спрощено кажучи, суперечить фізичній вченню про атомно-молекулярному будові тіл.

Гіпотеза про ненапружений початковий стан. Відповідно до цієї гіпотези в ненавантаженому тілі внутрішніх сил немає. У будь-якому тілі завжди діють міжатомні внутрішні сили. *Гіпотеза однорідності.* Однорідним називається таке тіло, властивості якого у всіх точках однакові. У природі немає однорідних тіл, хочаб в силу атомно-молекулярного їх будови. Однак з деяким наближенням властивості матеріалу осереднени можна вважати однаковими у всьому обсязі. Гіпотеза однорідності

звільняє від необхідності обліку мінливості механічних властивостей за обсягом, ніж спрощує розрахунки.

Гіпотеза ізотропності. Ізотропним називається такий матеріал, властивості якого у всіх напрямках однакові.

Гіпотеза пружності. Тіло, яке після усунення зовнішнього віз дії відновлює свої розміри і форму, називається пружним.

Реальні тіла і матеріали, строго кажучи, не є пружними. Після кожного впливу в них залишаються деякі відхилення від початкових розмірів. Величини цих відхилень залежать від величин навантажень. При невеликих зусиллях залишкові деформації невеликі, матеріал можна вважати пружним. При великих деформації істотні, наділяти матеріал властивістю пружності можна.

У пружному тілі внутрішні сили і деформації залежать тільки від тих навантажень, які діють в даний момент; від предшестчих впливів ніяких наслідків не залишається.

Крім того, з огляду на специфіку технічної теорії розрахунку тонко стінних стрижнів, описаної в розділі 1, приймемо також геометричні гіпотези:

- стрижень розглядається як оболонка, що володіє в площині поперечного перерізу жорстким контуром;

- деформації зсуву в серединній поверхні відсутні.

Для розрахунку тонкостінних сталевих конструкцій прийнято використовувати, так звані, тонкостінні стержні. Під даним терміном в області будівельної механіки розуміється прямолінійний об'єкт, у якого всі три габариту виражаються величинами різного порядку: товщина стінок такого стрижня значно менше розмірів поперечного перерізу, а розміри поперечного перерізу значно менше довжини стрижня [3].

Нехай стрижень навантажений довільній поздовжньою навантаженням. Виріжемо на деякій відстані z нескінченно малий елемент dz (рис.1.4). На даний елемент діє зовнішнє навантаження і внутрішні поздовжні сили в перетинах, за якими вирізаний елемент.

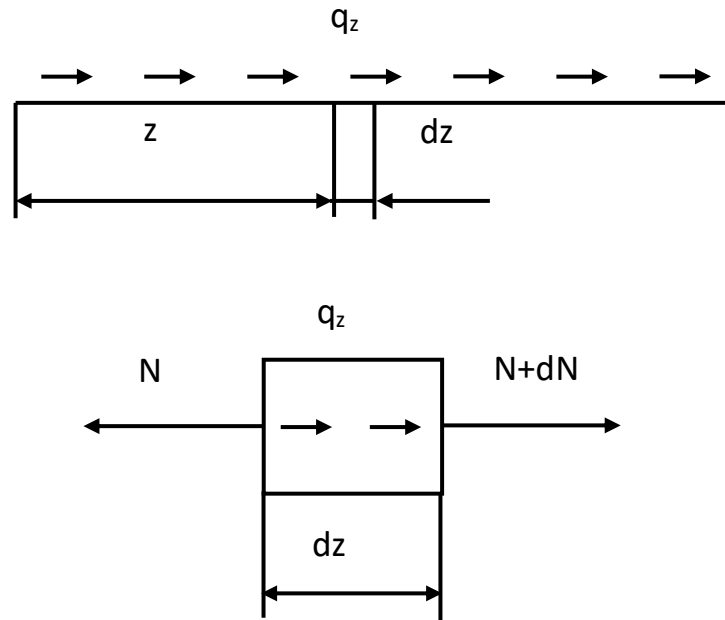


Рис.1.4 Схематичне зображення повздовжньо навантаженого стрижню

Складемо рівняння рівноваги вирізаного елемента.

$$- N + q_z \cdot dz + N + dN = 0,$$

$$\frac{dN}{dz} + q_z = 0,$$

При дії поздовжніх сил поперечний переріз переміщається уздовж осі стрижня. Визначимо це переміщення як функцію координати z .

Підставивши в закон Гука $\epsilon = \sigma / E$ вираз напруги при розтягуванні $\sigma = N / F$, отримаємо $\epsilon = N / EF$. За формулою Коші та ж деформація дорівнює $\epsilon = \partial W / \partial z$. У підсумку здобуває другу диференціальне рівняння математичної моделі

$$\frac{\partial W}{\partial z} = \frac{N}{EF}$$

Рівняння (1) і (2) є математичною моделлю при розтягуванні. Рішення диференціальних рівнянь (1) і (2) мають вигляд

$$N(z) = C1 - \int_0^z q(\xi) d\xi$$

$$W(z) = C2 + \int_0^z \frac{N}{EF} dz = C2 + C1 \cdot z - \int_0^z \int_0^z q(\xi) d\xi$$

Визначимо фізичний зміст постійних інтегрування. При $z = 0$: $N(0)=C1$,
 $W(0)=C2$.

Значення інтеграла залежить від зовнішньої прикладеного навантаження. Розглянемо значення інтеграла навантажувальних функцій для найбільш часто зустрічаються навантажень.

а) Зосереджена сила (рис.1.5):

при $z \leq a$ $\Phi N(z)=0$, $\Phi W(z)=0$;

при $z \geq a$ $\Phi N(z)=P$, $\Phi W(z)=\frac{P(z-a)}{EF}$.

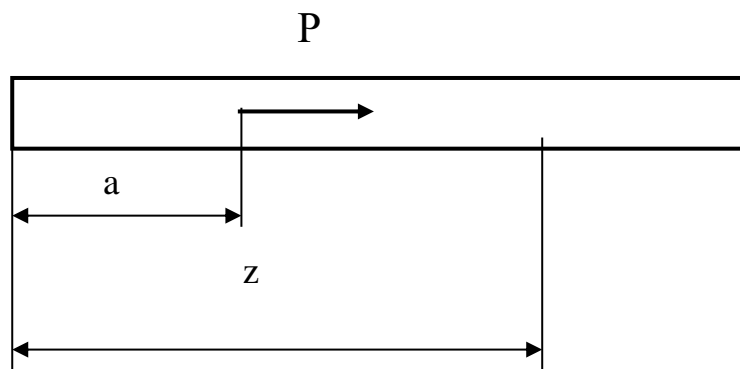


Рис.1.5 Зосереджена сила прикладена до стрижню.

при $z \leq c$ $\Phi N(z)=0$, $\Phi W(z)=0$;

при $z \geq c$ $\Phi N(z)=q(z-c)$, $\Phi W(z)=\frac{q(z-c)^2}{2EF}$.

Розглянемо задачу поздовжньо-поперечного вигину для стержня жорстко закріпленого з двох сторін і навантаженого тільки стискаючим навантаженням (рис.1.6).

Так як жорсткість стержня і поздовжнє сила постійні, то основне диференціальне рівняння поздовжньо-поперечного вигину виглядає наступним чином:

$$VIV + k^2V'' = 0, \quad P/EJ = k^2$$

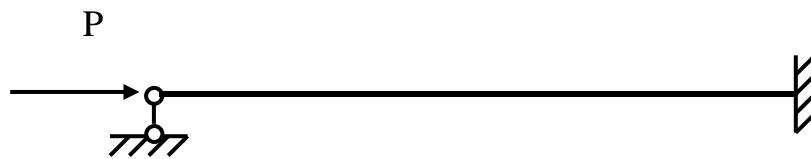


Рис.1.6 Закріплений стержень навантажений стискаючою силою \$P\$.

Рішення даного рівняння має вигляд:

$$V(z) = A + Bz + C \operatorname{sink}z + D \operatorname{cos}kz$$

Після математичних перетворень висловимо силу, яка буде критичною:

$$P_{кр} = \pi^2 EJ / (0,7l)^2$$

Таким чином, різні випадки обпирання і навантаження стержня наводяться до основного нагоди введенням в формулу для критичної сили так званої наведеної довжини \$l_{кр} = \mu l\$, де \$\mu\$ - коефіцієнт наведеної довжини. При визначенні значення критичної сили необхідно зважати на можливість різних форм втрати стійкості в головних площинах стержня, що залежить від способів його закріплення. Якщо кінці стержня закріплені так, що наведена довжина його виявляється однаковою для обох головних площин, то при обчисленні критичної сили слід брати найменший момент інерції поперечного перерізу:

$$P_{кр} = \pi^2 EJ_{min} / (\mu l)^2$$

Зазначена формула має найменування формули Ейлера.

Формула Ейлера була виведена в припущенні, що деформування матеріалу підкоряється закону Гука. Однак очевидно, що в міру зменшення довжини стержня значення критичної сили збільшується і може виявитися, що, починаючи з деякого значення, що стискають напруги, викликані нею, будуть перевищувати межу пропорційності і закон Гука виявляється неприйнятним.

Для визначення межі застосування формули Ейлера знайдемо нормальне напруження, відповідне критичної сили:

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F}$$

Критична сила за формулою Ейлера дорівнює:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{(l_0)^2},$$

де $l_0 = \mu l$ – приведена довжина стрижню.

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

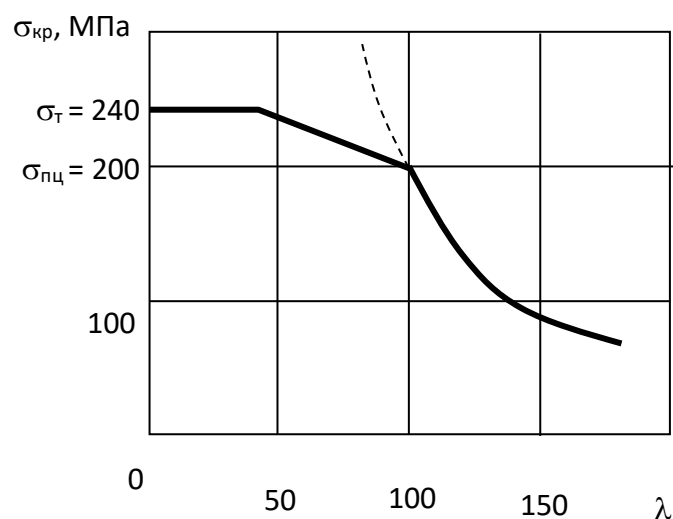


Рис.1.7 залежність між критичним напруженням і гнучкістю стержня

Таким чином, ми маємо два граничних випадки роботи стиснутих стержнів (рис.1.8): короткі стержні, які втрачають вантажопідйомність в основному за рахунок руйнування матеріалу від стиснення, і довгі, для яких втрата вантажопідйомності викликається порушенням стійкості прямолінійної форми стержня. Кількісне зміна співвідношення довжини і поперечних розмірів стержня змінює і весь характер явища руйнування. Загальним залишається лише раптовість настання критичного стану в сенсі раптового різкого зростання деформацій.

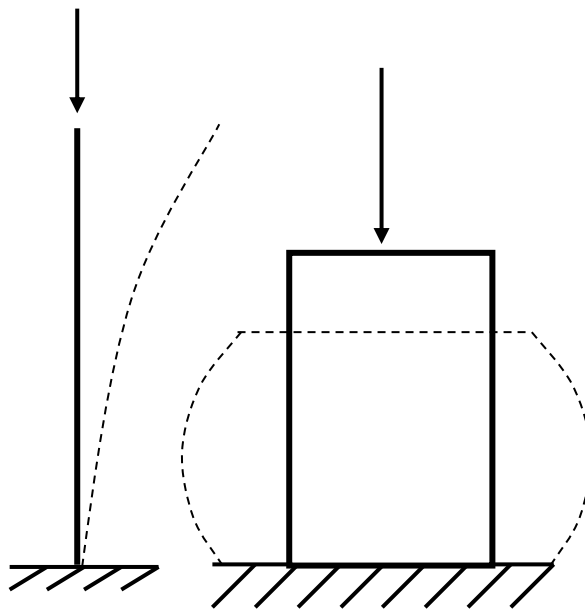


Рис.1.8 Два граничних випадки роботи стиснутих стержнів.

Незважаючи на свою затребуваність в будівельній галузі, розвиток і застосування легких сталевих конструкції до недавнього часу було утруднено через відсутність єдиної нормативної бази. «Загальні правила проектування сталевих конструкцій» фактично не описують проектування саме тонкостінних конструкцій, практично відсутня інформація про такий важливий для ЛСТК додатковому внутрішньому силовому факторі, як бімомент, і виникає під його дією викривленні поперечного перерізу тонкостінного стержня - депланації.

