

О. Г. Гребеніков

**МЕТОДОЛОГІЯ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ
ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ**

2015

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут"

О. Г. Гребеніков

МЕТОДОЛОГІЯ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ
ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Навчальний посібник

Харків "ХАІ" 2015

УДК 629.735:33.02.01:004(075.8)

ББК 39.53.Я73

Г79

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. В. А. Трофимов,
д-р техн. наук, проф. І. В. Малков

Гребеніков, О. Г.

Г79 Методологія інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій регламентованої довговічності [Текст]: навч. посіб. / О. Г. Гребеніков. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.-т», 2015. – 538 с.

Розглянуто концепцію, принципи та методи інтегрованого проектування і тривимірного комп'ютерного моделювання збірних літакових конструкцій, створення майстер-геометрії літака, розподілення простору, аналітичних еталонів вузлів і деталей за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM, методи інтегрованого проектування та досягнення регламентованої довговічності болтових і заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій, методи затримки росту втомних тріщин установленням кріпильних елементів із пружнопластичним радіальним натягом і затягуванням.

Розроблено методику визначення впливу конструктивно-технологічних параметрів і рівня навантаження на величину локальної питомої енергії деформування, контактних тисків, виступання закладних головок заклепок після клепаання, величину піддатливості й ступінь завантаження крайніх рядів багаторядних болтових з'єднань за допомогою системи CAD/CAE ANSYS, що дозволяє прогнозувати ресурс планера літака.

Для наукових та інженерно-технічних працівників авіаційної промисловості, а також для аспірантів, викладачів і студентів вищих навчальних закладів.

Іл. 404. Табл 29. Бібліогр.: 477 назв

УДК 629.735:33.02.01:004(075.8)
ББК 39.53.Я73

© Гребеніков О. Г. , 2015
© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут", 2015

УМОВНІ СКОРОЧЕННЯ

σ_{σ}	–	межа міцності матеріалу на розрив
$\sigma_{розр}$	–	напруження розриву
$\sigma_{зм}$	–	напруження зім'яття
$\tau_{зр}$	–	напруження зрізу
$\sigma^{бр}$	–	номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента
$\sigma_0^{бр}$	–	номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, що приведені до віднульового циклу навантаження
σ_a	–	амплітудна напруга циклу навантаження
σ_{max}	–	максимальна напруга циклу навантаження
$\sigma_{aфр}$	–	амплітудне значення циклічного номінального напруження розтягування в конструктивних елементах у зоні фретинг-корозії
$\sigma_{тфр}$	–	середнє значення циклічного номінального напруження розтягування в конструктивних елементах у зоні фретинг-корозії
$\sigma_{к}$	–	контактна напруга в зоні фретинг-корозії
$\sigma_{equiv max}$	–	максимальна еквівалентна напруга
$\sigma_{x max}$	–	максимальне розтягальне напруження
$\sigma_{конт. max}$	–	максимальне значення контактного тиску між поверхнями
$D_{зг}$	–	діаметр замикальної головки заклепки
R_{σ}	–	коефіцієнт асиметрії циклу навантаження
P_{max}	–	максимальне циклічне навантаження

- P_3 – зусилля затягування болта
- Q_p – поперечна сила в розрахунковому перерізі
- $M_{зг}$ – згинальний момент у перерізі
- $E_{зм}$ – модуль зім'яття
- d_b – діаметр стрижня болта
- $M_{кр.г}$ – крутильний момент затягування гайки болта
- θ – коефіцієнт концентрації контактного тиску між контактуючими поверхнями
- W – повна питома енергія деформації
- $W_{пр}$ – пружна складова питомої енергії деформації
- $W_{пл}$ – пластична складова питомої енергії деформації
- ϑ – величина овалізації отворів
- $f_{тер}$ – коефіцієнт тертя між контактними поверхнями
- l – довжина втомної тріщини
- N – довговічність у циклах навантаження
- $N_{зал}$ – залишкова довговічність
- $N_{д.п.тр}$ – число циклів навантаження до виявлення тріщини
- $N_{с.тр}$ – число циклів навантаження до руйнування конструкції з тріщиною
- CAD – Computer Aided Designer – комп'ютерна система проектування
- CAM – Computer Aided Manufacturing – комп'ютерна система підготовки виробництва
- CAE – Computer Aided Engineer – комп'ютерна система інженерного аналізу

Авіаційна промисловість посідає одне з провідних місць серед пріоритетних напрямів розвитку промисловості України. Для створення нової конкурентоспроможної продукції необхідно впроваджувати нові наукові розробки і створювати методи проектування, більш здійсненні, ніж у конкурентів. При цьому заданий ресурс літака (80000...90000 льотних годин) у разі мінімальних витрат маси є одним з основних параметрів його конкурентоспроможності, а проблема його досягнення визначається в основному методологією інтегрованого проектування і конструювання збірних тонкостінних літакових конструкцій, розробка якої є перспективним науковим напрямом.

У створенні методів проектування збірних літакових конструкцій брали участь чимало вітчизняних і зарубіжних науковців. В Україні найбільш відомі роботи О. К. Антонова, П. В. Балабуєва, С. А. Бичкова, Г. О. Кривова, В. О. Титова, В. І. Рябкова, Я. С. Карпова, Д. С. Ківи, В. М. Короля, В. О. Трофимова, Є. А. Шахатуні, С. М. Конюхова, І. В. Павлова, Є. Т. Василевського, В. І. Матусевича, Є. О. Большакова, О. Р. Черановського, Л. О. Малашенка, О. І. Риженка, В. Г. Сухореброго, О. Г. Лебединського, Л. П. Семенова, В. С. Шеховцова, Г. Г. Онгирського, В. О. Матвієнка, С. Г. Кушнарєнка, Ю. О. Боборикіна, А. І. Бабушкіна, В. В. Книгіна, І. П. Малкова, В. Т. Троценка, А. І. Радченка, П. А. Фомичова, В. Є. Гайдачука, Є. А. Джури та багатьох інших.

Проте при розробленні цих методів не в повному обсязі застосовували сучасні наукоємні комп'ютерні інтегровані системи CAD/CAM/CAE. Їх впровадження у практику проектування потребує створення нової методології проектування, моделювання, інженерного аналізу та підготовки виробництва збірних тонкостінних літакових конструкцій. Відсутність досвіду забезпечення заданих характеристик працездатності літакових конструкцій за допомогою систем CAD/CAM/CAE гальмує інтеграцію розрахункових, експериментальних методів проектування з методами комп'ютерного моделювання конструкції і не дає змогу здійснювати якісне інтегроване проектування збірних літакових

конструкцій, що забезпечує їхній життєвий цикл.

Через це розроблення методології інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання літакових конструкцій є надзвичайно *актуальним*, а створення методів забезпечення ресурсних характеристик збірних конструкцій та їхніх регламентованих з'єднань при мінімізації маси має величезне практичне значення у вирішенні проблеми забезпечення безпеки польотів в умовах тривалої експлуатації літаків.

Метою роботи є забезпечення регламентованої довговічності збірних літакових конструкцій на всіх етапах життєвого циклу літака шляхом розроблення методів їхнього інтегрованого проектування і моделювання за допомогою комп'ютерних систем.

Для досягнення цієї мети вирішено такі наукові й науково-прикладні проблеми, вкрай важливі для проектування збірних літакових конструкцій:

- розроблено концепцію та наукові основи методології інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності збірних тонкостінних літакових конструкцій;
- створено метод інтегрованого проектування і досягнення довговічності зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій;
- отримано із застосуванням методу інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності нові конструктивно-технологічні рішення для зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій заданого ресурсу;
- створено метод інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності зрізних заклепочних з'єднань збірних тонкостінних літакових конструкцій;
- отримано із застосуванням методу інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності нові конструктивно-технологічні рішення для заклепочних з'єднань збірних зрізних тонкостінних літакових конструкцій;
- розроблено для продовження ресурсу збірних тонкостінних конструкцій нові конструктивно-технологічні методи і способи затримки зростання

втомних тріщин;

- впроваджено розроблені методи проектування та конструктивно-технологічні рішення в теорію і практику створення збірних літакових конструкцій за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE.

При розв'язанні поставлених задач широко використовували: математичні методи дослідження проектних рішень; методи автоматизованого проектування і тривимірного комп'ютерного моделювання збірних тонкостінних літакових конструкцій за допомогою сучасних комп'ютерних інтегрованих систем (CAD/CAM/CAE); методи розрахунку авіаційних конструкцій на міцність; розрахунково-експериментальні методи визначення впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики опору втомі тонкостінних конструкцій і моделей їхніх з'єднань. Характеристики локального напружено-деформованого стану в елементах збірних конструкцій визначали методом скінченних елементів, реалізованих у системі CAD/CAE ANSYS.

Для прогнозування довговічності з'єднань з пружнопластичним натягом кріпильних елементів реалізовано енергетичний підхід. При обробленні результатів утомних випробувань застосовували ймовірно-статистичний метод аналізу.

Адекватність розрахункових моделей перевірена при втомних випробуваннях моделей типових зразків і збірних вузлів тонкостінних конструкцій, достовірність методології інтегрованого проектування — при комп'ютерному моделюванні агрегатів літака Ан-140. Методи досягнення регламентованої довговічності підтверджені числовими і фізичними дослідженнями характеристик опору втомі збірних болтових і заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій.

На основі методу формування геометрії збірних літакових конструкцій за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM на базі єдиного комп'ютерного еталона зовнішньої поверхні літака було запроваджено нову концепцію і принципи інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій.

Вперше процес забезпечення регламентованої довговічності збірних літакових конструкцій інтегровано пов'язаний з основними етапами життєвого циклу літака — проектуванням, виробництвом, експлуатацією:

- для етапу проектувальних розрахунків запропоновано нові розрахунково-експериментальні моделі опору втомних болтових і заклепочних зрізних з'єднань, що дають можливість прогнозувати довговічність збірних конструкцій в зонах вірогідного втомного руйнування з урахуванням концентрації питомої енергії деформації, контактної тиску і фретинг-корозії; нові способи розвантаження крайніх рядів зрізних з'єднань шляхом застосування накладок, розвантажувальних отворів і клею;
- для етапу виробництва літакових конструкцій встановлено вплив локального радіального натягу на характеристики ПДВ і циклічну довговічність болтових і заклепочних зрізних з'єднань, розроблено прогресивні конструкції болтів, заклепок, які реалізують локальний радіальний натяг, що забезпечує задану втомну довговічність, герметичність і якість зовнішньої поверхні агрегатів без фрезерування закладних головок після клепації; запропоновано метод зниження негативного впливу технологічних відхилень і фретинг-корозії на довговічність з'єднання шляхом застосування полімерних заповнювачів;
- для етапу експлуатації створено нові конструктивно-технологічні методи і способи затримки зростання втомних тріщин шляхом установлення в їхніх вершинах додаткових кріпильних елементів з осьовим і радіальним натягами.

Практична реалізація концепції інтегрованого проектування, принципів, методів і методик досягнення заданих ресурсних характеристик збірних тонкостінних літакових конструкцій і математичних моделей еталонів літакових конструкцій, що з'єднуються, на основі єдиної бази даних про виріб забезпечує:

- виконання аналітичних еталонів збірних тонкостінних літакових конструкцій за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE без застосування традиційної плазової ув'язки і зниження на 25...30 % трудомісткості проектування порівняно з трудомісткістю традиційного автоматизованого проектування;
- розроблення нових прогресивних заклепок і болтів, способів їх установлення з радіальним натягом;

- прогнозування на стадії проектування втомних характеристик збірних тонкостінних конструкцій і вибір конструктивних параметрів з'єднань для досягнення заданого ресурсу на основі отриманих характеристик ПДВ і опору втомі типових моделей з'єднань;
- зниження на 90...95 % трудомісткості фрезерування заставних головок потайних заклепок завдяки застосуванню вперше створених заклепок з циліндровим компенсатором і впровадженню розробленої технології їх установлення при заданих характеристиках працездатності заклепочних з'єднань;
- підвищення втомної довговічності типових з'єднань в 2–7 раз шляхом впровадження розроблених конструктивно-технологічних варіантів потайних болтових з'єднань із локальним радіальним натягом і антифретинговим покриттям;
- підвищення у 8–10 раз довговічності збірних тонкостінних конструкцій із втомними тріщинами, що відповідає продовженню ресурсу в 1,5–2 рази завдяки впровадженню запропонованих способів затримки зростання втомних тріщин;
- отримання оптимальних параметрів з'єднань літакових конструкцій із заданими характеристиками при мінімумі маси з'єднання.

Розроблені методи інтегрованого проектування впроваджено при проектуванні і виготовленні болтових і заклепочних з'єднань літаків Ан-74, Ан-22, Ан-124, Ан-225, Іл-96, Ту-334, Ан-140, Ан-148, ремонті тонкостінних конструкцій всіх літаків країн СНД, а також при виконанні ресурсних випробувань літаків.

За наслідками досліджень спільно з фахівцями ХАІ, ЦАГІ і АНТК ім. О. К. Антонова розроблено, видано і впроваджено в практику проектування п'ять збірок керівних технічних матеріалів (РТМ) (із них три видано ЦАГІ). У навчальний процес Національного аерокосмічного університету «ХАІ» впроваджено сімнадцять навчальних посібників.

Автор висловлює глибоку подяку спеціалістам навчально-наукового центру САД/САМ/САЕ ХАІ, АНТК ім. О. К. Антонова, ЦАГІ, кафедри проектування літаків і вертольотів ХАІ, АНТ ТОВ «КНК» за допомогу у підготовці цієї роботи.

СТАН ПРОБЛЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

1.1. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Проектувати – це творити, створювати щось нове. Результатом проектування часто виявляються вироби, що забезпечують отримання прибутку. Інженерне проектування – це безперервний процес, в якому наукову і технічну інформацію використовують для створення нових корисних для суспільства систем, пристроїв або процесів.

Уміння проектувати – це одночасно і наука, і мистецтво. Як науку проектування можна опанувати за допомогою систематичних знань, винахідницької діяльності, накопичення досвіду і вирішення проблем. Як мистецтво проектування потребує повної віддачі від тих, хто прагне опанувати його. Проектування припускає застосування аналізу і синтезу. У процесі проектування наука і мистецтво, аналіз і синтез невід’ємні одне від одного і виявляються одночасно [191, 457].