Критичне навантаження, пов'язану з втратою загальної стійкості настільки велика, що перевищує навіть навантаження, відповідну «класичної» теорії міцності. Навіть якщо балку якимись конструктивними заходами захистити від втрати місцевої стійкості і навіть депланації, тобто якимось чином за- ставити її згинатися по законам, справедливим для нетонкостенних і закритих профілів, все одно втрата міцності у вигляді досягнення майданчики плинності відбудеться раніше втрати загальної стійкості. Іншими словами, балка «потече» набагато раніше, ніж вийде з площини на- вантаженням, і значенням графі не варто надавати великого значення. [8]

Якщо балка закладена так, що депланація перетину в закладенні стає неможливою, то буде мати місце так зване стиснуте крутіння, при якому в поперечному перерізі виникають не тільки дотичні, а й значні нормальні напруги. Тому бажано вживати заходів, що усувають крутіння в балках прокатного профілю. [9]

Напруження є результатом взаємодії частинок тіла при його навантаженні. Зовнішні сили прагнуть змінити взаємне розташування частинок, а виникаючі при цьому напруги пре-перешкоджає зміщення частинок, обмежуючи його в абсолютній більшості випадків деякої малою величиною.

Розтягування або стиснення стрижня викликається силами, дію-ські уздовж його осі. В цьому випадку в поперечних перетинах стрижня з шести внутрішніх силових факторів виникає тільки один - поздовжня (осьова) сила N .

Відсутність поперечних сил дає підставу припустити, що дотичні напруження кожній точці поперечного перерізу дорівнюють нулю. Визначаючи напруги при розтягуванні, стисненні і при інших видах деформацій, в опорі матеріалів, а також в теорії пружності широко користуються таким вельми важливим положенням, що носить назву

принципу Сен-Віденна: якщо тіло навантажується статично еквівалентними системами сил.

1.4 Ранішні роботи за вивченням депланації

Теорія розрахунку гнучких стрижнів, які втрачають стійкість в пружною стадії роботи матеріалу, була створена Леонардом Ейлером. У 1744 р Леонард Ейлер опублікував розроблений їм метод варіаційного обчислення.

Якщо депланація у всіх поперечних перетинах однакова по довжині стержня або інакше $w(x, y, z) = w(x, y)$, тобто вона є постійною і не залежить від z , то таке кручення називається вільним. При змінних депланація по довжині стержня, кручення називається обмеженим.

При вільному крученні в поперечних перетинах стержня виникають тільки дотичні напруження, а при обмеженому крученні, поряд з дотичними виникають і нормальні напруги. Ефект від нерівномірної депланації перетину по його довжині найбільш істотний для стрижнів відкритого профілю.

Зауважимо, що порядок обчислення напружень і переміщень в тонкостінному стержні закритого профілю при вільному крученні принципово нічим не відрізняється від методу розрахунку звичайних стрижнів. Тому, тут цього питання спеціальну увагу не приділяється.

Мірою депланації перетину є бімомент. Необхідно зауважити, що бімомент є самоврівноважним фактором і за методом перетинів не може бути визначений.

Отже, завдання в загальному випадку навантаження тонкостінного стержня є статично невизначеної. Наприклад, якщо навантажити стрижень двотаврового перетину чотирма рівними силами P (рис.1.9), бімомент в торцевому перетині дорівнюватиме:

$$B_{\omega} = 4 \frac{Pbh}{4} = Pbh.$$

де ω_i - значення секториальної площі для точки прикладання сили P_i .

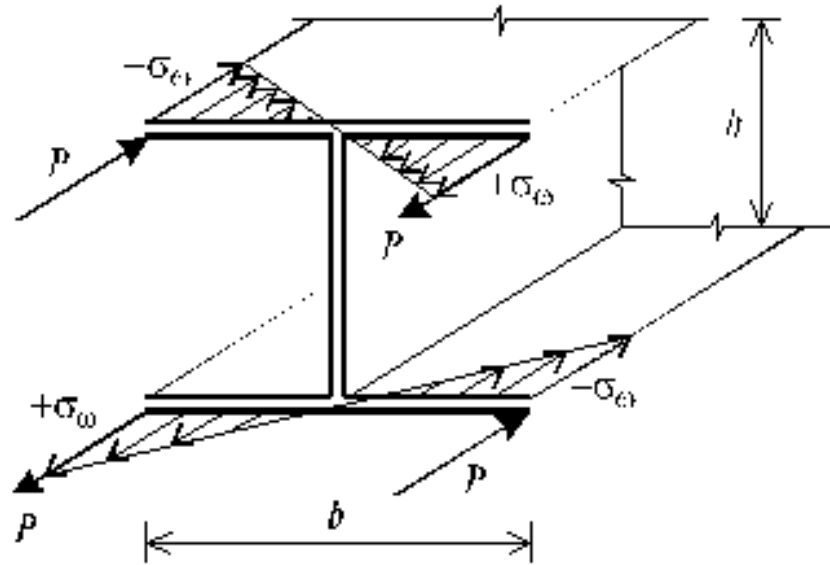


Рис 1.9 Фізична природа виникнення бімомента

У 1855 р Сен-Венаном розроблена теорія крутіння призматичного стержня. Було встановлено, що для некруглого стержня при наявності зв'язків, що заважають спотворення розтину виникає згинальна або стиснуте крутіння, при якому в елементі виникають додаткові нормальні напруги. Подальший розвиток теорії призвело до розробки Prandtl L. мембранної аналогії крутіння. Теорія стиснутого крутіння почала розвиватися з кінця 19 початку 20 століть. Питання стійкості плоскої форми вигину консольних двотаврових балок розглянуті Prandtl L. і Michell A.G, при різних типах навантаження і місць її застосування. Істотний внесок в дослідження питання стиснутого крутіння тонкостінних стрижнів відкритого профілю вніс Тимошенко СП. Він розглянув задачу стійкості плоскої форми вигину двотаврової балки і встановив, що в цьому випадку розподіл напружень по перерізу відрізняється від закону плоских перетинів. Результати теоретичних досліджень підтверджені даними експерименту. У 1920 р Тимошенко СП. розробив методу визначення центру вигину тонкостінних відкритих профілів. Перше експериментальне підтвердження відхилення від закону плоских перетинів отримав Vach-Vaumann при вигині прокатного швелера . У 1909 р він встановив, що при дії навантаження,

паралельній площині стінки швелера, крім вигину в цій площині відбувається поворот перерізу відносно поздовжньої осі. Maillart R. показав, що недотримання закону плоских перетинів має місце і в симетричних профілях, при цьому спостерігається вигин окремих елементів балки. Закінчену теорію розрахунку тонкостінних стержнів відкритого профілю на стиснуте крутіння розробив Власов В.З. [7]. Теорія стержнів відкритого профілю заснована на двох гіпотезах: - тонкостінний стержень відкритого профілю розглядається у вигляді оболонки з нешаткою в поперечній площині профілем; деформації зсуву в серединній поверхні профілю дорівнюють нулю. При крученні тонкостінного стержня виникає явище згинального або стиснутого крутіння. Крім дотичних напружень в поперечних перетинах виникає взаємно врівноважена система нормальних напружень, що приводиться до нової узагальненої сили, яку автор назвав бімомент. Крутний момент, действз ^ щий в перерізі стержня, сприймається не тільки за рахунок чистого кручення, а й за рахунок згинального крутіння. Встановлено закон розподілу нормальних напружень в поперечному перерізі, відповідно до якого нормальні напруги в перетині тонкостінного елемента розподіляються пропорційно секторіальних площами. Поздовжні переміщення точок перетину рівні:

$$u = \zeta - \xi'x - \eta'y - \theta'\omega$$

де - ζ осьові переміщення, $\xi'x$ - поперечні переміщення, x і y координати точок перетину, θ - кут закручування, ω - секторіальна площа.

Перші три складові висловлюють закон плоских перетинів, четверте доданок (секторіальна депланація) визначає частину переміщень, що виникає при крученні стержня і описується законом секторіальних площ. Для прямолінійних ділянок профілю секторіальні площі завжди представлені прямолінійними епюрами, тому що секторальна площа на такій ділянці завжди лінійна функція від довжини профільної лінії.

1.5 Сучасні роботи за вивченням депланації

У таблиці 2 [4] зведені основні рівняння і невідомі, якими оперують найбільш відомі і значущі в прикладному значенні розрахункові теорії тонкостінних стрижнів, більш детальний огляд яких наведено трохи нижче.

Основні рівняння розрахункових теорій тонкостінних стрижні Таблиця 2

Найменування теорії	Безсувна теорія (за В.З. Власовим)	Напівсувна теорія (за В.И. Сливкером)	Напівсувна теорія (за А.А. Уманским)
Основні рівняння			
Рівняння рівноваги	$-H' - B'' = m + m'$ $\omega \quad x \quad B$ $-B' + M = m$ $\omega \quad \omega \quad B$	$-H' - M' = m$ $\omega \quad x$ $-B' + M = m$ $\omega \quad \omega \quad B$	$-H' - M' = m$ $\omega \quad x$ $-B' + M = m$ $\omega \quad \omega \quad B$
Геометричні рівняння	$\chi x = \theta'; \chi B = -\theta'';$ $\gamma \omega = 0$	$\chi x = \theta'; \chi B = -\beta';$ $\gamma \omega = \theta' - \beta$	$\chi x = \theta'; \chi B = -\beta';$ $\gamma \omega = \theta' - \beta$
Фізичні рівняння	$H = GI d\theta'$ $B\omega = -EI\omega\theta''$	$\frac{GI d}{\psi - 1}$ $M\omega = (\theta' - \beta)$ $H = GI d\theta'$ $B\omega = -EI\omega\beta'$	$M\omega = -EI\omega\beta'' - mB$ $H = GI d\theta'$ $B\omega = -EI\omega\beta'$
Основні невідомі			
Переміщення	θ - кут закручування θ' - міра депланації	θ - кут закручування β - міра депланації	θ - кут закручування β - міра депланації
Деформації	χx - деформація кручення χB - відносна депланація $\gamma \omega$ - деформація зсуву		
Інтегральні характеристики нормальних і дотичних напруг	$B\omega$ - бімомент H - момент чистого кручення $M\omega$ - секторіальний крутний момент (момент стиснутого крутіння)		

Першою роботою, яка досить повно викладає основні особливості розрахунку тонкостінних стрижнів, може вважатися книга В.З. Власова, що побачила світ у 1959 р .: «Тонкостінні пружні стрижні» [7]. У ній автор, ґрунтуючись на ряді гіпотез для стержня відкритого профілю, будує модель, в рамках якої вводиться ряд характеристик поперечного перерізу стержня, названих секторіальними, а також новий силовий фактор - бімомент.

Бімомент може бути представлений як пара моментів протилежного знаку, що діють в поперечному перерізі тонкостінного стержня. Особливість бімомента полягає в тому, що його неможливо обчислити, користуючись рівняннями статки. Введення нового силового фактора тягне за собою необхідність розгляду і нового виду деформації, який був названий депланація.

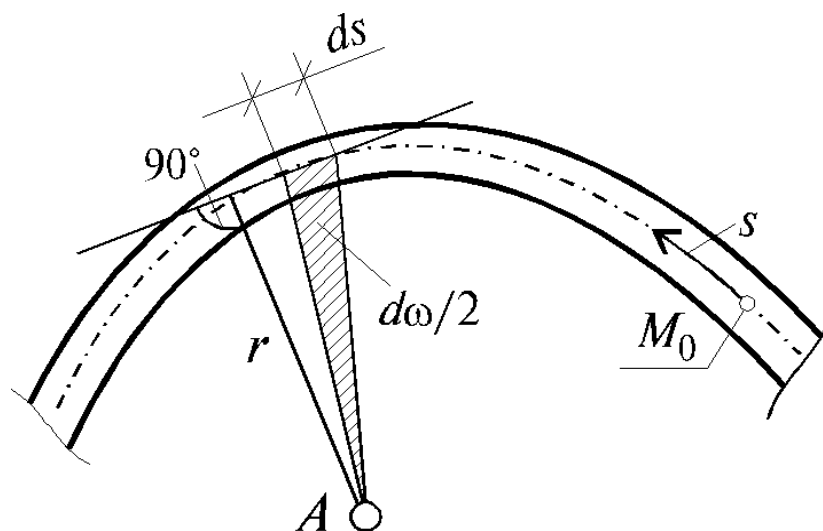


Рис 1.10. Визначення секторіальної площі

Для опису напружено-деформованого стану Власовим були введені нові геометричні характеристики поперечного перерізу стержня, головним з яких є секторіальна площа:

$$M$$

$$\omega(s) = \int r ds$$

$$M_0$$

де: ω - секторіальна площа;

M_0 - початок відліку координати s , прийняте довільно;

M - кінцева точка на поперечному перерізі тонкостінного стержня.

Тонкостінні стержні замкнутого профілю були розглянуті Уманським в [3]. Основною відмінністю теорії Уманського є прийнята ним гіпотеза про те, що поздовжні переміщення точок стержня в результаті депланації пропорційні (з деяким коефіцієнтом) переміщенням точок стержня при вільному крученні. Дане припущення дозволяє отримати систему дозвільних рівнянь, що описують крутіння тонкостінного стержню замкнутого профілю.

В теоріях як відкритого профілю (теорія Власова), так і закритого (теорія Уманського) приймаються деякі гіпотези, на підставі яких будуються основні судження і які в той же час визначають межі застосування даних теорій, за межами яких похибка обчислень буде перевищувати допустиму величину.

Відмінність записів функціоналів для обох теорій полягає в наявності моменту стиснутого крутіння в функціоналі енергії деформації для стержня замкнутого перетину, а також в використовуваних геометричних характеристиках, які для стержнів замкнутого профілю визначаються через узагальнену секторіальних площа, тоді як для стержнів відкритого профілю - через звичну ω .

Втрата стійкості пластини з тріщинами при їх розтягуванні характеризується локальним випинання частин пластини, що примикають до тріщини з її площини.

На малюнку 1.11 наведена пластина з тріщиною (вид збоку), що втратила стабільність при її розтягуванні. Видно, що втрата стійкості відбувалася в основному поблизу тріщини. В процесі навантаження пластин розтягують зусиллям p визначалися величини w (або безрозмірного параметра прогину w / h). [9, с 274]



Рис. 1.11 Виникнення тріщини плоскої пластини при розтягуванні

У теоретичних роботах дослідження стійкості проводяться в рамках біфуркаційних теорій. Вважається, що до певного значення яких докладають навантажень прогин дорівнює 0, а заєтм, він миттєво зростає. В експериментальних дослідженнях стійкості пластин з тріщинами при розтягуванні неможливо було визначити єдине значення критичного навантаження. Тут не реалізується біфуркаційних форма переходу до суміжного рівноважного стану (не виявляється явно величина навантаження, при якій існував би явно цей перехід). В експерименті спостерігалосся безперервне збільшення прогину пластини, однак з ростом навантаження на різних інтервалах це збільшення носило різний характер (рис 1.12)

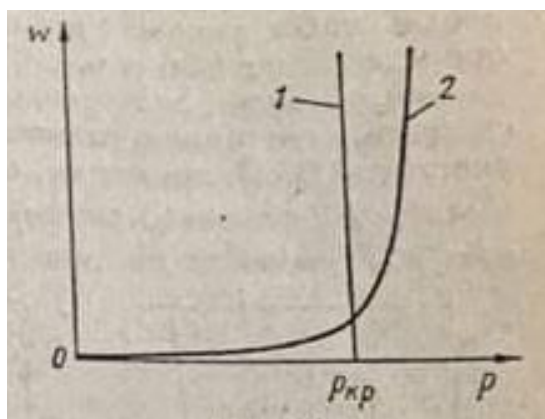


Рис 1.12 Графік зміни величини прогину пластини в залежності від величини навантаження.

Спочатку в процесі навантаження пластин збільшення навантаження не призводить до зростання довжини тріщини. Потім при подальшому навантаженні тріщина починає поступово розвиватися, причому (для деяких матеріалів) задовго до досягнення максимального навантаження. Вихідна тріщина починає своє просування при напруженні P_i (страгування тріщини), які можуть бути на 20-40% нижче значення максимального навантаження.

Початок мікроруйнування під яким мається на увазі момент початку зростання тріщини, не збігається з моментом втрати пластиною несучої здатності.

У роботах Мішеля було розглянуто нескінченну тонкостінну пластину з круговою дірою без напруг, підданого рівномірному розподіленому навантаженню

Натяг в одному напрямку показано на рис. 1.13.

Ця задача не буде осесиметричною, і вимагатиме особливих q -залежних термінів із загального рішення Мішеля [10].

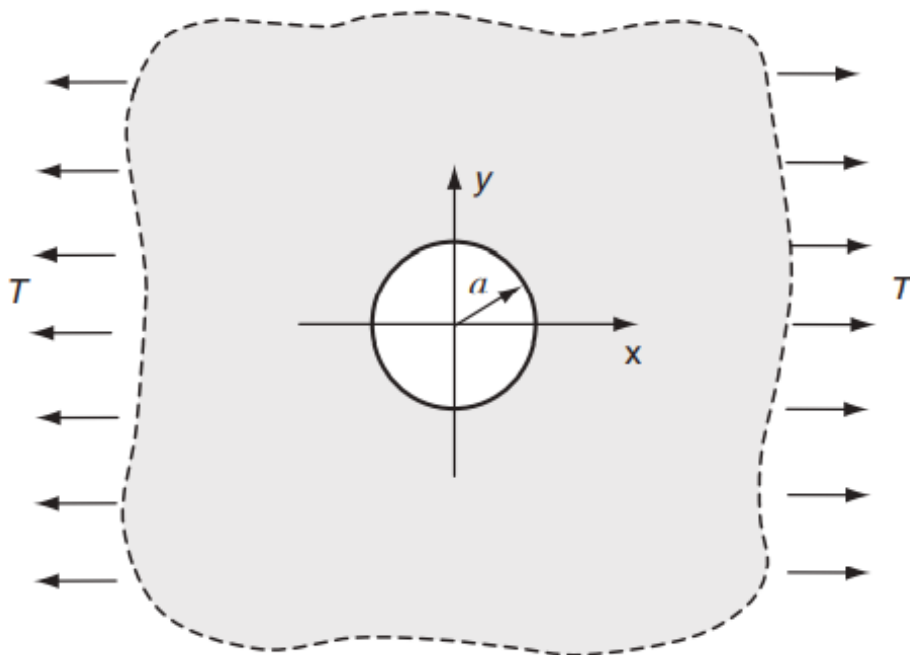


Рис 1.13. Напрямок дії натягу у нескінченній пластині с кругвою дірою

Граничними умовами цієї проблеми є

$$\begin{aligned}\sigma_r(a, \theta) &= \tau_{r\theta}(a, \theta) = 0 \\ \sigma_r(\infty, \theta) &= \frac{T}{2}(1 + \cos 2\theta) \\ \sigma_\theta(\infty, \theta) &= \frac{T}{2}(1 - \cos 2\theta) \\ \tau_{r\theta}(\infty, \theta) &= -\frac{T}{2}\sin 2\theta\end{aligned}$$

Висновки по розділу:

В даному розділі було ознайомлено із природою явища депланації, розглянуто відому літературу присвячену дослідженню деформації металів і в окремому випадку вплив депланації на несучу здатність тонкостінних стрижнів. За аналізом розділу було зроблено наступні висновки:

- для вирішення завдань динаміки тонкостінних стрижнів актуальним є використання матриці жорсткості чотирнадцятого порядку, що враховує деформацію зсуву від стиснутого крутіння. Результати визначення напружено-деформованого стану, отримані за допомогою цієї матриці, мають дуже велику точність. Однак дана методика вимагає значних доопрацювань, як в оптимізації розрахункового алгоритму, так і зв'язку роботи тонкостінних стрижнів зі звичайними.

- великою кількістю вчених проведено дослідження форми втрати стійкості в залежності від напруженого стану стержня, його геометричних і фізичних характеристик. Для отримання точних результатів запропонована більш обґрунтована концепція скороченої перетину. Визначено вплив перфорації перетину на форму втрати стійкості: для просічно-розтяжного стержня були виявлені характерні довжини в межах яких характер втрати стійкості не змінюється, а також розглянуто вплив зміни ставлення геометричних розмірів перетину на втрату стійкості. Також для дослідження роботи сталевих тонкостінних елементів починають застосовуватися сучасні методи розрахунку з використанням нейронних мереж і генетичного програмування.

- розрахунок тонкостінних сталевих конструкцій із застосуванням кінцево-елементної моделі в спеціалізованих програмних комплексах актуальний зважаючи на свою швидкості і відносної уніфікації. На даний момент розроблено кілька методик побудови кінцево-елементної моделі: використання стрижневих елементів з додатковим ступенем свободи, оболонкових кінцевих елементів, суперелементов з ребрами жорсткості.

2. Експериментальна оцінка впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів з надрізами.

Дослідження впливу депланації поперечного перерізу тонколистових пластинок на їх напружено-деформований стан (НДС) пропонується проводити за такою методикою:

- проводиться МСЕ-моделювання статичного навантаження тонколистових зразків (пластинок) з різними концентраторами напружень, що імітують конструкційні вирізи і / або експлуатаційні дефекти елементів конструкції, наявні або виникають в обшивці фюзеляжу транспортних літаків;

- в результаті МСЕ-моделювання визначаються найбільш навантажені і / або цікаві з точки зору впливу ДПП точки (місця) на поверхні зразків;

- в обраних точках на поверхні зразків встановлюються тензорозетки або окремі тензорезистори, після чого проводиться статичне навантаження зразків із записом тензометрії;

- проводиться порівняння результатів МСЕ-моделювання та натурального експерименту.

Оскільки ДПП являє собою досить складний процес, перед проведенням повноцінних експериментів необхідно провести апробацію запропонованої методики на відносно простих об'єктах - на платівках без концентраторів напружень і на пластинках з малими і великими отворами і вирізами (щілинами). Вибір об'єктів випробувань обумовлений наявністю в спеціалізованій літературі точних рішень, що стосуються особливостей розподілу напружень σ .

2.1 Деформування суцільний пластинки

В якості першого експерименту вивчалися особливості ПДВ при розтягуванні суцільний пластини, виготовленої з тонколистового алюмінієвого сплаву Д16АТВ, см. Рис.2.1. Для проведення експериментів використовувалася суцільна платівка 680x240x1,5 мм, виготовлена з тонколистового алюмінієвого сплаву Д16АТВ.

Згідно відомого аналітичного рішення [11], при одноосьовому розтягуванні вузькою і довгою тонкою (тонколистовою) смуги напругою σ в напрямку осі $0Y$ (див. Рис.2.1, а), в смугі реалізується плоский напружений стан. При цьому для вузької смуги з усіх компонентів тензора напружень T_σ ($\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}, \tau_{yx}$) ненульовим залишається тільки $\sigma_y = \sigma$, всі інші компоненти T_σ рівні 0: $\sigma_x = \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0$.

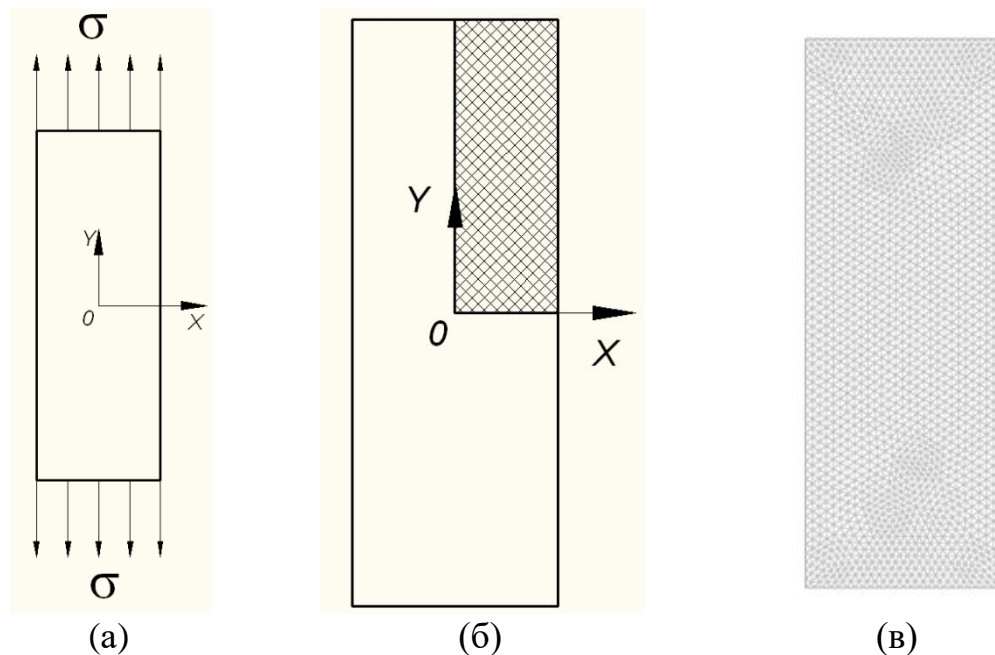
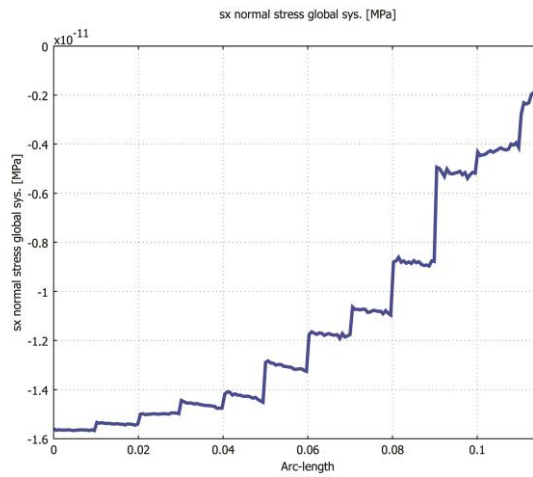


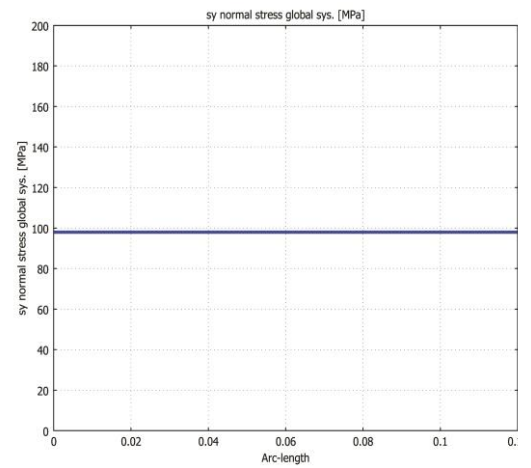
Рис. 2.1. Вихідна платівка - (а), підготовка пластинки до МСЕ-моделювання - (б), сітка кінцевих елементів-(в)

У зв'язку з сіметрією для проведення МСЕ-моделювання викорістовується тільки $\frac{1}{4}$ частина віхідної пластинки (рис. 2.1, б), кінцево-елементна модель якої представлена на рис. 2.1, в.