У процесі проектування ведуться розробки технічної документації, що забезпечує можливість промислового виготовлення нового конкурентоспроможного літака, який відповідає заданим вимогам, і дозволяє здійснити його надійну експлуатацію в заданих умовах. Метою інженерного проектування є розроблення і створення нових об'єктів, процесів або систем. Хоча ця мета може бути досягнута на основі використання відомих елементів або принципів, завжди необхідним є творчий пошук такого поєднання цих елементів і процесів новим, оригінальним способом, який зумовив би досягнення нових якісних або кількісних результатів [6, 194, 195, 225, 300, 301].

При проектуванні можна спиратися на два принципи: еволюційні зміни й створення нового. У першому випадку виріб удосконалюється впродовж певного

часу шляхом внесення незначних поліпшень. При цьому ризик припуститися істотних помилок є невеликим. Стрімке зростання кількості науково-технічних відкриттів, загальний перебіг суспільного розвитку висунули на перший план завдання створення виробів, що спираються на нові технічні рішення. Такий шлях проектування пов'язаний із великим ризиком. На практиці відповідно до діалектики проектування еволюційні зміни та поява нового відбуваються одночасно, тобто конструктор одночасно створює нове і здійснює еволюційні зміни. Для реалізації такого підходу до проектування літаків виявився необхідним певний етап розвитку авіації, етап накопичення досвіду і фактів, узагальнення їх у систему знань – науку про проектування нового виду техніки [51, 194, 268].

Цей період характеризувався становленням методології проектування літаків. Під *методологією проектування* мають на увазі сукупність принципів і методів, а також математичний апарат, за допомогою яких вирішуються проектно-конструкторські задачі [194, 327].

Розглянемо, як розвивалися методи проектування, на прикладі розв'язання задачі вибору проектних параметрів, що визначають форму і розміри літака.

Перш за все слід зазначити, що всі методи проектування об'єднані одним принципом розв'язання задач – принципом послідовних наближень (метод ітерацій). Цей принцип характеризує загальний підхід (незалежно від методу проектування) до вирішення проектних задач, і суть його полягає в тому, що комплекс задач проекту вирішується послідовно, за допомогою наближень (ітерацій), що уточнюють і розвивають одна одну [322, 327].

В основі проектування перших літаків лежав метод копіювання (метод схожості), що ґрунтується в основному на законах схожості. Не маючи досвіду проектування, не знаючи законів аеродинамічного польоту, конструктори створювали літаки, копіюючи вигляд птахів, кажанів. Було розроблено численні проекти літальних апаратів, важчих за повітря [24].

У 20-ті роки ХХ століття, коли вже був накопичений значний досвід

розроблення та будівництва перших літаків і планерів, коли авіаційні науки (в основному стрімкий розвиток аеродинаміки) дозволили встановити основні зв'язки між формою та розмірами літака і його льотними характеристиками, метод копіювання поступився т. зв. статистичному методу. У його основі вже лежить певний науковий підхід, що базується на обробленні минулого досвіду, встановленні емпіричних закономірностей, що відображають об'єктивні закони проектування. За цим методом параметри нового літака визначаються на основі екстраполяції статистично оброблених даних раніше створених літаків аналогічного призначення (літаків-прототипів). Цей метод базується на припущенні про безперервну, з часом поступову зміну параметрів і характеристик літаків певного типу. Однак через тривалий термін створення сучасного літака (6–10 років) екстраполяція параметрів і характеристик за умов науково-технічної революції може призвести до істотних принципів помилок. Недолік такого методу проектування полягає і в тому, що він не дозволяє враховувати зміни фізичних зв'язків між параметрами і характеристиками літака, а отже, визначити шляхи зміни даних прототипів. Використання цього методу є виправданим лише при застосуванні еволюційного принципу проектування. Коли проектується принципово новий літак, можливості такого методу обмежені. Разом із тим досвід авіабудування свідчить про те, що дуже небагато проектів можуть бути визнані зовсім новими, і навіть при їхньому розробленні значну кількість технічних рішень приймають на основі минулого досвіду. Через це статистичний метод у цілому або в окремих частинах, як і раніше, лишається на озброєнні конструкторів. Нині він трансформувався у т. зв. метод проектування від прототипу.

Подальший розвиток методів розрахунку вагових, аеродинамічних характеристик, розрахунків стійкості й керованості, показників ефективності літака поставив на реальну основу розвиток аналітичних методів визначення його основних проектних параметрів. Ці методи ґрунтуються на сумісному вирішенні системи рівнянь, що враховують найважливіші зв'язки між параметрами і

характеристиками літака, а також різноманітні обмеження. У результаті такого рішення йде пошук допустимого (у сенсі задоволення рівняння існування літака) варіанта проекту [23, 33, 36, 40, 44, 76, 259, 294, 300, 301].

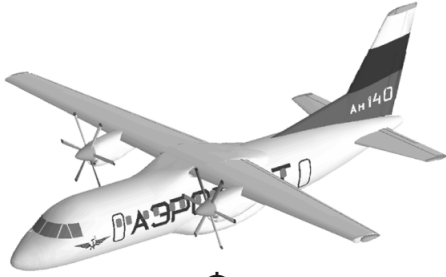
Застосування аналітичних методів відкрило великі можливості для проведення параметричних досліджень за визначенням впливу зміни проектних параметрів і обмежень на техніко-економічні характеристики літака. Звідси — один крок до розв'язання задач пошуку найкращих (оптимальних) параметрів літака, що задовольняють вибраному критерію оцінювання досконалості проектних рішень.

Це дало поштовх до розвитку т. зв. методів оптимального проектування літаків. Перші роботи з викладенням методу оптимального проектування з'явилися наприкінці 30-х років ХХ століття. Практична реалізація методів оптимального проектування тривалий час ускладнювалася суто обчислювальними труднощами, особливо при вирішенні багатопараметричних задач. Застосування послідовної оптимізації окремих параметрів не давало істотних результатів.

Приблизно до 60-х років ХХ ст. склалися об'єктивні передумови для подальшого розвитку теорії проектування літаків. Найважливіші з них:

- розвиток загальної теорії складних технічних систем (системотехніка);
- розвиток прикладних авіаційних наук, що розкривають суть явищ, визначають закони формування літака і його підсистем;
- успіхи в області математики, передусім теорії оптимізації і числових методів;
- поява і розвиток ЕОМ.

На рис. 1.1 показано аналітичний метод визначення параметрів пасажирського літака з ТВД на стадії ескізного проектування, де за критерій оптимальності взято злітну масу літака, а як обмеження – задані ТТВ і АП, викладений у роботах [300, 301].



Призначення:

знайти такий вектор параметрів літака $(x = x_1, x_2, \dots, x_n)$, який характеризує його структуру, форму та розміри (схема літака, схема $C_Y, S, P_0, t_0, C_Y, C_X, K, \bar{S}_{\text{во}}, \bar{S}_{\text{то}}, D_{\text{ф}}, \lambda_{\text{ф}}, \lambda_{\text{кр}}, \chi_{\text{кр}}, \bar{C}_{\text{кр}}, \ell, b_0, \eta$), який би забезпечував вимоги концепції створення нового літака, технічного завдання на проектування $[Y]$ та досягнення екстремуму цільової функції (γ) .

Фундаментальне співвідношення фізичного втілення літака (рівняння існування літака)

$$1. \sum \bar{m}_i = 1. \quad 2. n_y m g = Y. \quad 3. P - X - m \frac{dV}{dT} = 0. \quad 4. \bar{x}_T - \bar{x}_F = -m_z^C y. \quad 5. \sum m_i z_i = 0.$$

На параметри літака X , а також на його характеристики Y накладається система обмежень

$$\left. \begin{aligned} x_i'' &\leq x_i \leq x_i^6, i = 1, 2, \dots, m \\ y_j'' &\leq y_j(x) \leq y_j^6, j = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\}$$

Щодо наданих обмежень вирішується задача оптимізації: $\min \gamma(x); x \in X_{\text{доп}}$.

Параметри та характеристики літака пов'язані між собою рівняннями відношення $Y = f(x)$:

$$t_{0\text{крейс}} = \frac{1,429 \cdot 10^{-5} \rho_H V_{\text{крейс}}^3 (F_{1\text{крейс}} + F_{2\text{крейс}} p)}{\xi_V \xi_H \xi_{\text{др}} \eta_{\text{в.крейс}} P}; \quad V_{\text{крейс}} = 11,4473 \sqrt{\frac{\xi_{\text{крейс}} t_0 p \eta_{\text{в.крейс}}}{\rho_H \text{крейс} C_{X0}}};$$

$$t_{0p} = \frac{0,04}{\xi_{\text{зл}} \eta_{\text{в.отр} p} \sqrt{C_{Y\text{отр} p} \left[\frac{0,832 p}{L_p C_{Y\text{отр}}} + \frac{1}{3} \left(\frac{1}{K_{\text{отр}}} + 2f \right) \right]}}; \quad L_{\text{розб}} = \frac{0,832 p}{C_{Y\text{отр}} \left[24,75 \eta_{\text{в.зл}} \xi_{\text{зл}} t_0 \sqrt{\frac{C_{Y\text{отр} p}}{p} - \frac{1}{3} \left(\frac{1}{K_{\text{отр}}} + 2f \right)} \right]};$$

$$t_{0\text{ВПП}} = \frac{n_{\text{дв}}}{\xi_{\text{зл}} (n_{\text{дв}} - 1)} \frac{0,03 L_{\text{ВПП}} C_{Y\text{отр} p} + 0,57 p}{L_{\text{ВПП}} C_{Y\text{отр} p} - 2,04 p}; \quad t_{\text{кр}} = \frac{L_{\text{кр}}}{V_{\text{кр}}};$$

$$t_{0\theta} = \frac{0,04 n_{\text{дв}}}{\xi_{\text{зл}} \eta_{\text{в.отр}} (n_{\text{дв}} - 1)} \sqrt{\frac{p}{C_{Y\text{отр} p} \left(\frac{1}{K_{\text{отр}}} + \text{tg} \theta_3 \right)}}; \quad L = 1020 \frac{\text{KM}}{c_e} \ln \frac{m_0}{m_k};$$

$$t_{0V_y} = \frac{0,01}{\xi_{\text{зл}} \eta_{\text{в.наб}}} \left[7,024 \sqrt{A^3 p^2 (F_{1\text{наб}} + F_{2\text{наб}} p)} + V_y \right]; \quad K = C_{Y\text{отр}} / C_{X\text{отр}}; \quad P_{\text{перед}}^V = \frac{V_{\text{нос}}^2 C_{Y\text{нос}}}{183(1 - 0,8 \bar{m}_{\text{мсп}})};$$

$$P_{\text{перед}}^n = \frac{57,3 C_{Y\text{VW}}}{16}.$$

За критерій оптимальності приймають злітну масу літака:

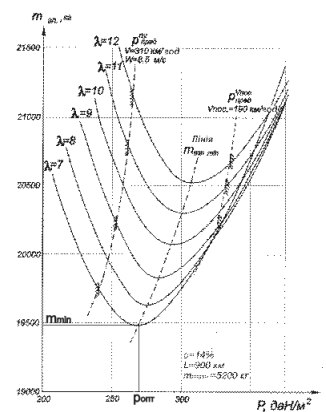
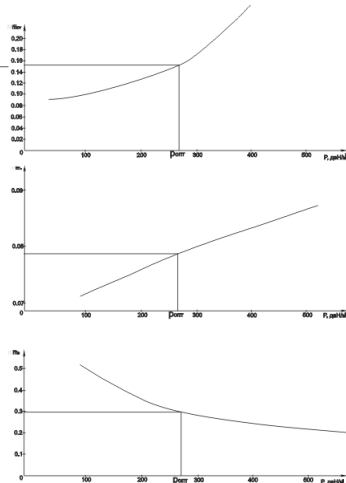
$$m_0 = \frac{m_{\text{ек}} + m_{\text{об}} + m_{\text{ком}}}{1 - (\bar{m}_k(p) + \bar{m}_{\text{cy}}(p) + \bar{m}_m(p))};$$

$$\bar{m}_k = 0,5 \left(A - Bp + \frac{c}{1 - De^{-0,001p}} \right);$$

$$\bar{m}_{\text{cy}} = R \gamma_{\text{дв}} t_{0\text{max}}(p);$$

$$\bar{m}_{\text{м.крейс}} = 0,00602 \frac{C_e L_{\text{роз}} \sqrt{AC_{X0\text{крейс}}}}{\eta_{\text{в.крейс}}};$$

$$m_{\text{об}} = 95 n_{\text{нас}} (5 \cdot 10^{-5} L + 0,66).$$



Вибір геометричних параметрів літака:

$$S = \frac{m_0 \min g}{10 p_{\text{онм}}}; \quad \ell = \sqrt{\lambda_{\text{онм}} S}; \quad b_k = \frac{2S}{\ell(\eta + 1)}; \quad b_0 = \eta b_k; \quad L_{\text{ф}} = \lambda_{\text{ф}} D_{\text{ф}}; \quad S_{20} = \bar{S}_{20} S; \quad S_{60} = \bar{S}_{60} S.$$

Рис. 1.1. Аналітичний метод визначення параметрів пасажирського літака на стадії ескізного проектування

З накопиченням досвіду розв'язання різних задач оптимізації окремих елементів літака, ширшого використання ЕОМ для цього поступово збільшувалася кількість параметрів, залучених до процесу одночасної оптимізації. Удосконалювалися критерії оцінювання проектно-конструкторських рішень у напрямі урахування багатоцільового характеру застосування літака і динаміки зміни вимог до нього за період експлуатації [37 – 39, 52, 54, 77 – 79, 80, 86, 89].

Разом із тим розвивалася загальна теорія проектування великих систем, на базі якої теорія і практика проектування літаків поступово набувають логічної завершеності, забезпечуючи дійсно науковий підхід до прогнозування параметрів і характеристик майбутнього літака. Ідеї системного проектування інтуїтивно використовували під час проектування літаків раніше. Вони знайшли відображення в розділенні процесу проектування на етапи, а літака – на підсистеми і агрегати. Системне проектування ґрунтується на чітко впорядкованому комплексному підході, що враховує складні зв'язки і взаємний вплив елементів системи, включаючи як складову частину метод оптимального проектування. Від широко розповсюджених процедур оптимізації окремих пристроїв і характеристик систем воно відрізняється застосуванням системних, зокрема комплексних (узагальнених), критеріїв оптимальності, використанням математичних моделей, що описують істотні риси системи в цілому, математичним апаратом, широким застосуванням ЕОМ [238, 271, 273, 281, 305, 320, 322 – 325, 417].

Друга половина ХХ ст. характеризується докорінними змінами і у сфері трудової діяльності людини. Подібно до того, як промислова революція характеризувалася переходом від ручної праці до механізованої, так і науково-технічна революція була пов'язана з переходом до автоматизованої праці у виробництві. Ширше впровадження автоматизованих виробничих процесів на базі електронно-обчислювальних пристроїв, мікроелектроніки і робототехніки є важливим напрямом науково-технічної революції.

Значних результатів було досягнуто і в розв'язанні такої складної комплексної задачі, як автоматизація проектно-конструкторських робіт. У другій

половині ХХ ст. у науково-дослідних інститутах і конструкторських бюро створюються, розвиваються і широко впроваджуються системи автоматизованого проектування (САПР). Їхня поява стала можливою завдяки розробленню теоретичних основ проектування, успіхам в області обчислювальної математики, програмування і власне обчислювальної техніки [1, 2, 4, 8 – 10, 17, 60, 194, 351, 419, 428, 470, 472, 473].

На той час САПР дозволив якнайповніше реалізувати такі найважливіші для проектування можливості ЕОМ:

- швидке й ефективно виконання великої кількості математичних операцій;
- збереження і передача великого обсягу інформації;
- візуалізація результатів проектування (як кінцевих, так і проміжних) за допомогою способів комп'ютерної графіки;
- спілкування проєктанта з ЕОМ у діалоговому режимі, що забезпечувало власне проектуванню безперервність творчого процесу;
- зручність і економічність передачі результатів проектування безпосередньо у виробництво (для виготовлення предмету проектування).

У таких системах ЕОМ із чудового способу автоматизації розрахунків перетворюється на спосіб об'єднання для досягнення єдиної мети зусиль фахівців у різних областях проектування. Ця інтеграція на основі узагальнення методологічного, інформаційного і технічного забезпечення на базі колективного діалогу користувачів ЕОМ дозволяє подолати бар'єр вузької спеціалізації інженерів, які беруть участь у розробленні сучасних складних систем, зокрема авіаційних.

За опублікованими даними [51, 53, 273, 353], застосування САПР дозволило наприкінці ХХ ст. вдвічі-втричі скоротити час проектування і доведення літаків, в три-п'ять разів – час підготовки їхнього виробництва. При цьому витрати на розроблення скорочуються на 50...80 %. Але при цьому, як і внаслідок застосування аналітичних методів проектування, результатом загального проектування були: креслення загального вигляду літака (рис. 1.2), теоретичні креслення агрегатів літака (рис. 1.3), схема технологічного розчленування тощо, виконані методами нарисної геометрії.

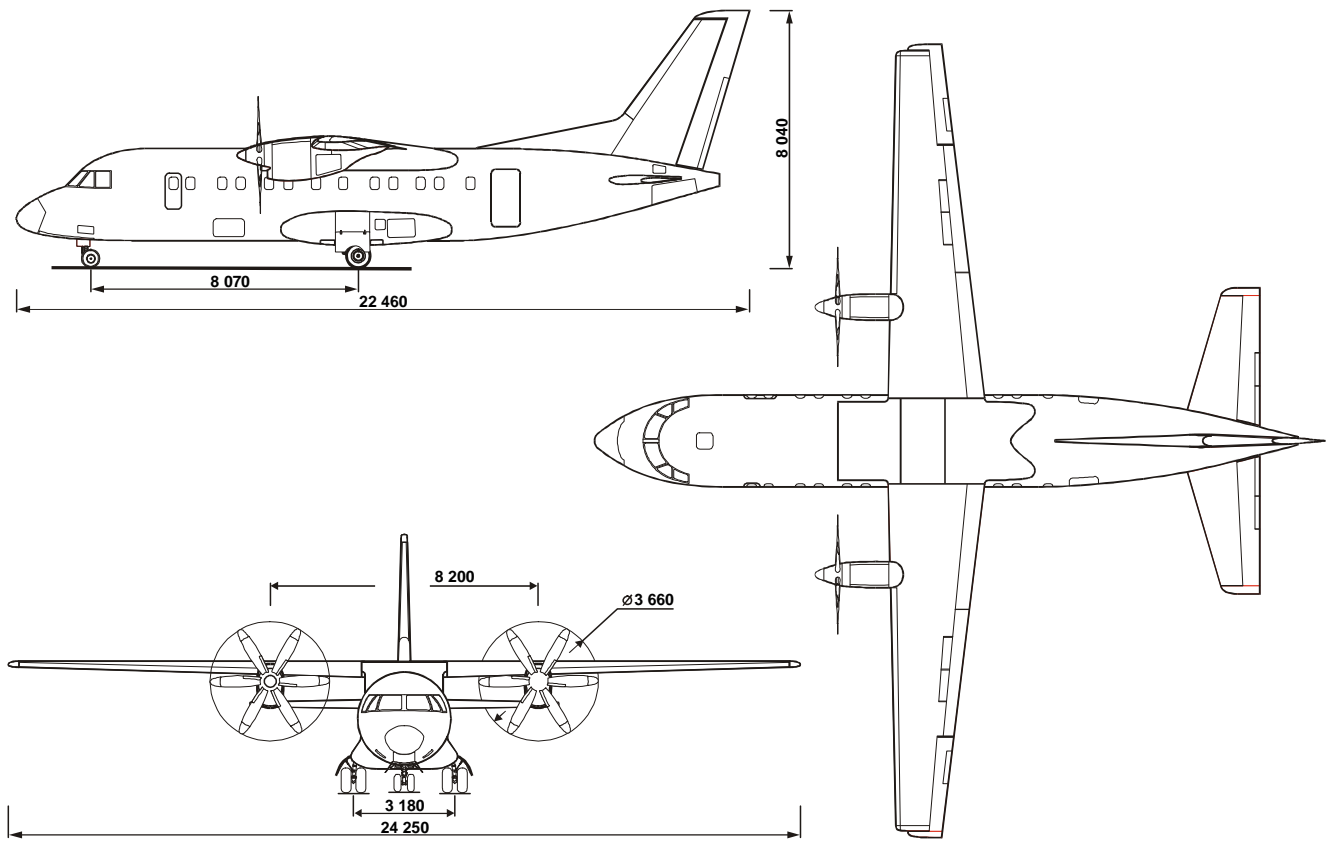


Рис. 1.2. Фрагмент креслення загального вигляду

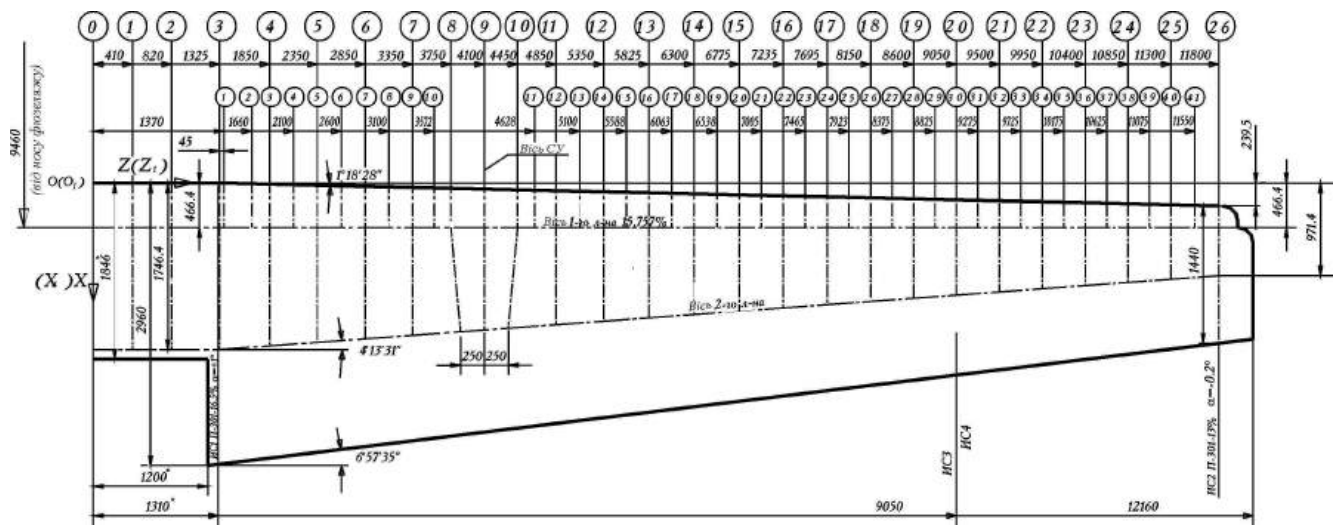


Рис. 1.3. Фрагмент теоретичного креслення крила

Таким чином, на той момент застосування САПР дозволило забезпечити підвищення якості проєктованих виробів, скорочення циклу проєктування, тобто збільшення продуктивності праці, і було істотним чинником прискорення науково-технічного прогресу, але не повністю забезпечило інтеграцію процесу проєктування виробу з технологічною підготовкою виробництва й інженерним

аналізом [190, 211, 258, 261, 331, 351, 460, 461, 465].

Чим складнішим є інструмент проектувальника, тим вищою має бути його кваліфікація. САПР висунув нові, підвищені вимоги до якості й змісту підготовки інженерів-механіків з літакобудування як в області оволодіння методами автоматизованого проектування (що дозволяє коректно ставити, формально описувати і вирішувати проектно-конструкторські задачі), так і щодо вивчення можливостей і особливостей роботи сучасних технічних засобів проектування і програмного забезпечення.

Але водночас САПР при проектуванні збірних літакових конструкцій базувався на двовимірних моделях, не враховував конструктивних особливостей нових типів з'єднань збірних конструкцій і прогресивних кріпильних елементів, нових технологій їх постановки, способів збирання, впливу попереднього вантаження на характеристики локального ПДВ і опору втомі, особливостей їхньої контактної взаємодії, можливостей способів затримки зростання втомних тріщин, не дозволяв спроектувати збірні конструкції та їх з'єднання, що забезпечують оптимальне співвідношення масових, ресурсних, аеродинамічних і естетичних характеристик літакових конструкцій. Авіаційна технічна документація створювалася методами нарисної геометрії і подавалася для виробництва літаків на паперових носіях, ув'язка конструкції виконувалася на конструкторських плазах, що не завжди дозволяло виявити помилки, спричинені недосконалістю методу проектування і закладені в конструкторській документації [211].

Розвиток інформаційних технологій дозволив вирішити деякі проблеми проектування збірних літакових конструкцій. На рис. 1.4 показано схему технологічного розчленування літака, що містить велику кількість збірних конструкцій. Проте через багатофакторність вирішуваної задачі і, як наслідок, потребу залучення фахівців різного профілю (спеціалістів щодо міцності, конструкторів, технологів, експлуатаційників) інтегрувати їхні зусилля для вирішення задачі створення збірних літакових конструкцій не вдавалося.

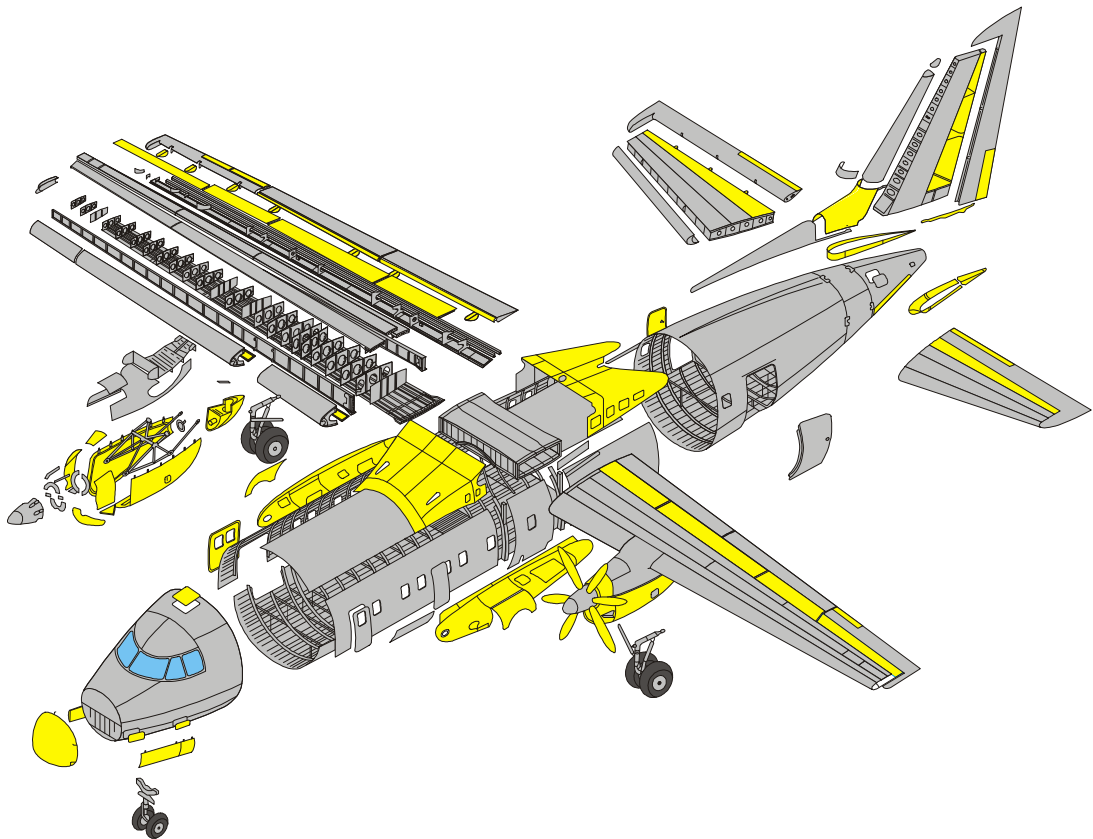


Рис. 1.4. Схема технологічного розчленування літака

Усе це зумовило потребу створення нової методології проектування, що б містила нові методи проектування літакових конструкцій, підготовки їхнього виробництва, випробувань, експлуатації.