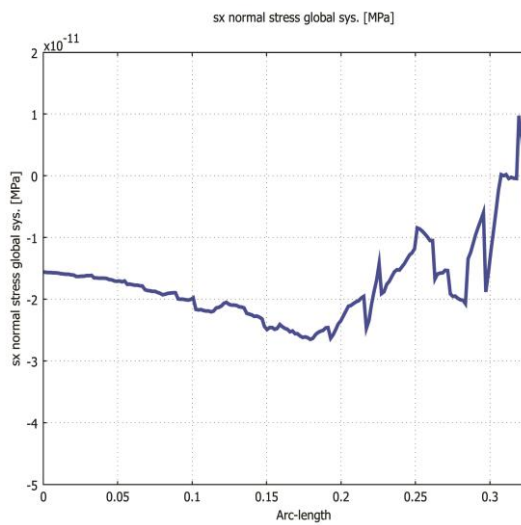
У результаті МСЕ-моделювання розтягування суцільній пластинки напругою $\sigma = 98$ МПа були отримані залежності розподілу напруженого σ_x и σ_y в напрямку осей $0X$ и $0Y$, див. Мал. 2.2. Отримані дані показують, что напяржение σ_y в будь-якій точці и в будь-якому напрямку дорівнює $\sigma_y = 98$ МПа, а значення σ_x варіюється від $\sigma_x = 0$ МПа (на Зовнішній Межі) до $\sigma_x = -1,6 \cdot 10^{-11}$ МПа (в центрі пластини), тобто ставити дуже малу величину, практично НЕ відрізняються від 0, що узгоджується з результатами аналітичного рішення.



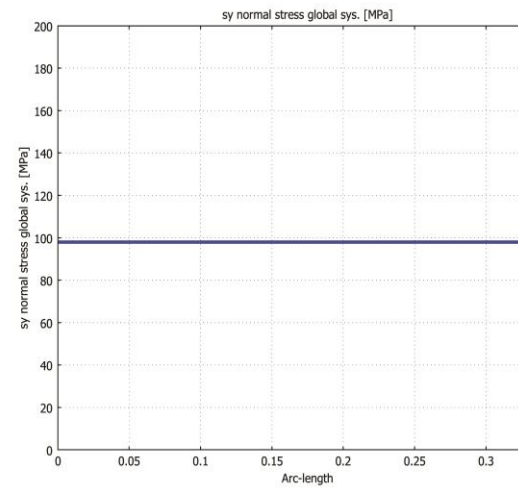
(а)



(б)



(в)



(г)

Рис.2.2. Розподіл напружень σ_x і σ_y в напрямку осей $0X$ і $0Y$: (а) - σ_x в напрямку $0X$, (б) - σ_y в напрямку осі $0X$, (в) - σ_x в напрямку осі $0Y$, (г) - σ_y в напрямку осі $0Y$.

Для проведення натурального експерименту на випробувальній машині УИМ-40-2 використовувалася суцільна тонкостінна пластина (зразок) $680 \times 240 \times 1,5$ мм, виготовлена з тонколистового алюмінієвого сплаву Д16АТВ, см. Див.2.3.

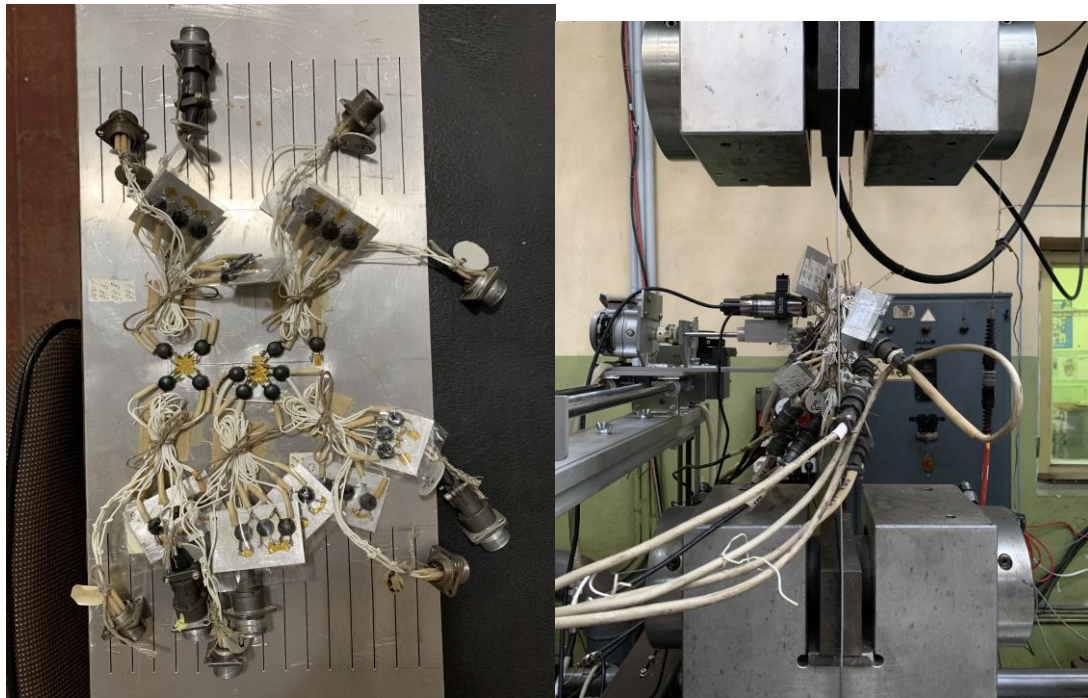


Рис.2.3. Фото - зразок, загальний вигляд і розміщення на випробувальній машині УИМ-40-2.

На зразку були розміщені три прямокутні тензорозеткі 2.4, підключення за допомогою вимірювальних тензоканалов до тензостанції НВМ, керованої спеціалізованим програмним забезпеченням Catman.

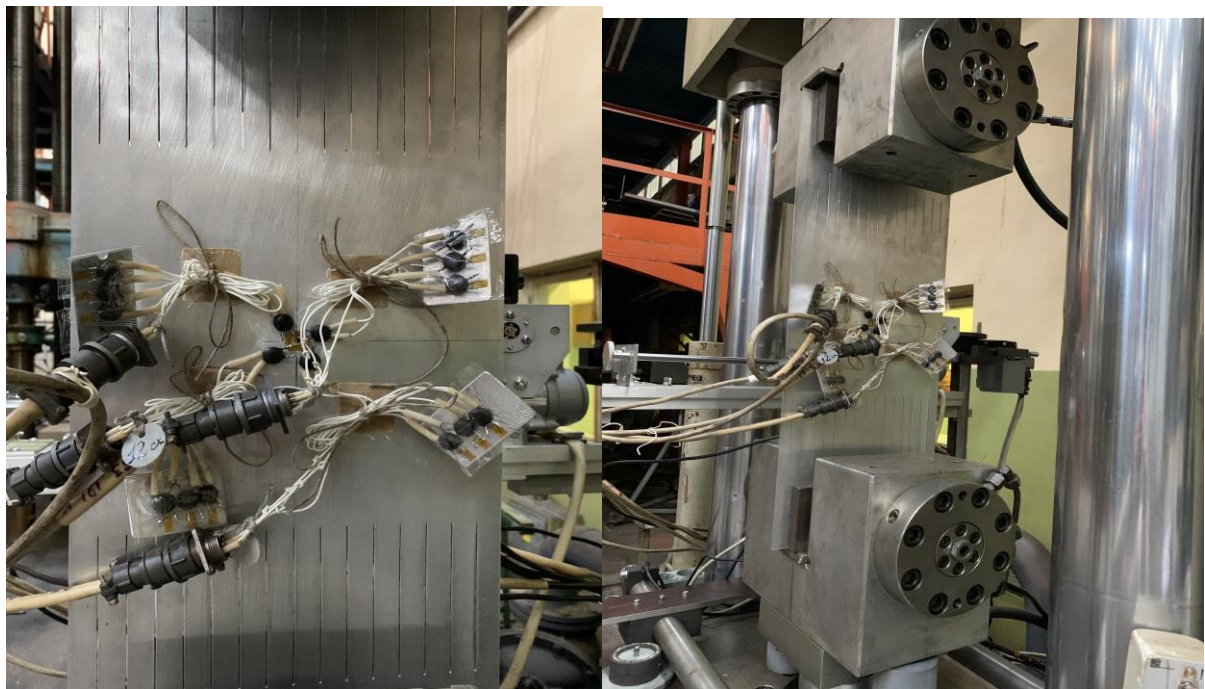


Рис.2.4. Фото - зразок, загальний вигляд і розміщення на випробувальній машині УИМ-40-2.

Після установки зразка в випробувальну машину УИМ-40-2 вироблялося його поетапне навантаження з кроком тисячі кгс (9806 Н) з зупинкою на кожному ступені навантажування не менше 10 секунд, необхідної для фіксації показань тензоканалов. Максимальне навантаження, прикладена до зразка, становить 4000 кгс (39,2 кН).

Практика показує, що тензорозеткі найчастіше наклеєні так, що осі окремих тензорезисторів не збігаються з напрямом осей глобальної системи координат, що використовується при визначенні компонентів ПДВ в COMSOL. Тому на підставі показань окремих тензоканалов 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 МСЕ-моделі, див. Таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

Визначення величини максимальних σ_1 і мінімальних σ_2 напруг

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

Як видно з представлених результатів, максимальне середнє напруга становить $\sigma_1 = 10,71$ МПа, а мінімальне середнє напруження $\sigma_2 = -1,098$ МПа, що погано стикується як з результатами аналітичної, так і МСЕ-моделі, в основному, через те, що аналітичне рішення не враховує особливості фіксації та геометрії граней пластини.

Порівняння величин напруг

Напруга, МПа					
Аналітична модель		МСЕ–модель		Експеримент	
σ_y	σ_x	σ_y	σ_x	σ_y	σ_x
98	0	98	$-1,5 \cdot 10^{-11}$	105	-10,76

2.2. Деформування пластинки з малим отвором (завдання Кірша)

Для розрахунку за завданням Кірша аналогічним чином було проведено розрахунок НДС за деформування пластинки з малим отвором – 5мм. Порівняння результатів розрахунку за різними методиками приведено у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Порівняння величин напруг

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

2.3. Деформування пластинки з великим отвором (вирізом)

Аналогічним чином було проведено розрахунок напружено-деформованого стану за деформування пластинки з великим отвором – 100 мм. Порівняння результатів розрахунку за різними методиками приведено у таблиці 2.4.

Порівняння величин напруг

Напруга, МПа					
Аналітична модель		МСЕ-модель		Експеримент	
σ_y	σ_x	σ_y	σ_x	σ_y	σ_x
218	40	210	39	224	32,4

Як видно з представлених результатів, максимальне середня напруга становить $\sigma_1 = 28,4$ МПа, а мінімальне середнє напруження $\sigma_2 = -58,05$ Мпа.

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 2.5).

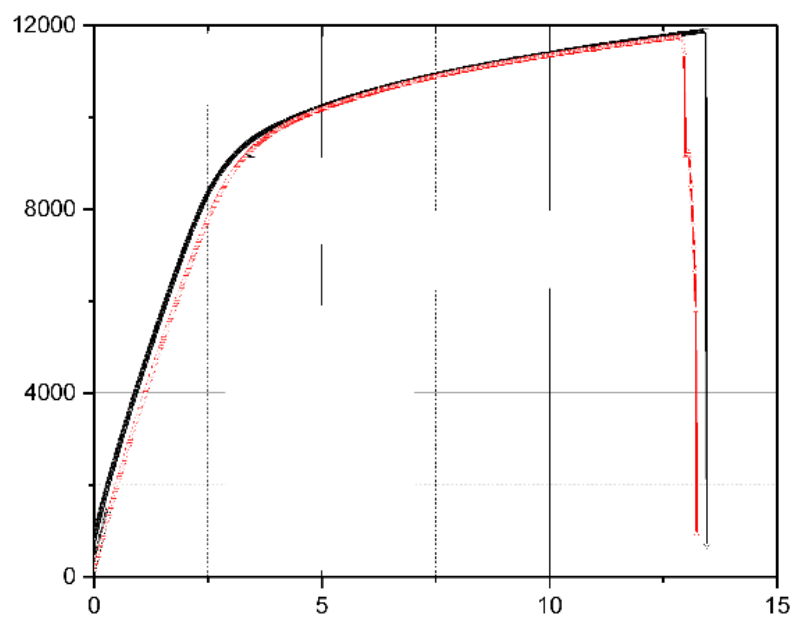


Рис. 2.5. Графік залежності прикладеного зусилля до величини деформації для пластини із невеликим отвором.

За гафіком 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.