Новим методом має стати інтегрований метод проектування і моделювання збірних літакових конструкцій за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM, що базується на розробленні тривимірних аналітичних еталонів поверхні літака, його агрегатів, збірних вузлів, нових конструктивних елементів, кріпильних деталей, комп'ютерних методів розрахунку об'ємного локального ПДВ в елементах з'єднання, нових технологій установлення кріпильних елементів із пружнопластичним радіальним натягом, подальшим експериментально-розрахунковим методом визначення характеристик втомної довговічності типових моделей з'єднань. Це дозволить проектувати з'єднання збірних конструкцій із заданими характеристиками статичної міцності, втомної довговічності, герметичності й якості зовнішньої поверхні з мінімальними витратами маси.

Схемні методи проектування наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Методи проектування збірних літакових конструкцій

Принцип послідовних наближень (ітерацій)		
Непрямі методи		Прямі методи
Метод копіювання	Статистичний метод	Аналітичні методи
		Методи оптимального проектування
		Автоматизоване проектування
		Інтегровані методи проектування і комп'ютерного моделювання

Найбільш перспективним сьогодні є метод інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання, що містить елементи раніше розроблених методів і комп'ютерні технології інтегрованого проектування за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM. При створенні літаків Ан-140, Ан-70, Ан-74ТК-300, Ан-148 почалося впровадження інтегрованих технологій у процес проектування. Проте методологія проектування об'єктів авіаційної техніки потребує подальшого наукового і практичного розвитку.

1.2. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ З УРАХУВАННЯМ ВТОМИ БОЛТОВИХ ЗРІЗНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Відомо, що ресурс авіаційних конструкцій визначається ресурсом його силових елементів, який значною мірою залежить від довговічності болтових з'єднань (рис. 1.5), котрі спричиняють зародження втомних тріщин, що виникають як від геометричної концентрації напруги, так і від розвитку фретинг-корозії

(рис. 1.6). На рис. 1.7 показано результати аналізу типових втомних руйнувань і довговічності стиків крила, випробуваних у ЦАГІ. Встановлено, що довговічність поперечних стиків знаходиться в діапазоні довговічності пластини з отвором. Крім того, встановлено, що одним із найбільш ефективних способів підвищення втомної довговічності болтових зрізних з'єднань є установлення болтів в отвори деталей, що сполучаються, з осьовим і радіальним натягом [26 – 32, 34, 42, 47, 48, 50, 56, 62, 63, 66, 81, 85, 122, 123, 149, 180 – 182, 184, 197, 216, 217, 220, 257, 280, 420, 426, 440, 441, 468]. Проте теоретичне обґрунтування цього ефекту не було наведено.

Відомості, накопичені про вплив способів підвищення довговічності з'єднань шляхом зміни конструктивно-технологічних параметрів при їх виконанні, мають статистичний характер, що сприяє появі нових методів розрахунку довговічності з урахуванням конструктивно-технологічних особливостей виконання болтових з'єднань і конструктивних нерегулярностей [104, 108, 111, 113, 117, 120, 124, 129, 131, 133, 144, 154, 156, 345 – 348].

Методи проектування зрізних болтових з'єднань літакових конструкцій з урахуванням втоми умовно поділяють на три групи:

- 1) методи проектування на основі забезпечення статичної міцності з'єднань при розрахунку за директивним напруженням;
- 2) методи, в яких застосовують теоретичні й ефективні коефіцієнти концентрації напруження;
- 3) методи, що базуються на визначенні фактичних значень напруження і деформацій в найбільш навантаженій точці концентратора.

При створенні конструкції дотримуються трьох основних принципів забезпечення її безпеки за умовами міцності: допустимість пошкодження, безпека руйнування (пошкодження) і безпечний ресурс (термін служби). При цьому оцінка характеристик міцності, конструкції деталей і якості виготовлення має забезпечити і підтвердити, що катастрофічне руйнування через втому, корозію або випадкове пошкодження не відбувається протягом всього експлуатаційного терміну служби літака [345, 346].

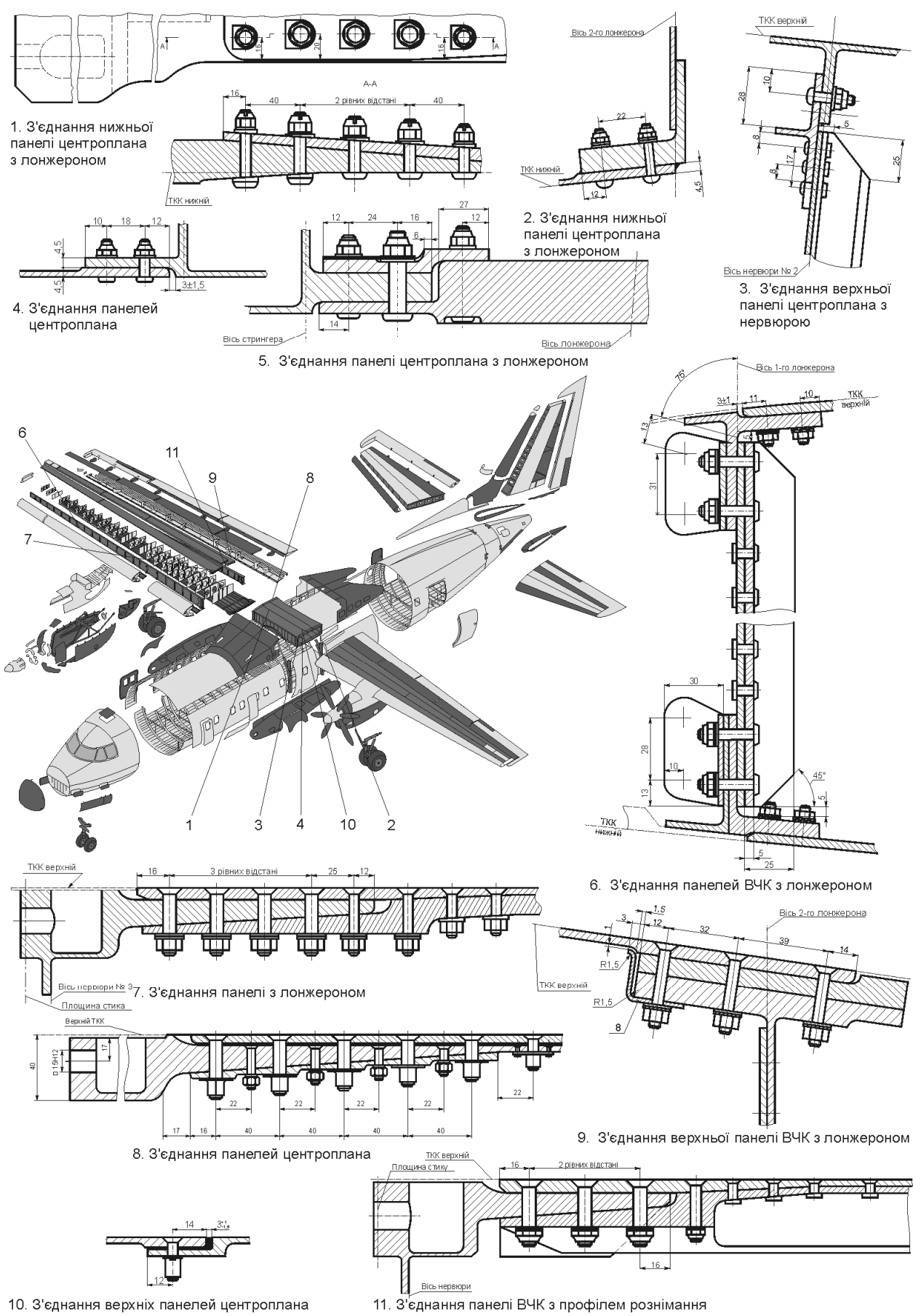
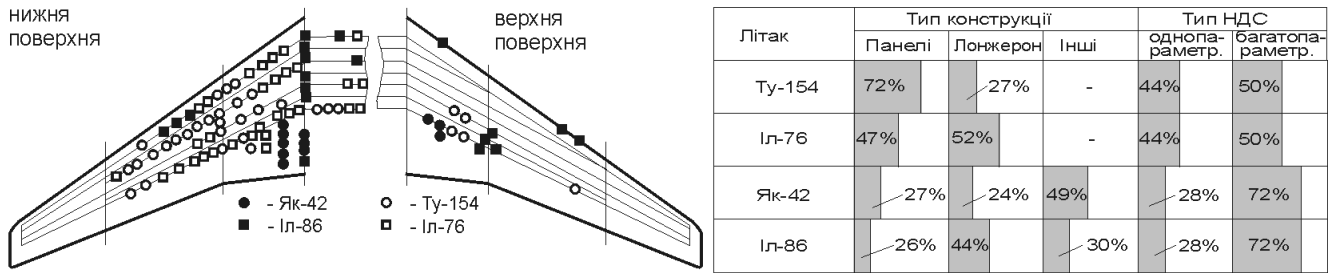


Рис. 1.5. Типові болтові з'єднання збірних конструкцій планера літака

ЗОНИ РУЙНУВАННЯ КРИЛ ЛІТАКА ПРИ НАТУРНИХ РЕСУРСНИХ ВИПРОБОВУВАННЯХ



ЗОНИ ВТОМНИХ РУЙНУВАНЬ У СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТАХ КОСТРУКЦІЇ ЛІТАКА



За період с 23.11.86 по 30.06.92 рр. на літаках Ан-26 Харківською АТБ виявлено 15 втомних руйнувань.

За період с 23.11.86 по 30.06.92 рр. на літаках Ту-134 Харківською АТБ виявлено 82 втомних руйнувань.

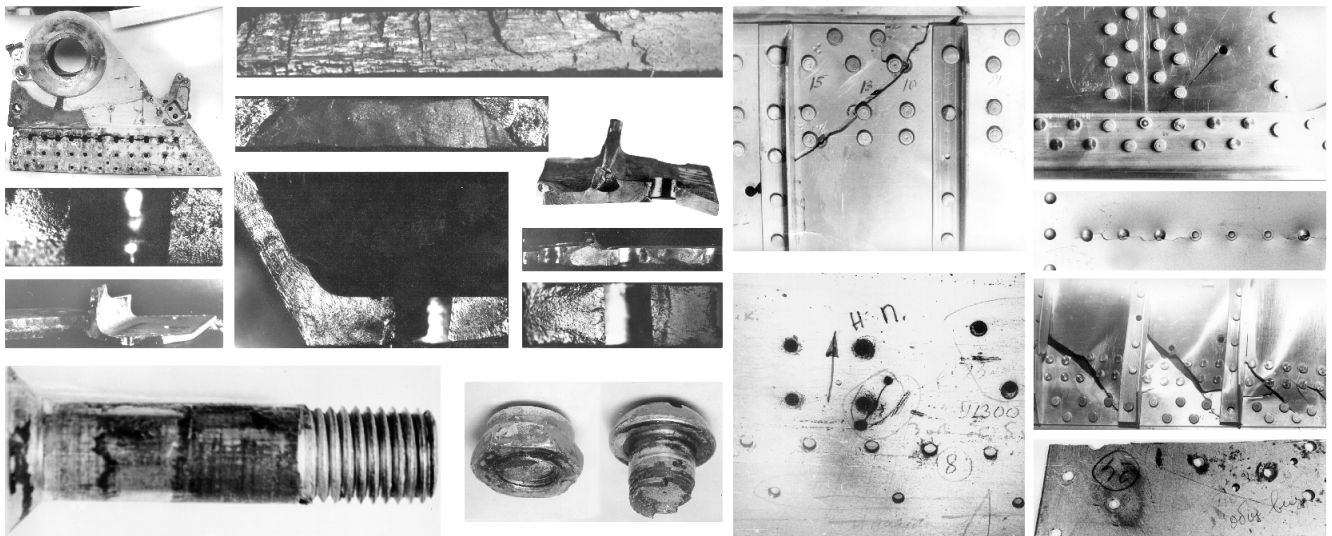
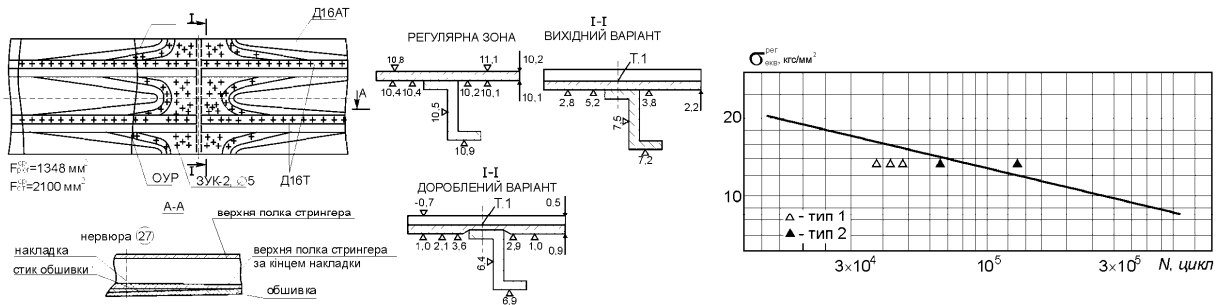
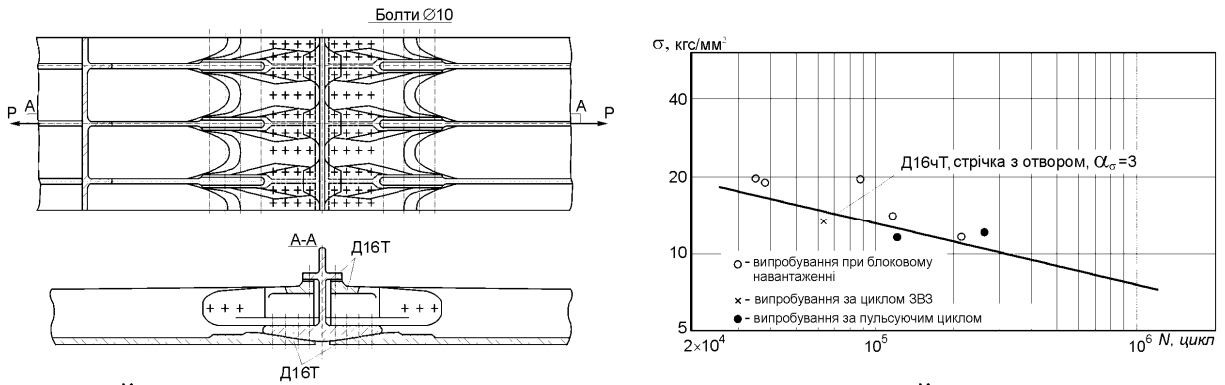


Рис. 1.6. Зони і характер втомних руйнувань силових елементів конструкції літаків в експлуатації і під час ресурсних випробувань

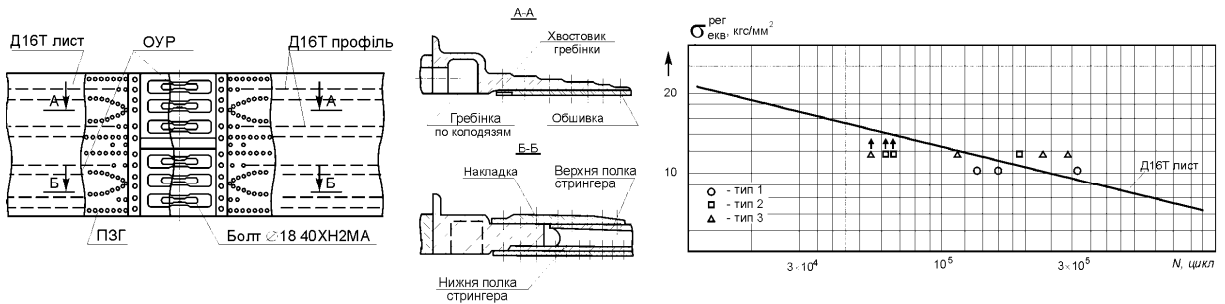
РУЙНУВАННЯ У ЗОНІ ПОПЕРЕЧНОГО СТИКУ ОБШИВКИ НИЖНІХ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Ту-154



РУЙНУВАННЯ У ЗОНІ ПОПЕРЕЧНОГО СТИКУ НИЖНІХ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Іл-86



РУЙНУВАННЯ У ЗОНІ ФЛАНЦЕВОГО З'ЄДНАННЯ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Ту-154Б



ОЦІНЮВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПРОДОВЖИНИХ СТИКІВ НИЖНІХ ПАНЕЛЕЙ КРИЛА Іл-86 ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИПРОБУВАНЬ ПАНЕЛЕЙ

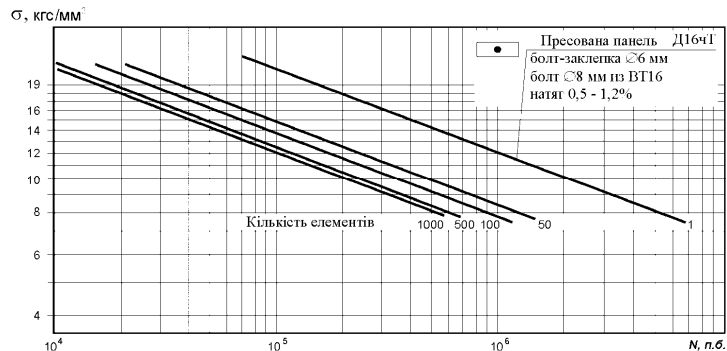


Рис. 1.7. Аналіз типових втомних руйнувань і довговічності стиків крила (за матеріалами ЦАГІ)

Тому одним із найважливіших питань у проектуванні літакових конструкцій для досягнення оптимальних характеристик маси конструкції, її міцності і ресурсу разом із правильним вибором конструкції, матеріалу, з якого її виготовлено, є призначення допустимої напруги [64]:

– при стисненні $\sigma_{don} \leq \sigma_{кр}$;

– при розтягуванні $\sigma_{don} = K_1 \sigma_g$; $K_1 = 0,93$,

де σ_g – межа міцності матеріалу на розтягування; K_1 – коефіцієнт чутливості до концентрації напруги матеріалу, з якого виготовлено конструкцію.

Для уточнення допустимих напруг регулярної зони, виходячи із забезпечення втомної довговічності для кожного елемента конструкції, має бути визначено типовий спектр навантаження в експлуатації, що ґрунтується на типовому польоті або сукупності типових польотів, які охоплюють всі режими польоту (буксирування, вирулювання на старт, випробування двигунів на землі, розгін, набір висоти, крейсерський політ, зниження, захід на посадку, пробіг і зарулювання на стоянку) з урахуванням їхньої тривалості і сукупністю інших параметрів, що характеризують кожен із зазначених режимів. Типовий політ за відомими залежностями перераховують в еквівалентний за пошкоджуваністю цикл навантаження. Для силової конструкції планера літака цей цикл прийнятий віднульовим (з коефіцієнтом асиметрії циклу навантаження, який дорівнює нулю). У загальному вигляді перерахунок циклів навантаження здійснюється за умови однакової втомної довговічності, що вираховується формулою Одінга

$$\sigma_0 = \sqrt{2 \cdot \sigma_a \cdot \sigma_{\max}},$$

де σ_0 – напруження віднульового циклу навантаження; σ_a , σ_{\max} — амплітудні та максимальні напруги циклу навантаження.

За напругою циклу обчислюємо втомну довговічність елемента конструкції, визначеного в першому наближенні за допустимими напругами, виходячи з умов статичної міцності. Якщо результати розрахунку задовольняють необхідним значенням параметрів ресурсу, заданим у ТТВ на літак, уточнення допустимої

напруги за умовами втомної довговічності не здійснюється. Якщо ж результати розрахунку не задовольняють вимогам ТТВ по ресурсу, роблять зниження допустимої напруги, що забезпечує досягнення необхідних характеристик ресурсу.

Для визначення ступеня зниження рівня допустимої напруги необхідно скористатися степеневою залежністю кривої втоми

$$N(\sigma_0)^m = const,$$

де N – втомна довговічність на рівні напруги віднульового циклу σ_0 ; m – показник ступеня.

Як відомо, показник ступеня m визначений емпірично для конструктивних елементів з отворами з різних матеріалів.

Для елементів алюмінієвих сплавів типу Д16Т, В95 цей показник наближений до чотирьох. Звідси ступінь зниження рівня допустимої напруги в другому наближенні для елементів з алюмінієвих сплавів можна вирахувати за формулою

$$K = \sqrt[4]{T_{нотр} / T_{1-го\ набл.}},$$

де K – коефіцієнт зниження допустимої напруги; $T_{нотр}$ – потрібний за ТТВ ресурс; $T_{1-го\ набл.}$ – ресурс, визначений в першому наближенні.

Тоді рівень допустимої напруги для другого наближення

$$[\sigma_0]_2 = [\sigma_0] / K.$$

Виходячи із заданого рівня допустимої напруги другого наближення посилюють елементи регулярної зони конструкції, потім перераховують напруги в типовому польоті й визначають ресурс у другому наближенні.

При проектуванні та конструюванні нерегулярних зон конструкції їхня довговічність має дорівнювати довговічності регулярної зони або перевищувати її.

Перша група методів проектування зрізних болтових з'єднань літакових конструкцій належить до нерегулярних зон і базується на забезпеченні статичної міцності елементів конструкції. У зрізних болтових з'єднаннях навантаження P

викликає в з'єднаннях деталей напруження розриву $\sigma_{розр}$, напруження зім'яття $\sigma_{зм}$, напруження зрізу $\tau_{зр}$, а в кріпильних елементах – напруження зрізу болта $\tau_{зр. б}$. Зусилля затягування і розривні навантаження спричиняють виникнення розтяжного розривного напруження $\sigma_{розр}$. Величина цього напруження залежить від величини навантаження, вживаних матеріалів і геометричних параметрів з'єднання.

Друга група методів проектування з урахуванням втоми ґрунтується на гіпотезі еквівалентності дії локального максимального напруження на контурі концентратора при пружних деформаціях і напруження у зразку без концентратора. Базовою кривою втоми тут є крива втоми гладкого зразка або зразка з відомим концентратором напруження. Застосування теоретичних коефіцієнтів концентрації напруження забезпечує невисоку точність при розрахунку втомної довговічності натурних конструкцій і припустиме на стадії ескізного проектування. Для узгодження даних розрахунку й експерименту вводять емпіричні поправкові коефіцієнти, що відображають особливості конструкції і технології складання з'єднань [126, 220, 234, 402, 409, 456].

При цьому для розрахунку коефіцієнтів концентрації напруження у з'єднаннях використовують принцип суперпозиції рішень із розділенням навантажень на ті, що проходять по листу, і ті, що сприймаються кріпленням [186]:

$$\sigma_{лок} = \alpha\beta \left(K_1 \frac{\Delta P}{dS} \theta_\sigma + K_2 \frac{P}{WS} \right),$$

де K_1 – коефіцієнт концентрації напруження відносно номінального зім'яття, викликаного силою P ; K_2 – коефіцієнт концентрації напруження в регулярному перерізі, викликаній силою, що оточує силову точку; d – діаметр отвору; S – товщина листа; α – коефіцієнт, що враховує спосіб виготовлення отвору, шорсткість поверхні і залишкове напруження від клепання; β – коефіцієнт заповнення отвору, що враховує натяг між кріпильним елементом і отвором; θ_σ – коефіцієнт, що враховує локальне підвищення напруження, зумовлене деформацією кріпильного елемента.

Значення необхідних коефіцієнтів концентрації напружень визначені при вирішенні задачі в пружному вимірі. У з'єднаннях авіаційних конструкцій при

постановці кріпильних елементів у з'єднаннях деталей виникають деформації пружної пластичності, що потребує для аналізу характеристик локального НДС застосування методу скінченних елементів, реалізованого в сучасних сертифікованих системах CAD\CAE.

При розрахунку розподілу зусиль між кріпильними елементами застосовують метод сил і розрахунково-експериментальні методики визначення податливості з'єднань. Величину податливості можна визначити експериментально або емпірично, використовуючи формулу Свіфта [84, 446].

Такий метод визначення податливості вимагає значних витрат на проведення експерименту, а аналітичні вирази описують експерименти при пружному навантаженні з'єднань без урахування способу розташування кріпильних елементів.

Розподіл зусиль по зв'язках з'єднань розраховують із використанням схематизації елементів, що сполучаються стрижнями або МКЕ.

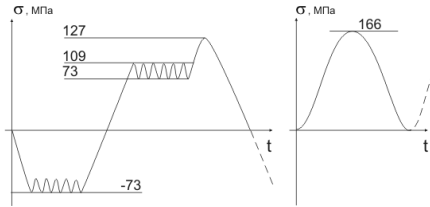
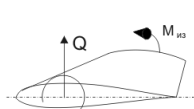
Хоча точність розрахунку довговічності з використанням методів другої групи підвищується, визначення кількості циклів до руйнування натурних з'єднань вважають за краще виконувати на основі статистичного матеріалу, застосовуючи даний метод лише як основу для виявлення критичних ділянок елементів і для конструювання, а не розрахунку довговічності з'єднань.

Третя група методів проектування оснований на гіпотезі еквівалентності напружено-деформованого стану в найбільш навантаженій точці концентратора і гладкого зразка для фіксованої кількості циклів до утворення тріщини. Розрахунок базується на фактичних значеннях (з урахуванням пластичності) напружень і деформацій з урахуванням їхньої зміни при циклічній зміні навантажень [59, 409, 438, 439, 450].

Для розрахунків використовують криву втоми гладкого зразка і циклічні діаграми пружнопластичних деформацій.

Аналіз методів проектування збірних конструкцій з урахуванням втоми (рис. 1.8) доводить необхідність подальшого розроблення методів прогнозування впливу конструктивних і технологічних чинників на довговічність болтових з'єднань для забезпечення їхнього ресурсу.

Визначення розрахункових навантажень $M_{из}$, Q , $M_{кр}$, навантажень типового польоту та їх еквівалентного віддуньового циклу



Типовий політ та еквівалентний віддуньового циклу

$$\sigma_{0\text{екв}} = \begin{cases} \sqrt{2\sigma_a\sigma_{\text{max}}} & \sigma_m \geq 0; \\ \sqrt{2(\sigma_a + 0,2\sigma_m)} & \sigma_m \leq 0 \text{ и } \sigma_{\text{max}} \geq 0; \\ 0 & \sigma_{\text{max}} < 0. \end{cases} \quad (1)$$

$$\sigma_{0\text{екв}} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^k n_i \cdot \sigma_{0i}^4}$$

Визначення геометричних параметрів з умов забезпечення статичної міцності конструкцій:

при стисканні $\sigma_{\text{дод}} \leq \sigma_{\text{кр}}$,
при розтягуванні $\sigma_{\text{дод}} = K_1 \sigma_{\text{св}}$, $K_1 = 0,93$. (2)

Визначення довговічності регулярної зони на етапі ескізної проектування з рівняння кривої втомленості пластина з отвором:

$$N = \frac{C}{\sigma_m^m} \geq N_{\text{зад}} \quad (3)$$

Уточнення рівня допустимої напруги (2-е наближення):

$$K_2 = \sqrt[4]{\frac{N_{\text{потр}}}{N_1 \text{ при } \sigma_1}}; [\sigma_{\text{розр}}]_2 = [\sigma_{\text{розр}}] / K_2 \quad (4)$$

Уточнення геометричних параметрів регулярної зони на етапі 2-го наближення.