Висновки по розділу: В даному розділі було розглянуто результати експериментального дослідження явища депланації за деформування декількох типів тонких пластин: деформування суцільної пластинки деформування пластинки з малим отвором (завдання Кірша), деформування пластинки з великим отвором (вирізом), деформування пластинки з вузькою щілиною (надрізом). За отриманими результатами буде проведено порівняння із результатами отриманими за чисельною та аналітичною методиками.

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.

3. Розрахункова оцінка впливу депланації на несучу здатність тонколистових конструктивних елементів з надрізами в рамках засобів пакету COMSOL за методом кінцевих елементів (МКЕ).

За допомогою програмного пакету COMSOL – програмного забезпечення для аналізу методом скінцевих елементів і мультифізичного моделювання розраховуємо статичне навантаження тонколистових пластинок із різними концентраторами напружень.

Отож, після відкриття програми у Model Wizard (2D) обираємо пакет роботи Structural Mechanics (Solid Mechanics) і тип розрахунку Stationary. Далі будуємо за допомогою Geometry-Rectangle геометрію деталі необхідної форми, а саме чверть суцільної пластину за розмірами: $h=680$ (170) mm, $b=240$ (60) mm, $d = 1.5$ mm (Рис 3.1). Обираємо апроксимацію за «Plane stress» у Solid Mechanics на дереві моделювання і завдаємо товщину пластини у 1.5 мм. Надалі задаємо тип матеріалу у Blank material (new): Д16АТВ ($E=72\ 000$ МПа, $\nu = 0.33$, густина – 2770 кг/м³).

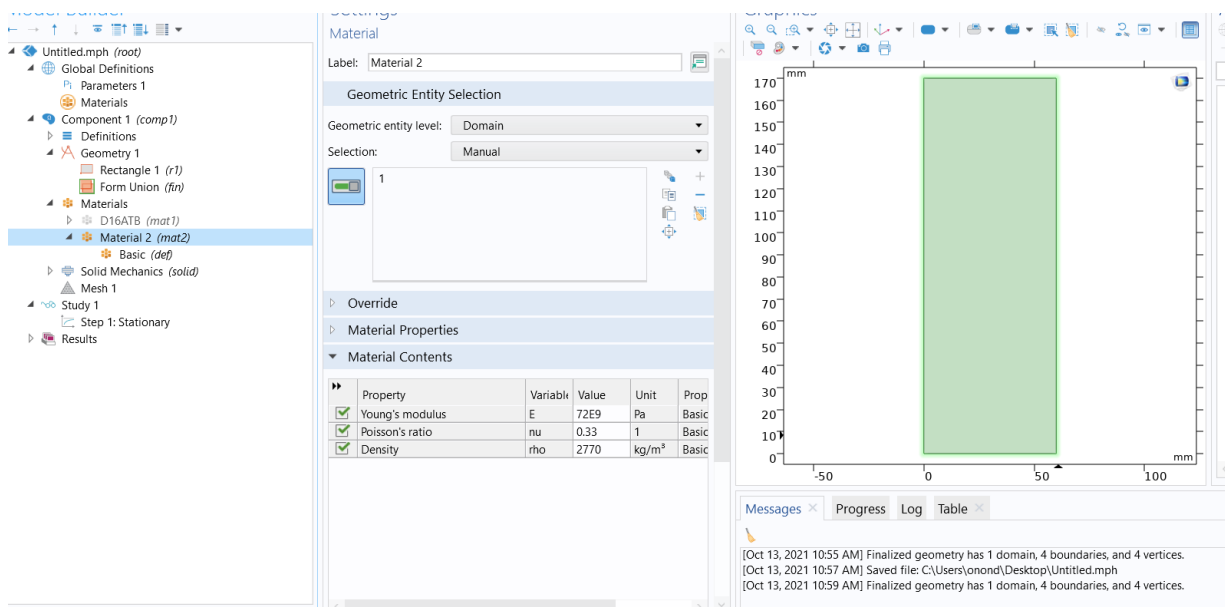


Рис. 3.1 Побудова геометрії розрахункової деталі у середовищі Comsol Multiphysics.

Потім за допомогою функції Symmetry у Physics (Boundaries) задаємо симетрію деталі за осями x та y та навантаження на одиницю площі $\sigma_y = 4000$ Н/м² (Рис 3.2).

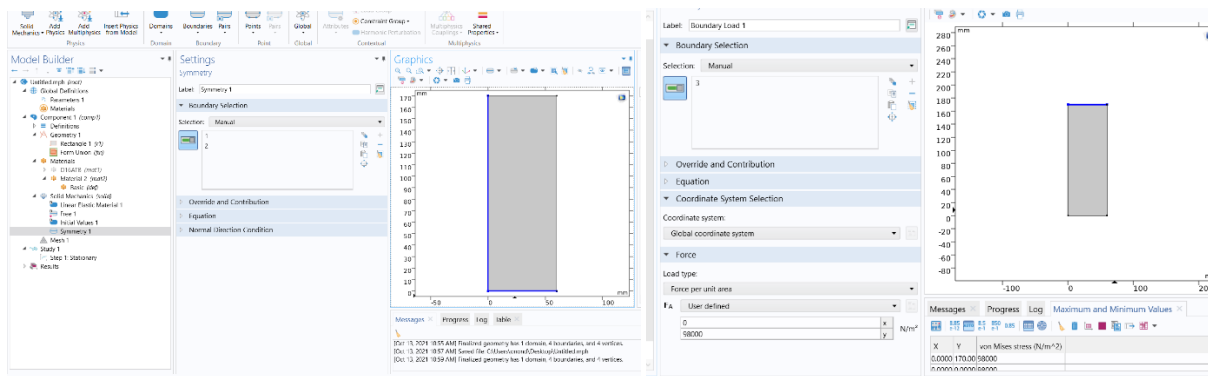
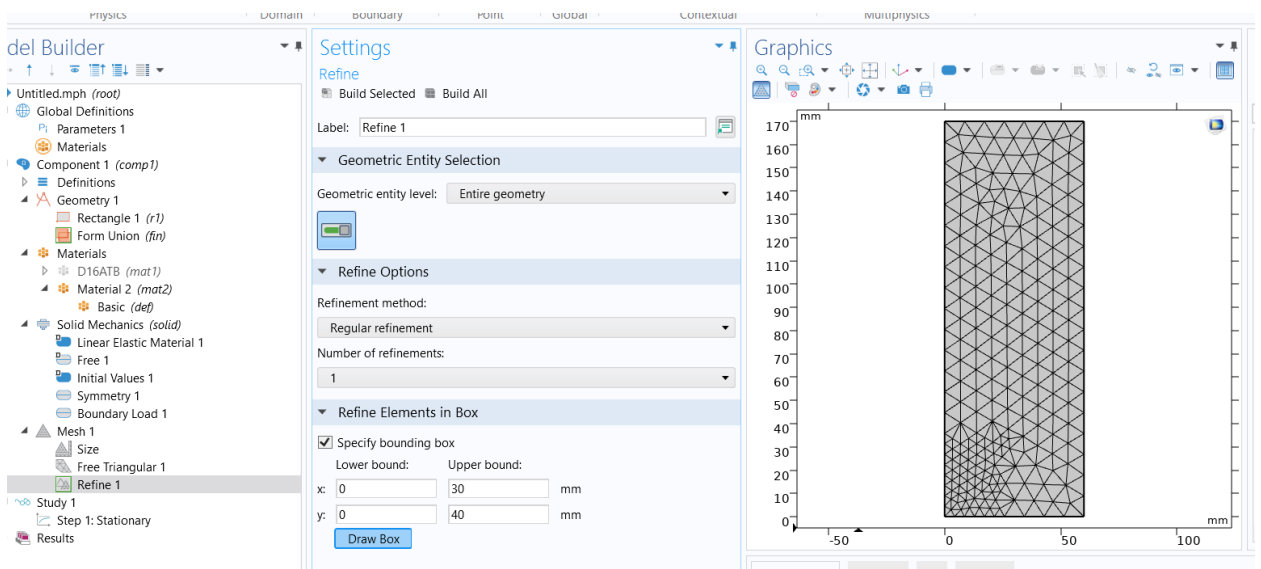


Рис 3.2 Симетрія чверті пластини за осями u/x та завдання навантаження

Наступним кроком будемо сітку моделі: за допомогою функції Mesh (Free triangular) задаємо Fine у геометрії сітки і будемо її за допомогою операції Build All. Також трохи ущільнюємо сітку у місці ймовірної концентрації напруги за допомогою функції Refine (More operations/Mesh) (Рис 3.3).



Після побудови сітки проводимо розрахунок за допомогою операції Compute (Study). Потім визначаємо чисельні значення результатів за допомогою послідовності 2D Plot (Result) – Surface – Replace expression – von Mis (stress –solid mech), 2D Plot - max/min line (more plots) - Replace expression – von Mis (stress –solid mech) і виявити значення на екрані за допомогою функції Plot (Рис 3.4).

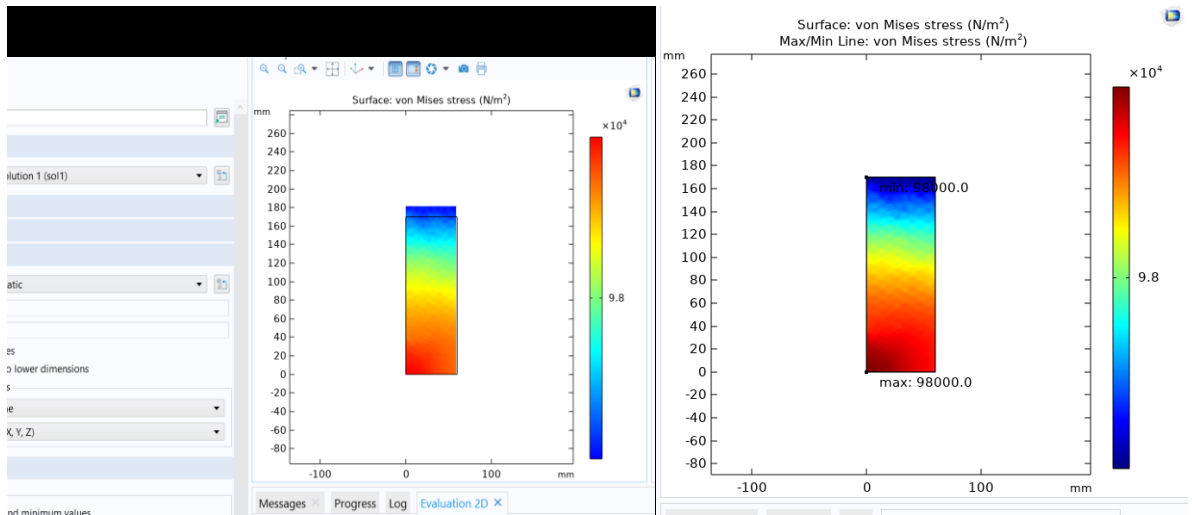


Рис 3.4 Результати розрахунку.

Отже за результатами розрахунку можна побачити, що найбільше навантаження σ_y в будь-якій точці і в будь-якому напрямку дорівнює $\sigma_y = 98$ Мпа, а значення $\sigma_x = 0$ МПа.

За схожим принципом було зроблено розрахунки деформування пластинки з малим отвором (завдання Кірша) (Рис. 3.4), деформування пластинки з великим отвором (вирізом) (Рис 3.5), деформування пластинки з вузькою щілиною (надрізом) (рис 3.6).

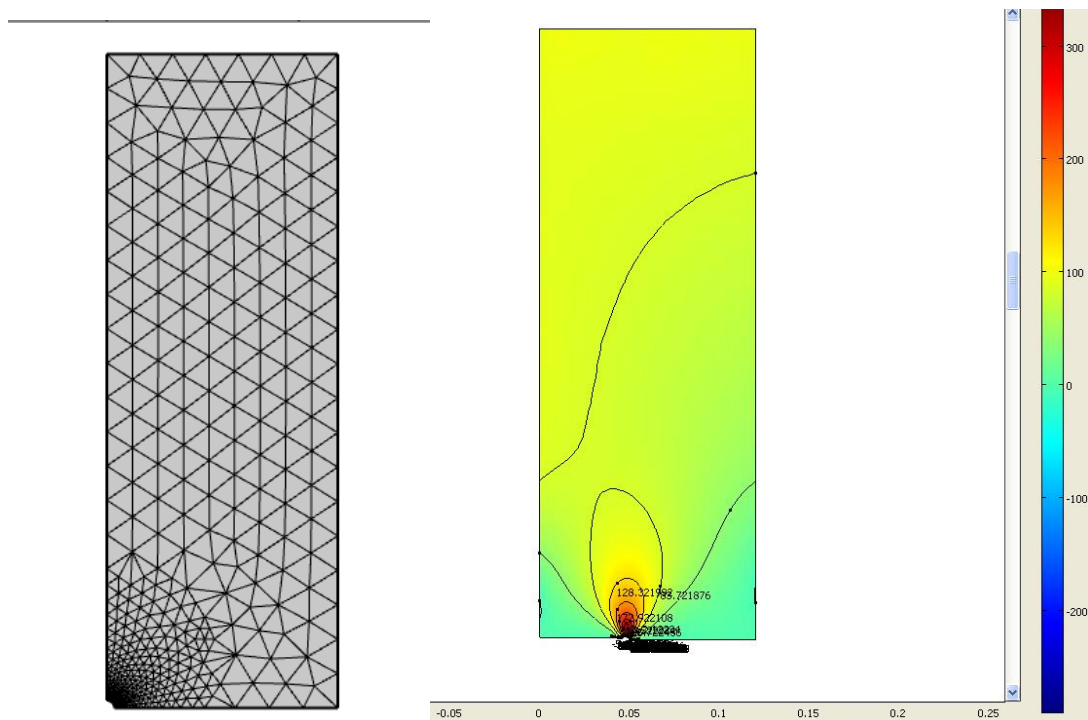


Рис 3.5 Результати розрахунку пластини з малим отвором.