Визначення геометричних параметрів з'єднань збірних літакових конструкцій:

$$P = \frac{\delta \cdot t}{m \cdot n} \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq P_{\text{руйн}} = K_f \sigma_{\text{св}} F_i; \quad (5)$$

$$P_{\text{см}} = \delta d \sigma_{\text{см руйн л.}} \leq P_{\text{руйн}}; \quad (6)$$

$$P_{\text{ср л.}} = 2H\delta \tau_{\text{зр руйн л.}} \leq P_{\text{руйн}}; P_{\text{зр}} \leq \frac{\pi d^2}{4} \tau_{\text{зр руйн б.}} n_6 \cdot \xi \cdot m. \quad (7)$$

Визначення довговічності типових з'єднань за відомими методиками:

$$\lg N_{\text{гл}} = \left[\frac{\sigma_{\text{арл}}}{101,505(\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{мгл}})^{0,63}} - 0,01478 \right]^{-0,47619}; R_f = \frac{C}{\varepsilon_{\text{а экв}}^m} \quad (8)$$

$$K_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_{\text{ан}}} = K_s + [0,0394K_t(25,4 + d)\beta - K_s] \frac{(\lg N)^4}{1000 + (\lg N)^4}; \quad (9)$$

$$K_t = 0,6 + 0,95 \frac{D}{d}; K_{\text{эф}} = g(K_t - K_s) + K_s; \quad (10)$$

$$K_A = K_6 R + K_L(1 - R); C_{\text{тл}} = [2 + (1 - \frac{d}{D})^3] (1 - \frac{d}{D}); \quad (11)$$

$$\sigma_{\text{афр}} = 2,344(\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{мфр}})^{0,63} [0,64 + 43,3(\lg N)^{-2,1}] - 4,068(\lg N)^{0,918K_n} \sigma_{\text{к}}^{0,32K_m}; \quad (12)$$

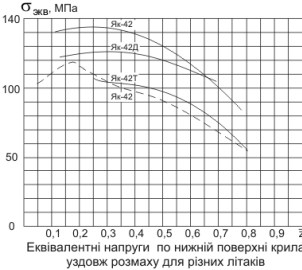
$$\sigma_0^*(N) = k_{\text{см}}(N)\sigma_{\text{см}} + k_{\text{л}}\sigma_{\text{л}} + k_{\text{із}}(N)\sigma_{\text{із}}; \quad (13)$$

$$N = \frac{1}{W_{\text{рд}}^{\alpha} R_m}; \text{ где } R_m = R(1 - r \frac{\sigma_m}{\sigma_{\text{в}}}); \quad (14)$$

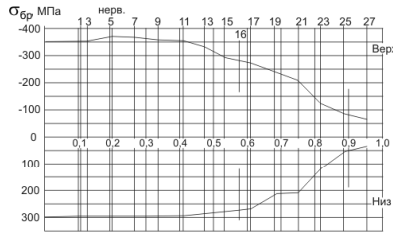
$$(\Delta \varepsilon_{\text{пл}}) N^{\alpha} = \text{const}, \quad (\Delta \varepsilon_{\text{упр}}) N^{\beta} = \text{const}, \quad (15)$$

$$T_i = \frac{N_{\text{д.п.тр}}}{\eta} + \frac{N_{\text{с.тр}}}{\eta_{\text{т}}} \geq T_{\text{зад}}; \quad (16)$$

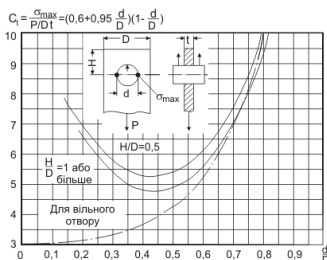
$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \geq 6; \quad \eta_{\text{т}} \geq 2.$$



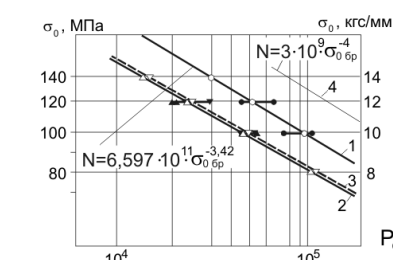
Еквівалентні напруги по нижній поверхні крила уздовж розмаху для різних літаків



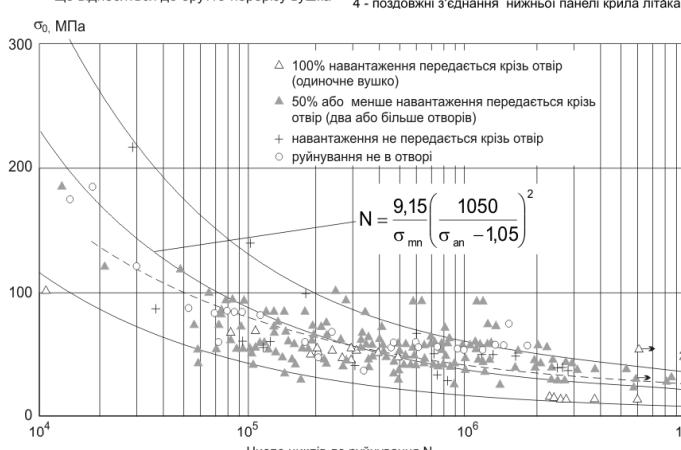
Розподіл розрахункових напруг бруто по нижній і верхній панелях крила літака Як-42



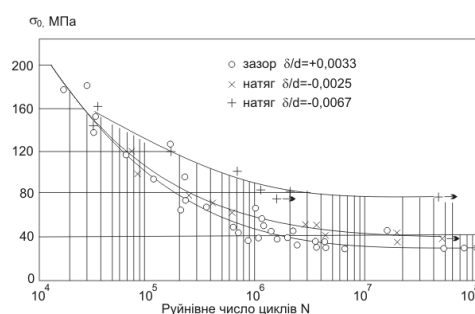
Теоретичні коефіцієнти концентрації напруг для навантажених вушків, що відносяться до бруто-перерізу вушка



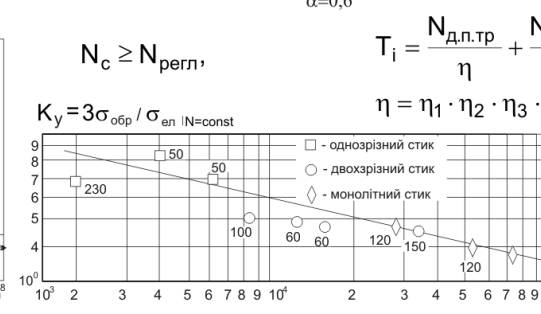
Криві втоми пластин із Д16Т з отвором: 1 - пластина в стані поставки з циліндричним отвором; 2 - пластина в стані поставки із зенкованим отвором; 3 - пластина, анодована «НХ», із зенкованим отвором; 4 - поздовжні з'єднання нижньої панелі крила літака Іл-86



Експериментальна довговічність типових літакових з'єднань з алюмінієвих сплавів



Вплив натягу на довговічність вушків з алюмінієвого сплаву



Залежність коефіцієнта втомленості та довговічності від типу стику

Вплив зміни характеру навантаження на довговічність

$$\frac{N'}{N''} = \frac{\sigma_{\text{мн}}''}{\sigma_{\text{мн}}'} \left(\frac{\sigma_{\text{ан}}'' - 1,05}{\sigma_{\text{ан}}' - 1,05} \right)^2 \quad (17)$$

Рис. 1.8. Аналіз методів проектування збірних літакових конструкцій з урахуванням втоми

Нині розвиваються методи проектування на основі розрахунку довговічності елементів авіаційних конструкцій, що базуються на деформаційному й енергетичному критеріях, що припускають настання граничного стану матеріалу, означуваного критичною величиною деформації (її повною або непружною складовою) або незворотно розсіяною енергією. Наприклад, у роботі [450] основним параметром, що характеризує момент появи тріщини, є величина розсіяної за цикл енергії, що визначається через амплітуду напруження і залишкових деформацій у зоні концентрації напруження:

$$N = \frac{1}{W_{rd}^{\alpha} R_m},$$

де $R_m = R(1 - r(\sigma_m / \sigma_s))$.

Було підтверджено достовірність запропонованого методу для розрахунку втомної довговічності з'єднань, виконаних ковзною посадкою при малоцикловому навантаженні.

Довговічність елементів авіаційних конструкцій ставиться також в залежність від накопиченої залишкової пластичної або пружної деформації:

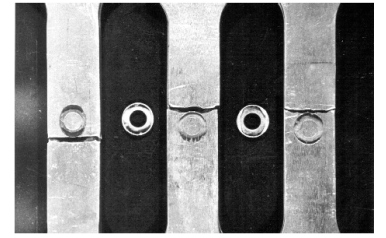
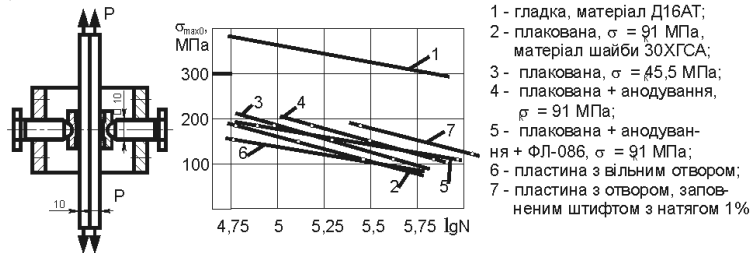
$$(\Delta \varepsilon_{nl}) N^{\alpha} = const; \quad \alpha=0,6 \quad (\Delta \varepsilon_{упр}) N^{\beta} = const. \quad \beta=0,12$$

Для обчислення впливу на довговічність з'єднання фретинг-корозії по поверхнях (рис. 1.9), що сполучаються, використовується розрахунково-експериментальна залежність [25]

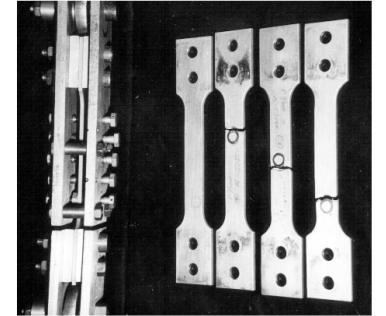
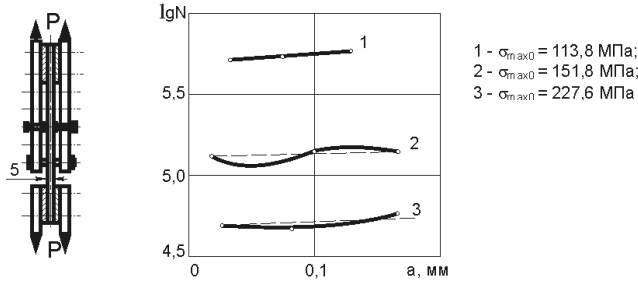
$$\sigma_{aфр} = 2,344(\sigma_s - \sigma_{mфр})^{0,63} [0,64 + 43,3(\lg N)^{-2,1}] - 4,068(\lg N)^{0,918K_n} \sigma_k^{0,32} K_m K_{xn}, \quad (1.1)$$

де $\sigma_{aфр}$ і $\sigma_{mфр}$ – відповідно амплітудне і середнє значення циклічного номінального розтягального напруження в конструктивних елементах у зоні фретинг-корозії, МПа; σ_s – межа міцності алюмінієвого сплаву, МПа; σ_k – контактне напруження в зоні фретинг-корозії, МПа; N – число циклів до руйнування; K_n – коефіцієнт, що враховує вплив покриттів на зменшення амплітудних значень напруження при заданій довговічності;

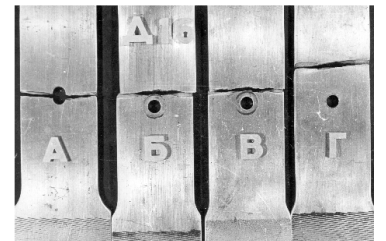
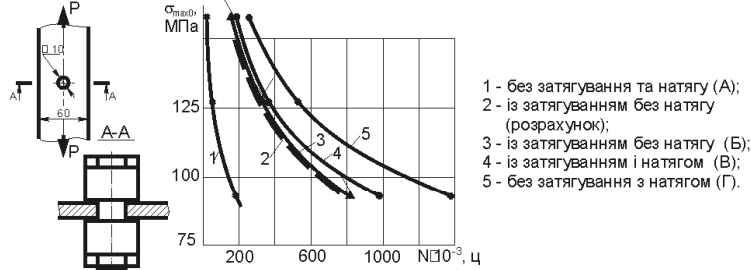
а) ВПЛИВ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ



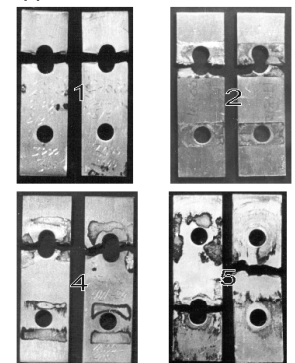
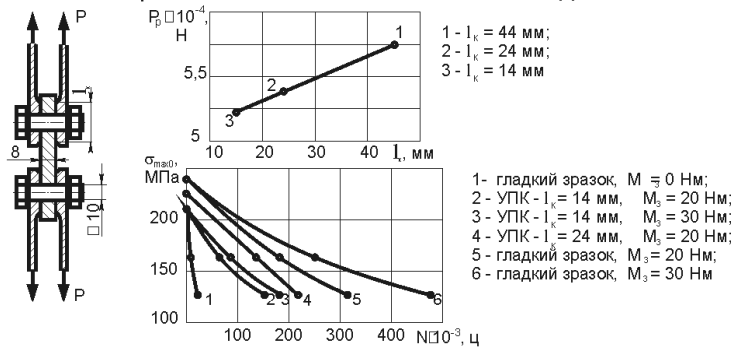
б) ВПЛИВ МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ



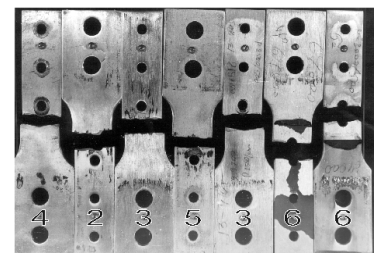
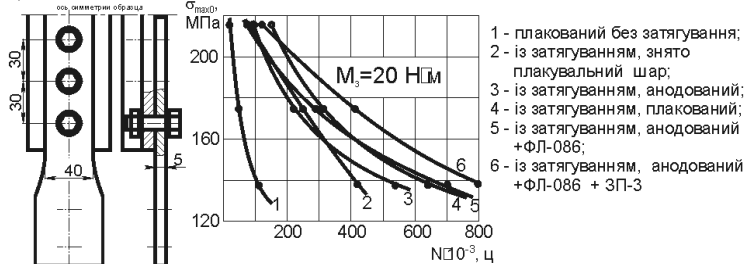
в) ВПЛИВ ОСЬОВОГО ТА РАДІАЛЬНОГО НАТЯГУ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ



г) ВПЛИВ ПЛОЩИНИ КОНТАКТУ ТА ЗАТЯГУВАННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ДВОЗРІЗНОГО З'ЄДНАННЯ



д) ВПЛИВ ПОКРИТТІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ОДНОЗРІЗНОГО З'ЄДНАННЯ



$$\sigma_{\text{фр}} = 2,344(\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{мфр}})^{0,63} [0,64 + 43,3(\lg N)^{-2,1}] - 4,068(\lg N)^{0,918} K_{\text{п}} \sigma_{\text{к}}^{0,32} K_{\text{м}} K_{\text{хп}}$$

Рис. 1.9. Вплив контактних тисків, мікропереміщень, конструктивно-технологічних чинників на довговічність конструктивних елементів болтових з'єднань збірних конструкцій в умовах фретинг-корозії

$K_n = 1$ – для плакованих листових деталей; $K_n = 0,86$ – для анодованих деталей; $K_n = 0,89$ – для анодованих і покритих ґрунтовкою ФЛ-086 деталей; K_m – коефіцієнт, що враховує зміну форми контакту $K_m = 1$ – при прямокутній формі контакту, $K_m = 1,36$ – при контакті пластини з шайбою; K_{xn} – коефіцієнт, що враховує характер посадки болта; при розрахунку довговічності з'єднань з натягом і затягуванням дорівнює 0,90...0,95.