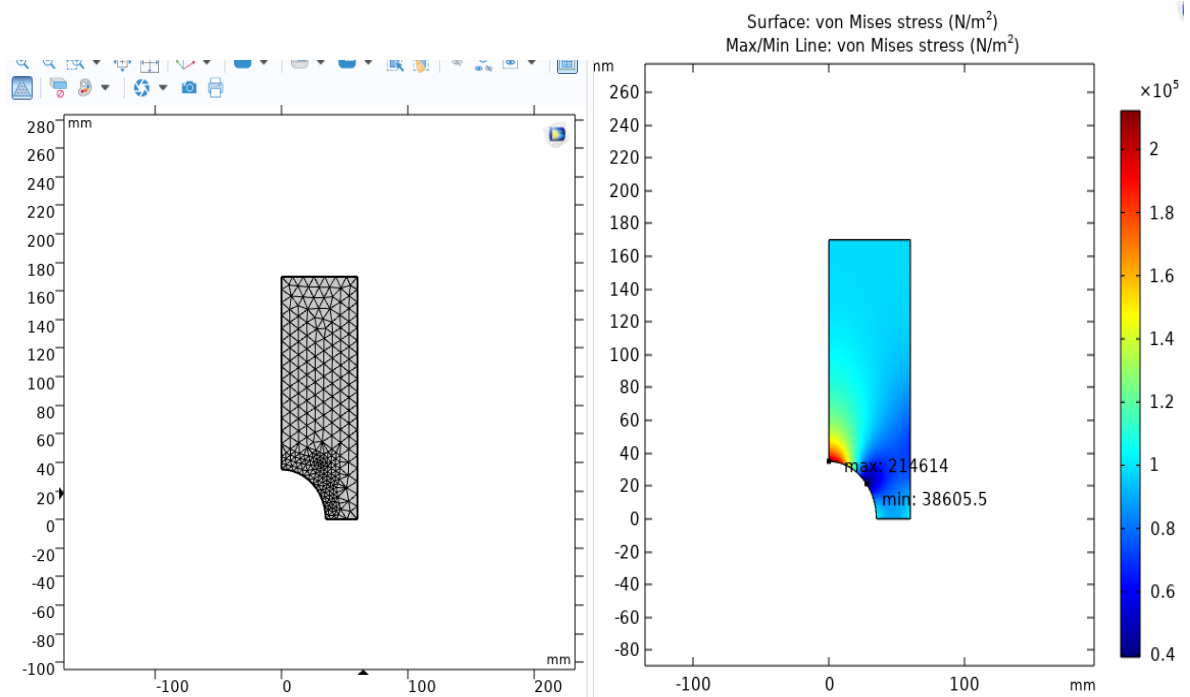


Рис 3.6 Результати розрахунку пластини з великим отвором.

Отримані результати розрахунків занесено до таблиці 3.1

Таблиця 3.1

Результати розрахунків різних пластин чисельним методом

Напруга, МПа					
Суцільна пластина		З малим отвором (Кірш)		З великим отвором	
σ_{max}	σ_{min}	σ_{max}	σ_{min}	σ_{max}	σ_{min}
98	0	230,2	41,4	210	39

Висновки по розділу:

В даному розділі було проведено розрахунки деформування цільної пластинки, пластинки з малим отвором (завдання Кірша), деформування пластинки з великим отвором (вирізом), та деформування пластинки з вузькою щілиною (надрізом).

За аналізом результатів можна зробити висновки щодо характеру деформації пластини в залежності від її типу, а також впливу розмірів отвору на деформацію і внутрішню напругу пластини: чим більшим є отвір, ти

меншим є максимальне напруження σ_{max} , і навпаки найменше максимальне напруження спостерігається за отвору найменшого діаметру.

4. ОЦІНКА ВПЛИВУ ДЕПЛАНАЦІЇ НА НДС ТОНКОЛИСТОВИХ ПЛАСТИН ЗА ФЕНОМЕНОЛОГІЧНОЮ МОДЕЛЛЮ.

4.1. Розрахункова оцінка НДС тонких пластин із довгими вирізами

Для проведення розрахункової оцінки НДС пластин із витягнутими вирізами було виконано розрахунок НДС пластин $680 \times 240 \times 1,5$ з отвором $\varnothing 5$ мм та гантельними надрізами $2a_0 = 50; 100; 150$ мм. Пластини було навантажено напругою 98 МПа.

За результатом розрахунку побудовано графіки σ_x від центру до краю зразка по лінії $(0, 1,5e-3) - (a, 1,5e-3)$ (рис 4.1) та наведено таблицю зміни величини σ_x у точці $(0, 1,5e-3)$ залежно від довжини надрізу $2a_0 = 5, 50, 100, 150$ мм (Таблиця 4.1).

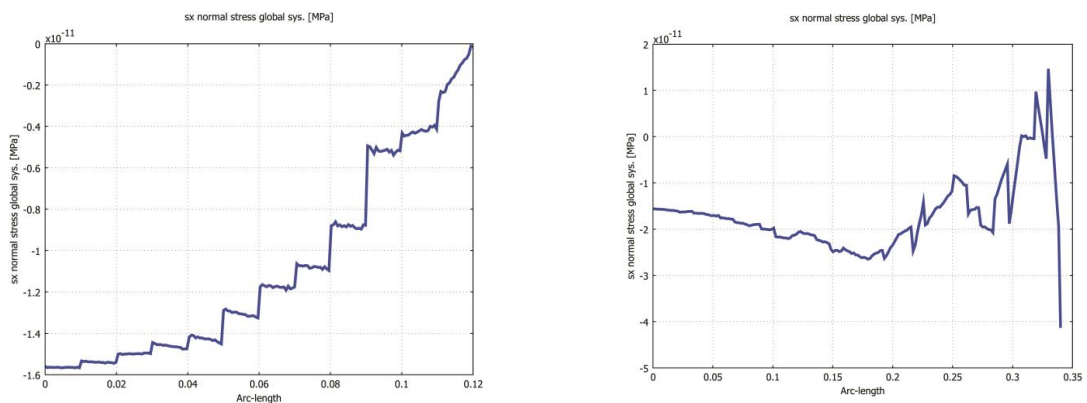


Рис.4.1 Графік Розподілу напружень від центру до краю зразка по лінії $(0, 1,5e-3) - (a, 1,5e-3)$.

Таблиця 4.1

$2a_0$	σ_x
5	-10,76
50	36,5
100	32,4
150	41,2

4.2. Експеримент з оцінки впливу депланації на несучу здатність пластин з вирізами різної довжини.

Проведено випробування на статичне розтягування пластин з гантельними надрізами $2a_0=5, 50, 100, 150$ мм у протипрогинних напрямних антибаклінгу на машині УВМ-40-2.

За результатами експерименту побудовано діаграми навантаження (Рис 4.2) з даними щодо депланації (поперечного прогину) зразків за допомогою програми Origin.

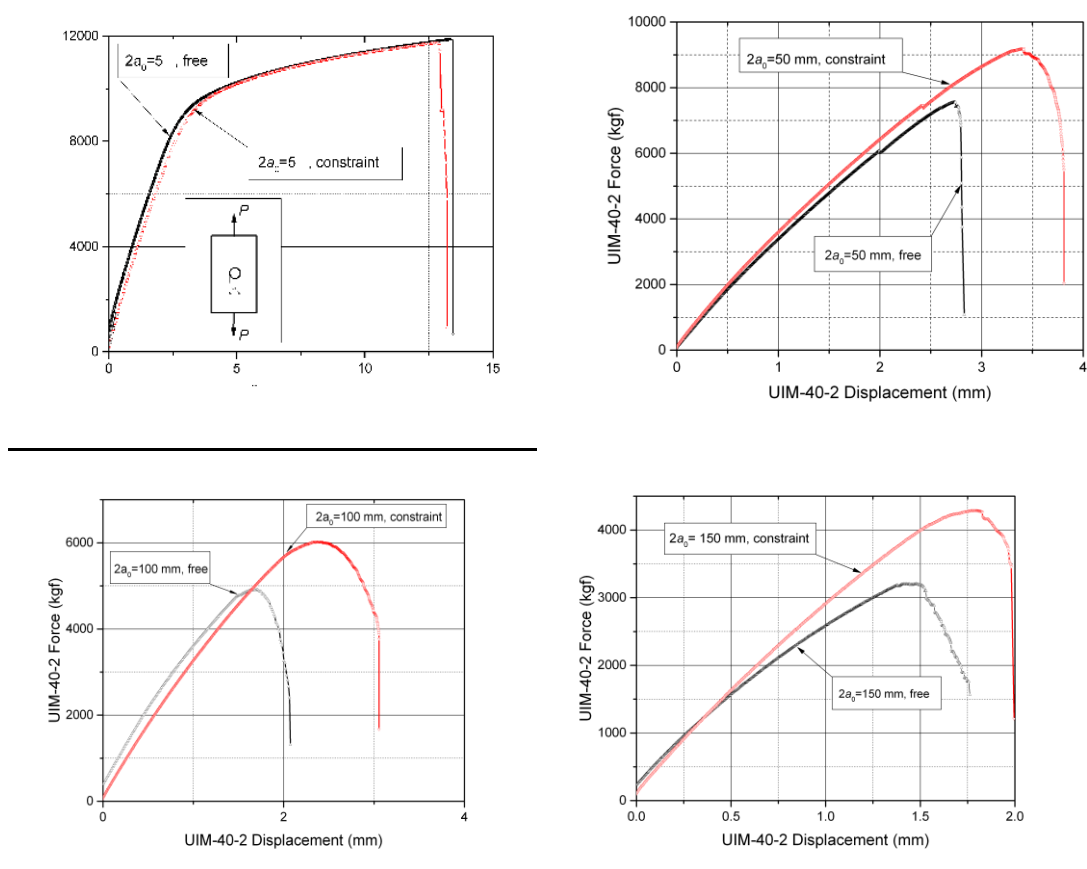


Рис 4. 2. Діаграми навантаження тонколистових пластин. За порядком: 5мм, 50мм, 100 мм, 150мм.

Також побудовано порівняльну діаграму пластин з надрізами однієї довжини для випадків пластин з обмеженим прогином (constraint) і пластин без обмеження прогину (free) (Рис 4.3). Відповідні значення з діаграми занесено до таблиці 4.2.

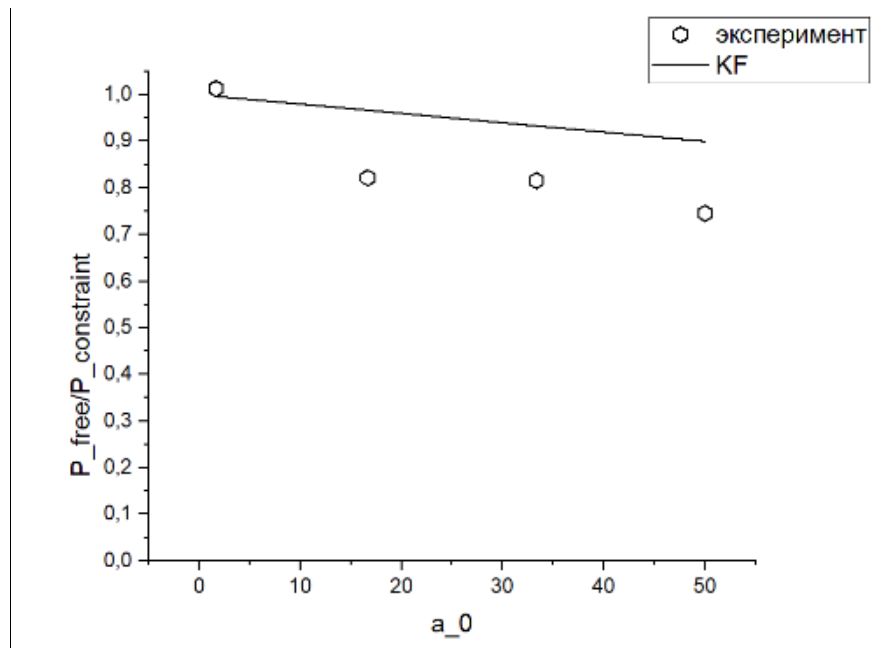


Рис 4.3 Порівняльна діаграма відношення критичних навантажень для випадків пластин з обмеженим прогином (constraint) і пластин без обмеження прогину (free)

Таблиця 4.2

2a0	Pmax		Pmax_constraint/ Pmax_free
	constraint	free	
5	12 000	12 000	1
50	9050	7380	1,2
100	6040	5850	1,22
150	4360	3240	1,34

Отже, за аналізом результатів розрахунку можна зробити висновок, що за наявності депланації несуча здатність P_{max} значно зменшується за наявності отворів великих розмірів, однак, майже не впливає на нечучу здатність пластини із невеликим отвором. Також можна побачити, що за збільшення розмірів отвору у пластині збільшується різниця між значеннями маскимальних навантажень з обмеженим прогином і пластин без обмеження відповідно.

4.3. Визначення критичного навантаження, що викликає депланацію поперечного перерізу.

Для визначення викликаючого депланацію поперечного перерізу критичного навантаження було побудовано синхронізовані графіки P-time та w-time (шаблон stackz обраною початковою ділянкою відхилення w від прямої лінії та визначено, якому навантаженню $R_{кр}$ це відповідає.

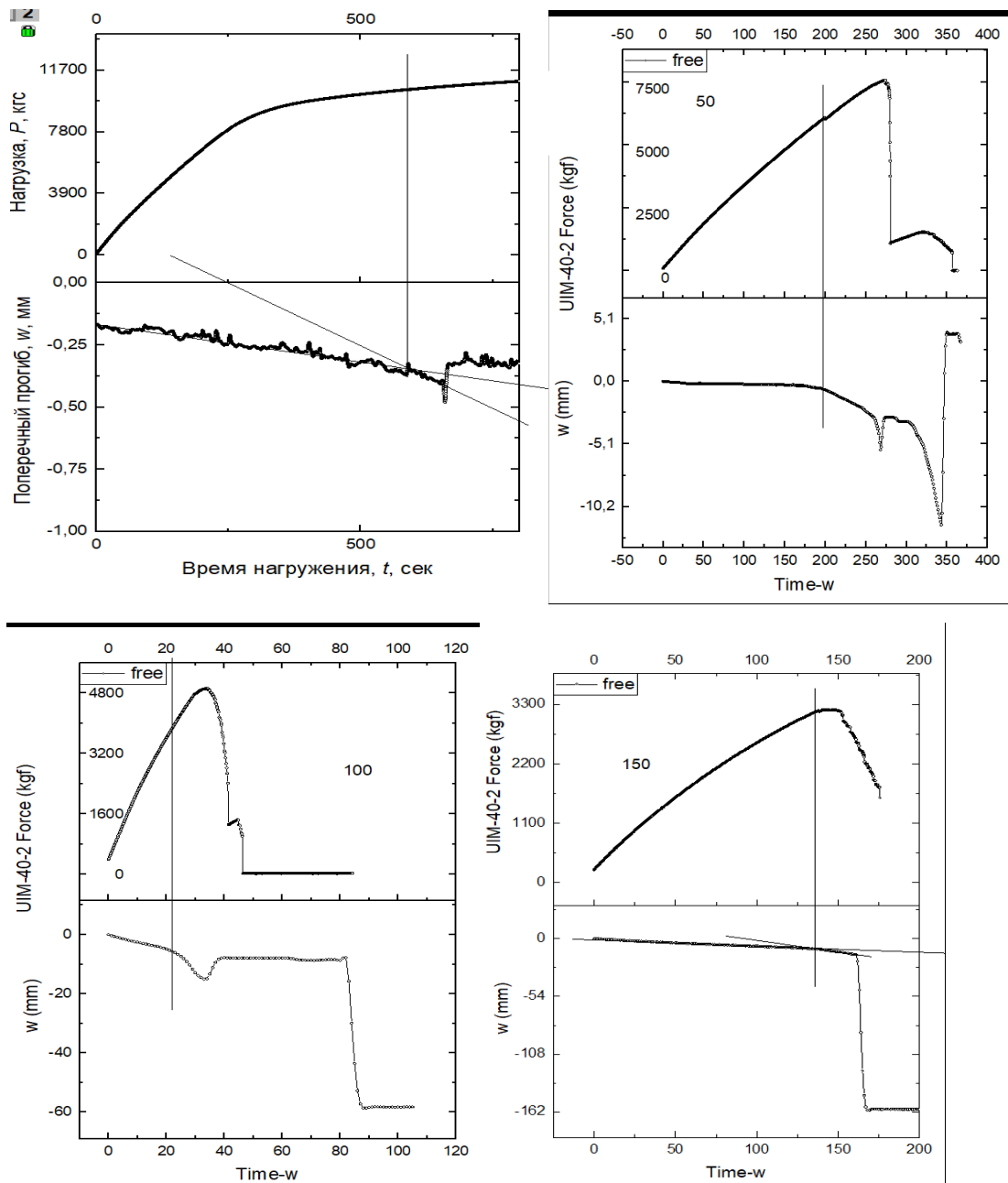


Рис 4.4 Синхронізовані графіки P-time та w-time для пластин з отворами за порядком: 5мм, 50мм, 100 мм, 150мм.

Висновки по розділу: В даному розділі було проведено оцінка впливу депланації на НДС тонколистових пластин з отворами. Проведено експеримент з оцінки впливу депланації на несучу здатність пластин з вирізами різної довжини і визначено критичне навантаження, що викликає депланацію поперечного перерізу. За аналізом результатів розрахунку можна зробити висновок, що за наявності депланації несуча здатність P_{max} значно зменшується за наявності отворів великих розмірів, однак, майже не впливає на несучу здатність пластини із невеликим отвором. Також можна побачити, що за збільшення розмірів отвору у пластині збільшується різниця між значеннями маскимальних навантажень з обмеженим прогином і пластин без обмеження відповідно. За синхронізованими графіками P -time та w -time для пластин з отворами різного розміру помітно, що критичне навантаження, яке викликає депланацію тим більше, чим меншим є отвір у пластині, а також стається раніше за одного часу навантаження за наявності отвору більшого діаметру.

5. АНАЛІЗ ТА ПОРІВНЯННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКУ ТА ЕКСПЕРИМЕНТУ.

Задля проведення порівняння результатів розрахунку величин напруг σ розрахованих за різними методиками (аналітичною, чисельною та експериментальною), було побудовано порівняльні таблиці із занесеними чисельними результатами розрахунку за зазначеними методиками. У таблиці 5.1 представлено порівняння величин напруг розрахованими за різними методиками для суцільної пластини, а у таблиці 5.2 – порівняння для пластини з малим отвором. Для визначення загальної тенденції до відповідності результатів отриманих за різними методиками один до одного буде цього достатньо. Однак для оцінки змін у відношенні критичних навантажень для випадків пластин з обмеженим прогином (constraint) і пластин без обмеження прогину (free) було побудовано відповідну порівняльну діаграму (Рис. 5.1).

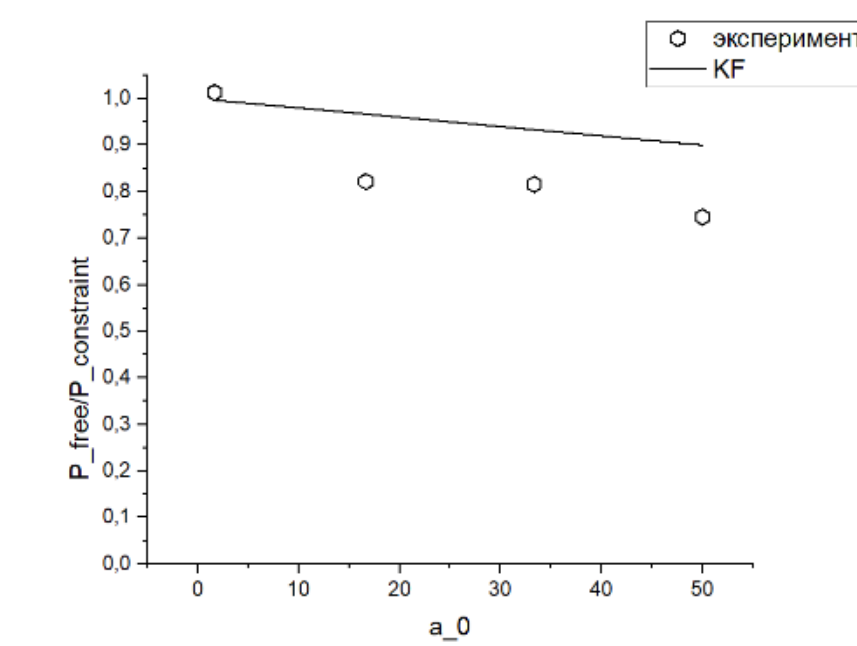


Рис 5.1 Порівняння відношення критичних навантажень для випадків пластин з обмеженим прогином і пластин без обмеження прогину

За даною діаграмою помітно 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 пластина 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. Втрата стійкості пластини відбувається в основному біля її тріщини.

Таблиця 5.1.

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 5.2.

Порівняння величин напруг розрахованими за різними методиками для пластини з малим отвором.

Напруга, МПа		
Аналітична модель	МСЕ–модель	Експеримент

σ_y	σ_x	σ_y	σ_x	σ_y	σ_x
236	42	230,2	41,4	262,8	36,5

За аналізом результатів можна зробити висновки щодо характеру деформації пластини в 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. Окрім того за таблицею 5.2 можна зробити висновок, 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 з 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.

Висновки по розділу:

За результатами порівняння розрахунків величин напруг тонких пластин із/без наявності отвору, у першу чергу – порівняння результатів експериментального і чисельного розрахунку було зроблено висновки, що значення напружень отриманих експериментальним методом, суттєво різняться для величини мінімального значення, хоч і майже збігається за величиною максимального значення напруження з 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 пластина 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.

6. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

6.1. Опис ідеї проекту

Відповідно до досліджуваної у магістерській дисертації теми проблеми впливу депланації поперечного перерізу на напружено-деформований стан тонколистових конструктивних елементів з надрізам розроблений стартап-проект матиме назву “конструкторське бюро з оцінки та оптимізації впливу депланації на характеристики міцності тонкостінних конструкцій за розробленою методикою розрахунку”. Дана методика розрахунку матиме комплексний аналіз розрахунків декількома способами (аналітичним, чисельним і експериментальним) і спираючись на дослідження магістерської дисертації буде включати поправки до кожного з методів задля досягнення оптимальної точності розрахунку.

У розділі зазначені основні функціональні та економічні нюанси майбутнього проекту.

Зміст головних ідей проекту, його можливі напрямки застосування, його потенціальні вигоди, які може отримати користувач сервісу/товару та його відмінності від існуючих аналогів наведено у таблиці 6.1.

За конкурентні конструкторські бюро за якими буде порівнюватися технічна частина функціонування сатртапу було прийнято:

- 1) CompMechLab (оснований на комплексному аналізі розрахунків за допомогою багатьох обчислювальних програм, у тому числі ANSYS, Nastran та ін.).
- 2) Конструкторське бюро Романа Малюка (ANSYS).
- 3) ВАТ «Конструкторське бюро приладобудування» (КБП) (MATLAB та Simulink).

Можливість проведення експериментальних розрахунків на предмет впливу

депланації на НДС тонкостінних елементів у декількох конструкторських бюро.

Таблиця 6.1

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
<p>Відкриття конструкторського бюро зі спеціалізацією на оцінці та оптимізації впливу депланації на характеристики міцності тонкостінних конструкцій за розробленою методикою розрахунку</p>	<p>1. Будівельні компанії</p>	<p>Можливість детального міцнісного розрахунку складних конструкцій із застосуванням тонкостінних елементів (суцільних або з надрізами).</p>
	<p>2. Приватні авіабудівні компанії</p>	<p>Можливість ефективного розрахунку на міцність тонкостінних конструктивних елементів літального апарату (за наявності конструктивних отворів у досліджувальних елементах конструкції)</p>
	<p>3. Машинобудівні компанії.</p>	<p>Можливість проведення експериментальних розрахунків на предмет впливу депланації на НДС тонкостінних елементів у декількох конструкторських бюро.</p>
	<p>4. Сільське господарство</p>	<p>Розрахунок оптимальних форм тонкостінних розсаджувальних підборок із отворами.</p>

На даний момент конструкторські бюро нечасто дочліджують вплив депланації на напружено-деформований стан тонкостінних елементів конструкції із отворами, хоча мають розуміння про підвищені значення критичних напружень у зонах біля отворів, оскільки дана тема не має поглиблених досліджень на практичних проектах. Тому даний проект за умови доведення власної методики розрахунку зазначеної у магістерській дисертації до оптимальної форми матиме спрос на ринку, через більш високу точність ніж у анлогів, або меншу ціну відповідно. Конкуренцію розроблюваному проекту складатимуть CompMechLab (оснований на комплексному аналізі розрахунків за допомогою багатьох обчислювальних програм, у тому числі ANSYS, Nastran та ін.), конструкторське бюро Романа Малюка (ANSYS), та ВАТ «Конструкторське бюро приладобудування» (КБП) (MATLAB та Simulink). Задля конкуренції із вказаними організаціями, необхідно забезпечити по-перше задовільнюючу відповідно до конкурентів точність розрахунків, що можна забезпечити за вдосконалення розробленої методики розрахунку, та гідну цінову політику, яка буде забезпечена шляхом застосування при виробництві оптимального за ціновим співвідношенням обладнання та програмного забезпечення і ергономічністю працюючого персоналу у бюро, а також та зменшенням вартості дослідження, пов'язаного із спрощеною методикою розрахунку. Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту представлено у таблиці 6.2.

Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту Таблица 6.2

№ п/п	Техніко економічні характеристики ідеї	Мій проект	CML	КБ «Романа Малюка»	КБП
1	Собівартість	S	W	N	W
2	Точність розрахунку	S	S	N	N
3	Надійність розрахунку	W	S	N	N

5	Технологічність	W	N	N	S
6	Функціональність	S	S	N	N

Отже, сильними сторонами проекту є низька собівартість, висока точність розрахунку та функціональність. Слабкою стороною є складність технологічної реалізації та відсутність достатньої практичної бази використання методики зазначеного проекту. Однак зважаючи на більшу кількість сильних сторін за слабкі у порівнянні з аналогами, даний проект конкурувати з ними.

6.2. Технологічний аудит проекту

Задля визначення технологічної здійсненності проекту було проведено аналіз можливості виробництва з точки зору технічної частини задля забезпечення функціонування проекту. Зазначений аналіз наведено в таблиці 6.3

Таблиця 6.3

Технологічний аудит проекту

№ п/п	Ідея проекту	Технологія і реалізації	Наявність технології	Доступність технології
1	Розробка методики проведення міцнісних розрахунків	Методичні вказівки до методики розрахунку	+	Необхідна методика міцнісного розрахунку
2	Проведення експериментальних розрахунків	Обладнання для проведення експериментальних розрахунків	+	Необхідна покупка експериментального обладнання та оренда приміщення

3	Проведення чисельних розрахунків	Спеціальне програмне забезпечення	+	Наявне програмне забезпечення для розрахунків (COMSOL, Nastran, NX, SW.)
4	Апроксимація результатів отриманих різними методами	Методичні матеріали і ПО.	+	Програмне забезпечення Origin та Excell.

За таблицею видно, що технологічна реалізація проекту є можливою за умови забезпечення проекту певною фінансовою підтримкою.

6.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

На даному етапі проведено визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяють спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних споживачів (клієнтів) та пропозицій проєктив-конкурентів.

У таблиці 6.4 підсумовано аналіз попиту: наявність попиту, обсяг та динаміка розвитку ринку.

Таблиця 6.4

Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ п/п	Показники стану ринку	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	4
2	Загальний обсяг продаж, ум.од	10 000 000

3	Динаміка ринку	Зростає
4	Наявність обмежень для входу	Необхідність професійного ПО і складного технічного обладнання, відповідність нормам розрахунку
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Є
6	Середня норма рентабельності в галузі, %	40%

За проведенням аналізом таблиці можна зробити наступні висновки: ринок є економічно привабливим, однак за наявними певними ризиками, пов'язаними із складністю передбачення попиту на розроблюваний проект в умовах інформаційного рекламного тиску представників конкурентів у галузі, а також низьким ступенем довіри покупців до нових проектів.

Надалі проведено визначення ймовірних покупців, за яким формується більш точне уявлення про структуру клієнтської бази та визначення основних маркетингових стратегій і реалізації діяльності компанії. В таблиці 6.5 визначаються потенційні групи клієнтів, та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи.

Таблиця 6.5

Характеристика потенційних клієнтів проекту

№ п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Вимоги споживачів до послуги
1	Необхідність міцніших розрахунків	Конструкторські бюро	Точність розрахунків

2	Потреба у дешевших методах розрахунків.	Приватні особи та туристичні фірми	Простота використання і економічна вигода
---	---	------------------------------------	---

Надалі проводиться аналіз ринкового середовища: проводиться визначення потенційних загроз та можливостей проекту на ринку. Також було проведено додатковий аналіз із прогнозуванням цих подій та можливих реакцій компанію на цю подію у табл. 6.6 та 6.7. До основних загроз було віднесено відсутність бази клієнтів та потенційних замовників і складності налагоджування оптимальних робочих процесів на перших етапах впровадження роботи.

Таблиця 6.6

Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1.	Динаміка ринку	Уповільнення зросту ринку	Співпраця з іншими компаніями для поліпшення ситуації на ринку Розширення на суміжні ринки
2.	Конкуренція	Конкурування із новою на ринку великою компанією	Вихід з ринку Надати додаткові переваги власного продукту лише за появи сильного конкурента
3.	Відсутність замовлень	Небажання працювати із новою компанією на ринку	Надання більш вигідних умов для створення бази замовників.

Таблиця 6.7

Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
-------	--------	------------------	--------------------------

1.	Конкуренція	Зменшення числа конкурентів за рахунок якості та меншої ціни	Продаж продукту авіаперевізникам по цінам меншим ніж у конкурентів
2.	Технології	Поява нових технологій	Аналіз новітніх технологій складання продукту у світі
3.	Вихід на міжнародний ринок	Вихід на співпрацю із великими авіабудівними компаніями.	Підвищення статусу та рівня довіри до компанії Розширення парку компанії

Відповідно до результатів аналізу можливих сприятливих умов та бажання до виходу на ринок існує ряд можливих реакцій компанії, правильне застосування яких може надати значну перевагу порівняно із конкурентами.

Конкуренція на ринку може стати як причиною занепаду компанії, так і стимулом завдяки якому стартап-проект значно покращить якість послуг та отримає корисний для майбутнього розвитку досвід.

У таблиці 6.8 проводиться аналіз конкурентоспроможних компаній в галузі стартап-проекту.

Таблиця 6.8

Аналіз конкурентоспроможності в галузі за М. Портером

Складові аналізу	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти в галузі	Поставники	Клієнти	Послуги-замінники
	Конструкторські бюро	Приватні бюро за спеціалізацією міцнісних розрахунків	Компанія технічного обладнання та ПЗ	Будівельні компанії	Аеродинамічні розрахунки
Висновки	Незначна конкурентна боротьба через значну	Наявні	Регулюють ціни	Зазначають терміни	Потребують значної модифікації

	завантаженість цих підприємств.			виконання	
--	---------------------------------	--	--	-----------	--

За результатів аналізу пропозиції, було визначено основні особливості конкурентної боротьби на ринку стартап-проекту та зазначено висновки щодо кожної зі складових проведеного аналізу для успішної конкуренції на ринку.

Надалі у таблиці 6.9 представлено аналіз за факторами конкурентоспроможності у порівнянні із підприємством «КБП»

Таблиця 6.9

Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту

№	Фактори конкурентоспроможності	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з КБП						
		-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
	Низька собівартість						+	
	Довіра до наданих результатів		+					
	Матеріально-технічна база для проведення виробництва		+					
	Строки виконання робіт					+		

Відповідно до результатів аналізу сильних та слабких сторін проекту, наведеного вище та необхідного для виходу на ринок, було визначено, що проект є конкурентоспроможним з точки зору низької собівартості і не меншої швидкості виконання, внаслідок вузької спеціалізації конструкторського бюро на тематиці проекту.

Отримані із таблиці 6.9 результати аналізу було використано під час проведення SWOT-аналізу – фінального етапу ринкового аналізу можливостей впровадження проекту. Результати SWOT-аналізу представлено у таблиці 6.10.

Таблиця 6.10

SWOT-аналіз проекту

Сильні сторони: ціна і задовільні строки виконання.	Слабкі сторони: Матеріальнотехнічна база для виробництва.
Можливості: Розширення на суміжні ринки; Співпраця із великими компаніями.	Загрози: Відсутність замовлень; Збільшення затрат.

6.4 Розробка ринкової стратегії проекту

Перед визначенням ринкової стратегії для було ознайомлено із цільовими групами потенційних споживачів (таблиця 6.11) та вибором базової стратегії розвитку підприємства (таблиця 6.12)

Таблиця 6.11

Вибір цільових груп потенційних споживачів

№	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів прийняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи	Інтенсивність конкуренції	Простота входу в сегмент
1	Будівельні структури	Низька	Високий	Висока	Низька
2	Приватні структури	Висока	Високий	Висока	Висока

Таблиця 6.12

Вибір базової стратегії розвитку підприємства

	Новизна проекту	Пошук нових споживачів, або конкуренція	Чи буде компанія копіювати основні характеристики послуги конкурента	Стратегія конкурентної поведінки
	Частково	Конкуренція із наданням переваги пошуку нових ринків збуту	Частково	Стратегія заняття конкурентної ніші

6.5 Розробка маркетингової програми стартап-проекту

За основними ключовими перевагами проекту над конкурентом (таблиця 6.13) розроблено підсумкову маркетингову програму стартап-проекту.

	Потреба	Вигода яку пропонує послуга	Ключові переваги перед конкурентом
	Розрахунок впливу депланації на ндс тонкостінних елементів за розробленою методикою .	Оптимізована методика розрахунку.	Низька собівартість.
	Процес розрахунку.	Точніші результати розрахунку	Краща відповідність розрахункових значень до справжніх.

Придатність до застосування у приватному секторі і бідівельних компаніях.	8 пасажирських місці у салоні	Короткі строки виконання.
---	-------------------------------	---------------------------

Висновки по розділу

В даному розділі дисертації було розроблено стартап- проект і проаналізовано концепції створення конструкторського бюро з міцнісних розрахунків тонкостінних елементів за розробленою методикою, яка враховує вплив депланації на напружено-деформований стан конструкції із вирізами.

Було проведено опис ідеї та визначено її сильні та слабкі сторони. Виходячи із потреб на реалізацію проекту, було проведено аналіз необхідного технічного аудиту проекту. Після цього було визначено слабкі та сильні сторони проекту відносно потенційних конкурентів в ринквій ніші.

За результатами проведеного дослідження проект було визнано конкурентоспроможним з точки зору низької собівартості і швидкості виконання.

ВИСНОВКИ:

В ході виконання дипломного проекту за темою «Оцінка впливу депланації поперечного перерізу на напружено-деформований стан тонколистових конструктивних елементів з надрізами» було ознайомлено із природою явища депланації, розглянуто відому літературу присвячену дослідженню деформації металів і в окремому випадку вплив депланації на несучу здатність тонкостінних стрижнів.

Задля дослідження явища депланації і її впливу на напружено-деформований стан суцільних тонкостінних пластин було проведено розрахунки за різними методами: аналітичним, чисельним і експериментальним. За цим же способом було досліджено і вплив депланації на НДС конструкції за наявності у ній надрізів, що є унікальною рисою даного дослідження.

За аналізом отриманих у ході дослідження результатів можна зробити висновки щодо характеру деформації пластини в 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. Окрім того можна зробити висновок, 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 з 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 пластина 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 було розроблено стартап-проект конструкторського бюро з оцінки та оптимізації впливу депланації на характеристики міцності тонкостінних конструкцій за розробленою методикою розрахунку. Визначено основних конкурентів ринку та потенційних клієнтів. Описано слабкі та сильні сторони ідеї та розроблено стратегічний план реалізації.

Розроблена методика розрахунку дозволяє на початкових етапах проектування конструкцій за застосування тонкостінних конструкцій із отворами ефективніше оцінювати вплив депланації. Та зважаючи на це, за спрощеною методикою обирати необхідні з точки зору міцності геометричні параметри конструктивних елементів. Це зменшує витрати на експериментальні дослідження та оптимізує процес проектування в цілому. Спираючись на результати виконаної магістерської дисертації, позбувшись недоліків, у КБ можна, застосовувати ефективнішу методику визначення впливу депланації на конструктивні елементи з отворами простіше, дешевше, а у перспективі, і швидше, без втрат у точності розрахунків.

Список використаних джерел:

1. Рыбаков В.А. Методы решения научно-технических задач в строительстве. Численные методы расчета тонкостенных стержней: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 201. 167 с. Аскинази В.Ю. Пространственная устойчивость элементов стальных рамных конструкций переменной жесткости: Автореферат дис. на соискание уч. ст. тех. наук. СПб, 2017.
2. Власов В.З., (1959), "Тонкостенные упругие стержни", Госиздатфизматлит, Москва, Россия.
3. Дьяков С.Ф., Лалин В.В. Дисперсия крутильной волны, распространяющаяся в тонкостенном стержне
4. A. Vochkarev, M. Grekov (2015) "On Symmetrical and Antisymmetrical Buckling of a Plate with Circular Nanohole under Uniaxial Tension", *Applied Mathematical Sciences, St. Petersburg, Russia sept.*, 2015, pp. 6241 – 6247.
5. G. F. Zielsdorf, (1972), "On the buckling of thin tensioned sheets with cracks and slots", *Engineering fracture mechanics Vol 4, Georgia U.S.A, 1972*, pp. 930-950.
6. Рыбаков В.А. Методы решения научно-технических задач в строительстве. Численные методы расчета тонкостенных стержней: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 201. 167 с.
7. Рыбаков В.А. Гамаюнова О.С. Напряженно- деформированное состояние элементов каркасных сооружений из тонкостенных стержней // *Строительство уникальных зданий и сооружений. 2013. № 7 (12). С. 79-123.*
8. Писаренко Г.С. (1979), "Сопротивление материалов Том 1", Вища школа. Головное издательство, Киев, Украина.
9. Гузь А.Н., Дышель М.Ш (1995) "Неклассические проблемы механики разрушения", Доклады академии наук, 1995, том 341, № 3, Москва, Россия, с. 338 – 340.
10. Martin H. Sadd, (2020), "Elasticity Theory, Applications, and Numerics Fourth Edition", London, UK.