Якість конструктивних нерегулярностей визначається коефіцієнтом втоми, що використовують при заданій довговічності. Якщо відомий вираз для кривої втоми пластини з отвором, то легко отримати криві втоми для елементів, користуючись формулою $\sigma_{en} = 3\sigma_3 / K_y$.

Обробка численних експериментальних даних показала, що однозрізні з'єднання панелей крила мають $K_y = 4...5,5$, а двозрізні – 3,5...4, експлуатаційні однозрізні фітингові стики мають утомну якість 5...8, а двозрізні – 3...5.

Якщо $K_y < 3$, при оцінюванні якості проектування конструкцію вважають якісною. Якщо $K_y = 3,4$, конструкція задовільна, а якщо $K_y > 4$, конструкція незадовільна і вимагає доопрацювання [376].

Базові криві втоми штаби з отвором (матеріал Д16чТ) мають вигляд

$$N = 3 \cdot 10^9 \sigma^{-4},$$

де $\sigma = \sigma_{\max.0}^{bp}$ даН/мм².

Вони дають приблизне значення довговічності, оскільки не враховують конструктивні зміни форми отворів і технології їх оброблення.

Актуальною і нині лишається проблема розроблення методу оцінювання довговічності високоресурсних з'єднань, виконаних з осьовим і радіальним натягом, що сполучає як накопичений статистичний матеріал, так і новітні методи інженерного аналізу локального НДС у зонах концентраторів з урахуванням

історії навантаження збірних конструкцій.

Застосування комп'ютерних систем CAD\CAM\CAE дозволить об'єднати теоретичні основи проектування з'єднань збірних літакових конструкцій з методами інженерного аналізу і тривимірного комп'ютерного моделювання.

1.3. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Найбільш поширені з'єднання, що використовують в авіабудуванні, — заклепочні з'єднання тонкостінних конструкцій, виконаних з алюмінієвих сплавів.

Типові заклепочні з'єднання елементів конструкції планера літака показані на рис. 1.10. Їх виконують за допомогою потайних заклепок і заклепок з опуклою заставною головкою.

На етапі ескізного проектування параметри заклепочних з'єднань вибирають за умов забезпечення їхньої статичної міцності при дії розрахункових руйнівних навантажень [283, 299, 332, 352, 354, 421 – 424, 427, 431, 471].

Заклепки у з'єднаннях працюють на зріз, зім'яття і в ряді випадків – на відрив головки (рис. 1.11). Навантаження, що діє на одну площину зрізу заклепки у разі відсутності втрати стійкості стикових елементів конструкції, визначається формулою

$$P = \frac{\delta \cdot t}{m \cdot n} \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}, \quad (1.2)$$

де δ – товщина елемента, що стикується; σ і τ – розрахункове нормальне і дотичне навантаження в елементі, що стикується; t – крок заклепок у ряду; m – число площин зрізу заклепки; n – число заклепкових рядів у шві.

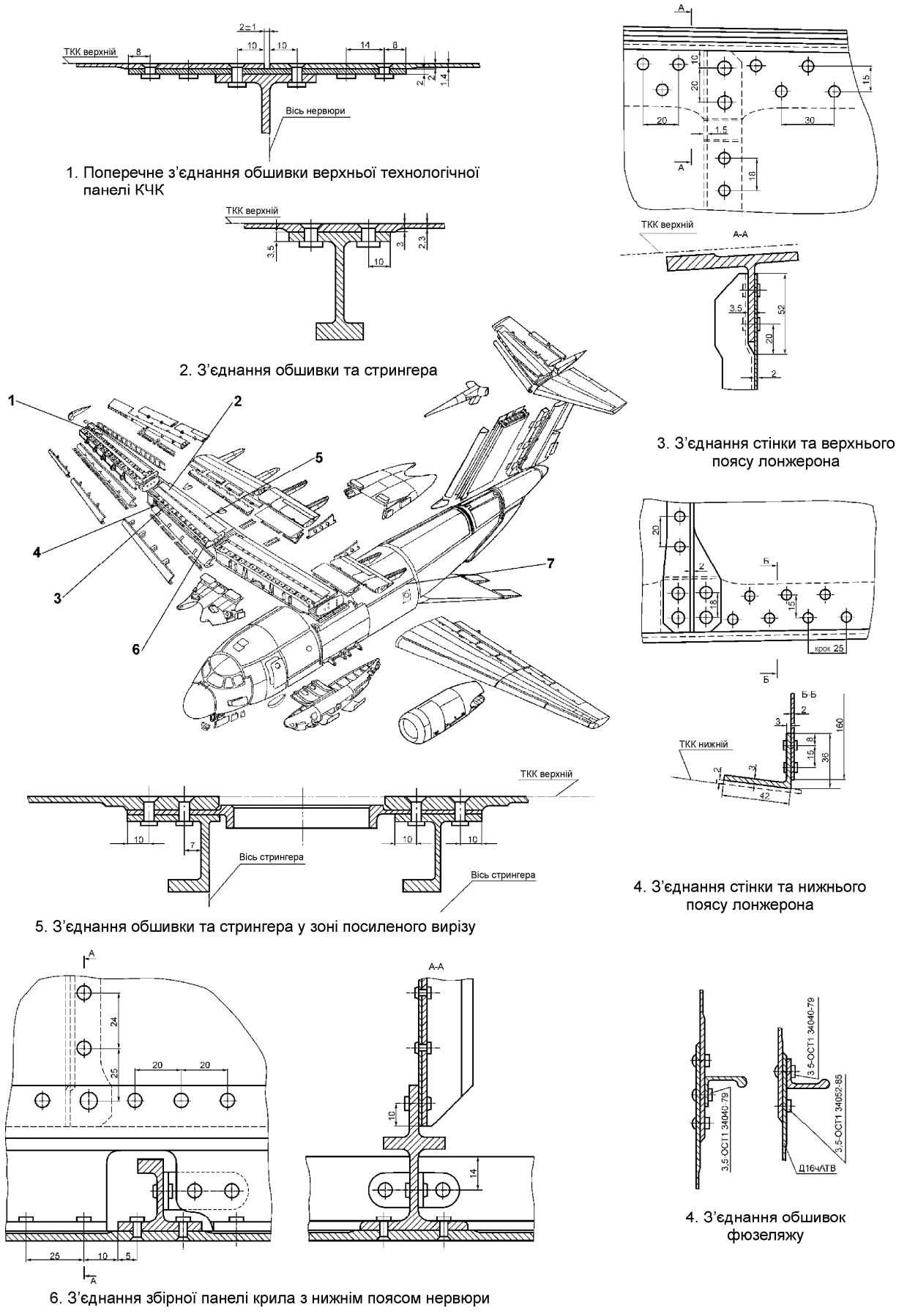


Рис. 1.10. Типові заклепочні з'єднання елементів конструкції планера літака

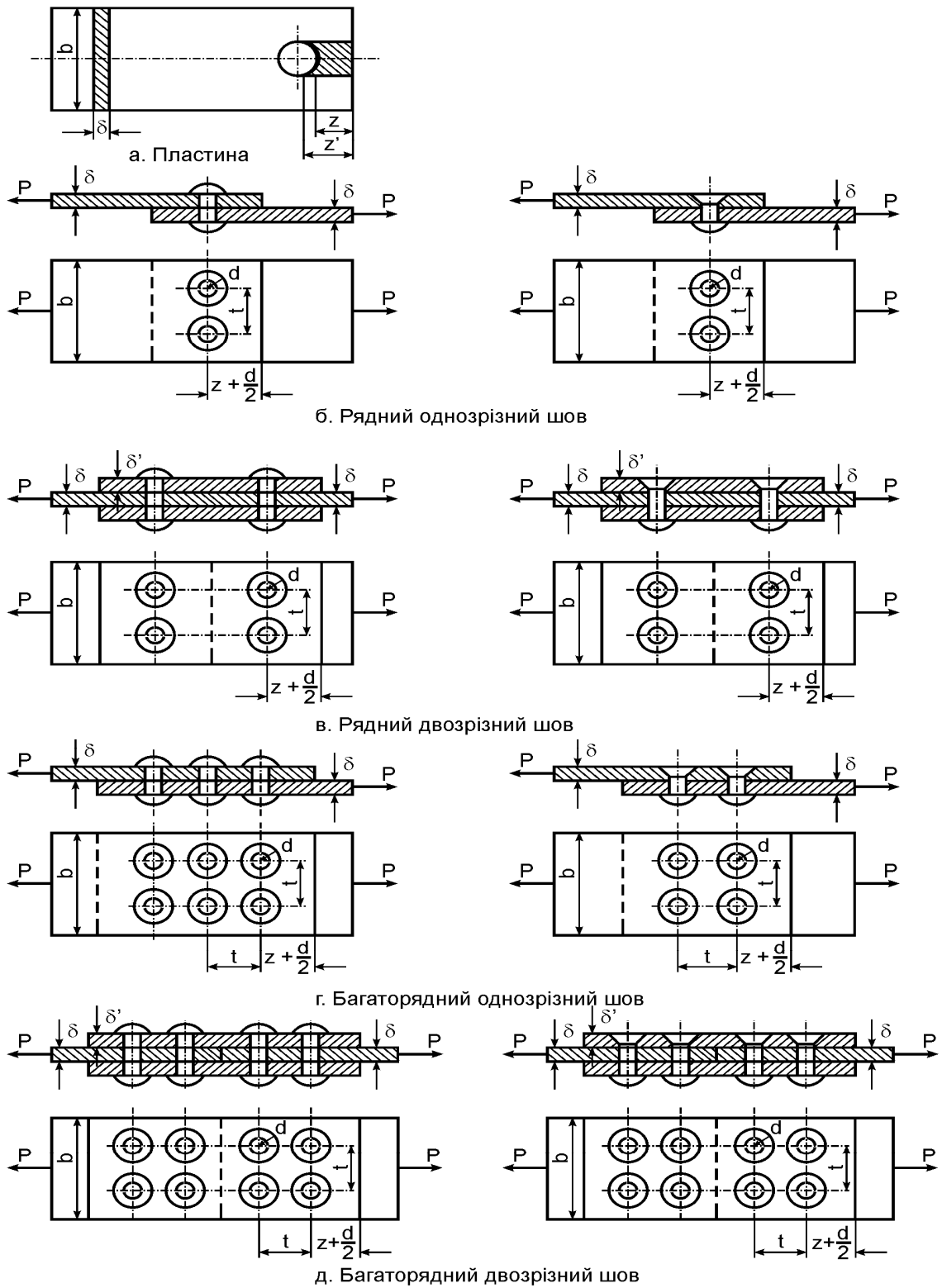


Рис. 1.11. Моделі типових заклепкових швів для визначення статичної міцності

Отримане зусилля на одну площину зрізу заклепки порівнюють із руйнуючими навантаженнями заклепки.

У тому випадку, коли заклепковий шов призначений для передачі зусиль зсуву, формула (1.2) набуває вигляду

$$P = \frac{q \cdot t}{m \cdot n},$$

де q – погонне зусилля зсуву.

Щоб отримати геометричні характеристики навантажених зрізних заклепочних з'єднань, необхідно провести розрахунки на розрив і зім'яття листів, що з'єднуються заклепками, розрахунок на зріз заклепок і країв листів.

Руйнуюче напруження зрізу встановлених у конструкцію заклепок можна розрахувати за формулою

$$\tau_k = K \tau_z,$$

де τ_k – руйнуюче напруження зрізу заклепок, встановлених у конструкцію; τ_z – руйнуюче напруження зрізу матеріалу заклепок; K – коефіцієнт, що характеризує міцність шва і конструкції.

Нижче наведено величини K залежно від матеріалу заклепок:

матеріал заклепок	Д16	Д17	Д18	В65;
K	1,15	1,14	1,09	1,11.

Величина

$$\tau_k = \frac{4P_k}{nm\pi d^2},$$

де P_k – сила, що діє на заклепочне з'єднання; d – діаметр заклепок; n – число заклепок; m – число площин зрізу заклепок.

Аналіз результатів випробувань, проведених ЦАГІ [283], свідчить про те, що тип заклепкового шва і характер заклепки незначно впливають на величину напруження зрізу заклепок. Результати дослідження також показали, що діаметр

заклепок незначно впливає на величину руйнуючого напруження зрізу.

За результатами досліджень розрахункове напруження зрізу з'єднаних заклепок приймають таким, що дорівнює:

матеріал заклепок	Д16	В65	Д1	Д18;
$\tau_{\text{до}}$, МПа	275	276	240	200.

На підставі прийнятого розрахованого напруження зрізу можна знайти залежність руйнуючих зусиль зрізу від діаметра заклепок, що виражена таким параболічним законом:

$$P = 0,785m\tau_{\kappa}d^2,$$

де m – число площин зрізу заклепок.

Графічне зображення цієї залежності показано на рис. 1.12. Точками зображено напруження зрізу, отримане з експерименту. Залежність між напруженням і деформаціями зрізу показано на рис. 1.13.

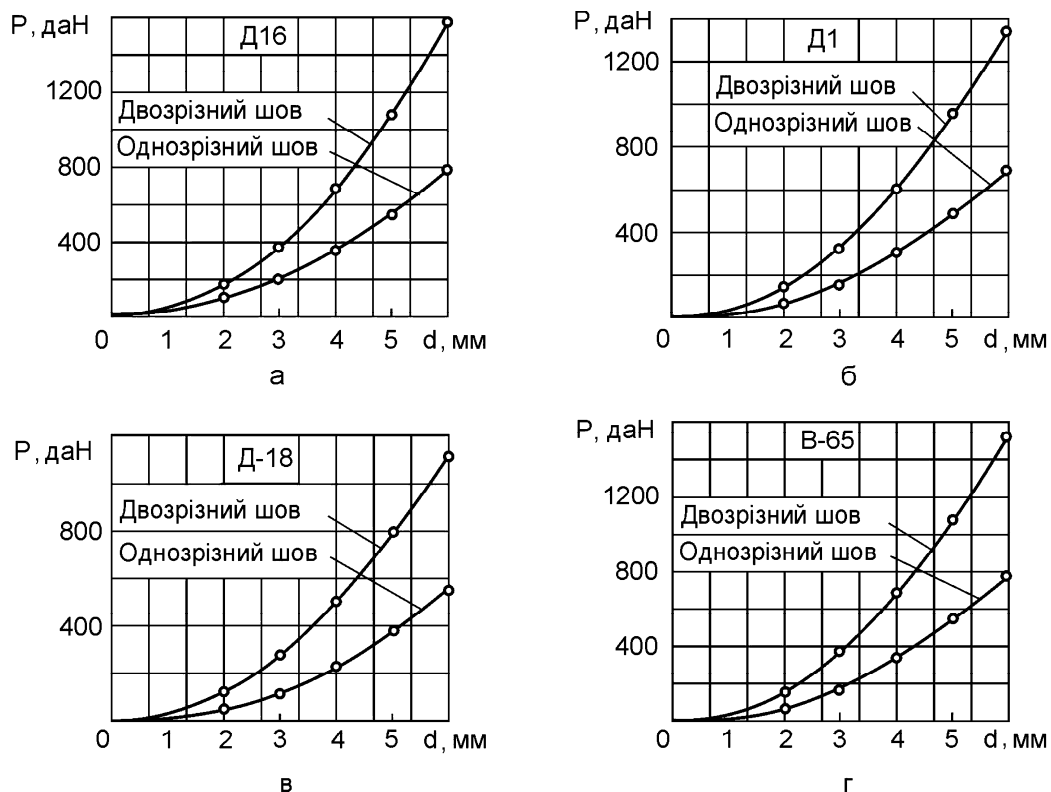


Рис. 1.12. Залежність руйнуючих зусиль зрізу від діаметра заклепок:

- а – матеріал заклепок Д16;
- б – матеріал заклепок Д1;
- в – матеріал заклепок Д18;
- г – матеріал заклепок В-65

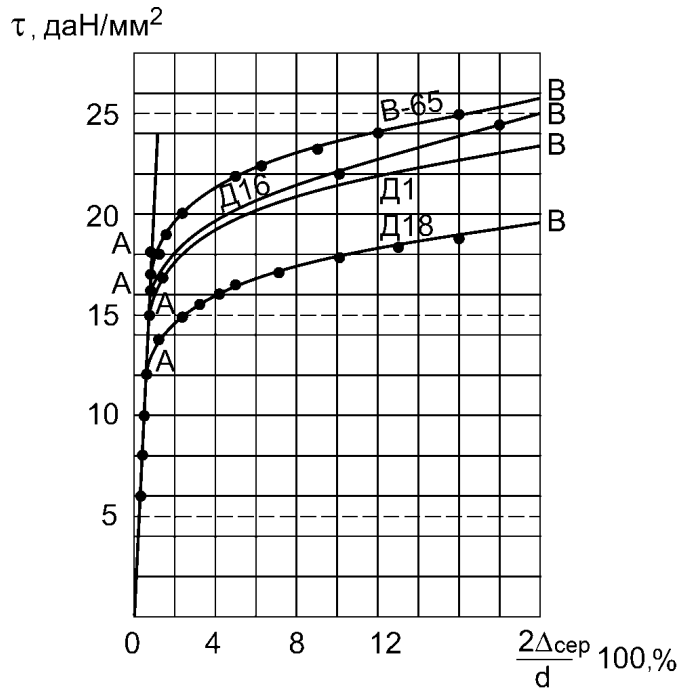


Рис. 1.13. Діаграма залежності між напруженням і деформаціями зрізу заклепок

Визначити розрахункове напруження зминання склепаних листів досить складно через відсутність даних про те, до якої граничної величини деформації зминання можна навантажувати заклепочне з'єднання, щоб не виникла значна плинність матеріалу, що може спричинити порушення працездатності заклепочного з'єднання.

Для розрахунку напруження зминання в ЦАГІ було експериментально знайдено зв'язок між деформаціями і напруженням зминання [283].

З експериментальних досліджень випливає, що, по-перше, до певної межі існує пряма пропорційність між напруженням і деформаціями зминання, котра може бути позначена рівнянням

$$\sigma_{зм} = P/d \cdot \delta = E_{зм} (\Delta d/d), \quad (1.1)$$

звідки

$$\Delta d = P/(E_{зм} \delta), \quad (1.2)$$

де P – навантаження на заклепки, даН; δ – товщина склепаних листів, мм; d – діаметр заклепки, мм; $\Delta d/d$ – відносна деформація зминання листа; $E_{зм}$ – коефіцієнт пропорційності при зминанні листа.

По-друге, залежність між напруженням і деформаціями зминання для різної товщини листів і різних діаметрів заклепок трохи різниться. Тому для практичного користування можна рекомендувати узагальнені графіки напруження зминання залежно від деформацій (рис. 1.14).

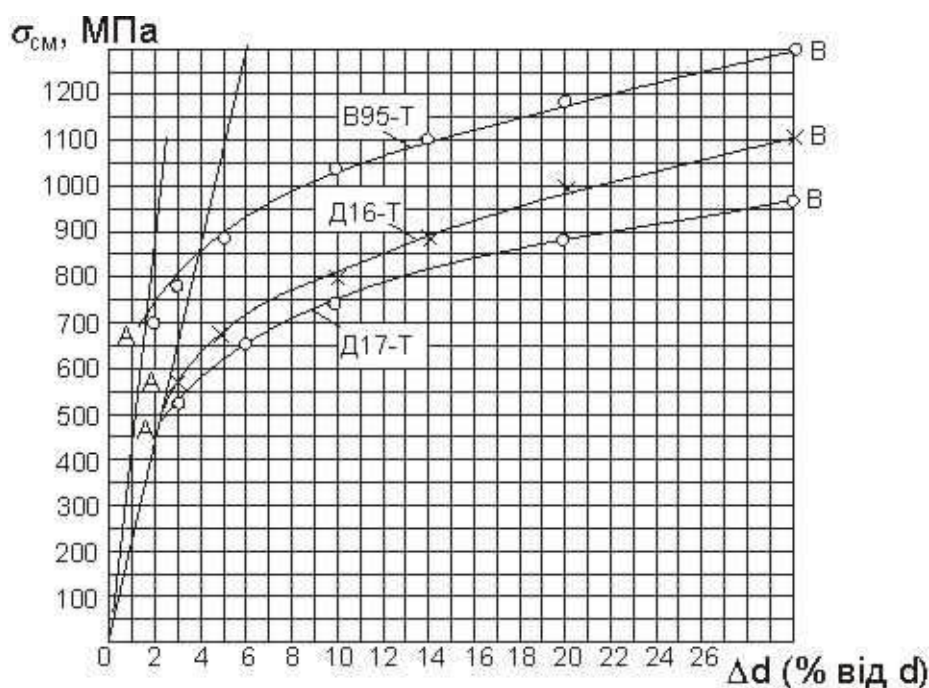


Рис. 1.14. Узагальнені розрахункові графіки залежності між напруженням і деформаціями зминання

Випробуваннями також встановлено, що напруження зминання і закономірність кривих як для потайних, так і для звичайних заклепкових швів нічим не відрізняються один від одного. Як видно з графіків, пряма пропорційність зберігається для листів з Д16Т до 480...500 МПа, для листів з Д17Т – до 440...450 МПа і для листів з В95Т – до 640...650 МПа.

Нахил прямолінійної частини наведених кривих характеризує величину коефіцієнта змін'яття $E_{зм}$, який для листів Д16Т і Д17Т дорівнює 22100 МПа, а для листів з В95Т – 42500 МПа.

На відміну від цивільних інженерних споруд розрахунок літака на міцність здійснюється за руйнівним напруженням; при цьому необхідно, щоб при граничному експлуатаційному напруженні залишкові деформації розтягування або стиснення не перевищували 0,2 % від первинної довжини елемента.

Якщо при розрахунку елементів літака, що працюють на розтягування або стиснення, за розрахункове напруження беруть руйнівне, то при розрахунку заклепочних з'єднань на зминання за розрахункове напруження доводиться брати напруження руйнування набагато менше через те, що вже при цьому напруженні виникають такі великі залишкові деформації, що їх із цілковитою підставою можна вважати руйнівними.

Щоб уникнути залишкових деформацій у межах експлуатаційних навантажень, за руйнівне напруження зминання природно взяти величину напруження, яка дорівнює межі пропорційності, помножену на коефіцієнт запасу міцності, що для авіаційних конструкцій дорівнює 1,5. Як показав експеримент, умовне руйнівне напруження, що дорівнює $1,5 (\sigma_{zm})_p$, відповідає незалежно від діаметра заклепок відносному зминанню: $(d/d)\Delta 100\% = 6\%$.

При цьому розрахункове напруження зминання дорівнює:

матеріал листа	Д16Т	Д17Т	В95Т;
σ_{zm} , МПа	700	650	925

За розрахункове напруження зрізу листа у з'єднаннях з відстанню $z \leq 2d$ (z – відстань від краю отворів першого ряду заклепок до краю листів, що склеплюються) беруть напруження:

матеріал листа	Д16Т	Д17Т	В95Т;
τ_{zp} , МПа	248	210	283

При $z > 2d$ τ_{zp} зменшується, і розрахунок листа слід вести на зминання.

Графіки залежності між руйнівним напруженням зрізу τ_{zp} і відстанню до краю z зображено на рис. 1.15.

При підборі раціонального на зріз і на зминання заклепочного з'єднання

необхідно накреслити умову рівномірності на зминання листа і на зріз заклепок:

$$n\delta d\sigma_{зм} = nm \frac{\pi d^2}{4} \tau_k, \quad (1.3)$$

де n – число заклепок; m – число площин зрізу заклепок.

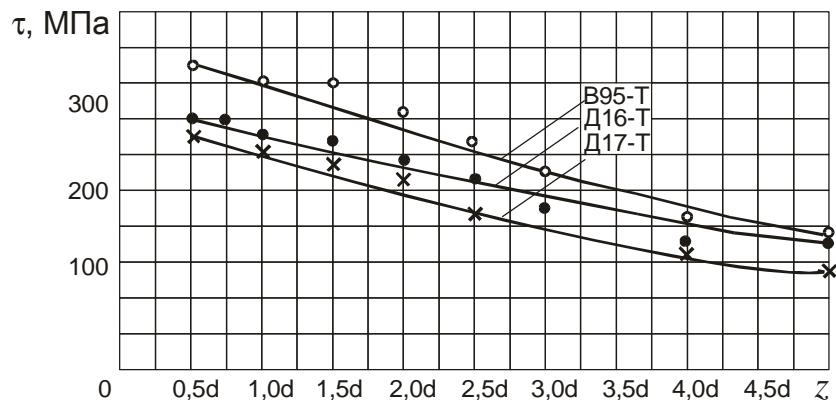


Рис. 1.15. Залежність між напруженням зрізу і відстанню від краю отворів першого ряду заклепок до краю листа

Звідси діаметр заклепки при заданій товщині листа визначиться таким чином:

для однозрізного заклепкового шва

$$d = \frac{4\delta \sigma_{зм}}{\pi \tau_k},$$

для двозрізного заклепкового шва

$$d = \frac{2\delta \sigma_{зм}}{\pi \tau_k}.$$

Підставляючи замість $\sigma_{зм}$ і τ_k їхні розрахункові значення, визначають діаметри заклепок для різної товщини листів, які необхідні для того, щоб забезпечити однакову міцність заклепочного з'єднання. Якщо підрахована товщина листа не збігається зі стандартом, для забезпечення надійності роботи з'єднання рекомендується брати за ОСТ найближчу велику товщину.

Міцність заклепочних з'єднань, крім того, залежить від відстані z – відстані від краю отворів першого ряду заклепок до краю листів, що склеюються.

Тому, виходячи з умов однакової міцності заклепочного з'єднання, можна встановити залежність між напруженням зминання і напруженням зрізу листів, з одного боку, і напруженням зрізу заклепок, з іншого. Тоді відстань від краю листів, що склеплюються, до краю отворів першого ряду заклепок буде такою:

для однозрізного шва

$$z = \frac{2\sigma_{зм} - \tau_{сер}}{4\tau_{зр}} d = \frac{d}{4} \left(2 \frac{\sigma_{зм}}{\tau_{сер}} - 1 \right),$$

або

$$z = \frac{1}{4} d \left(1,57 \frac{d}{\delta} \frac{\tau_k}{\tau_{сер}} - 1 \right);$$

для двозрізного шва

$$z = \frac{1}{4} d \left(\frac{\pi d}{\delta} \frac{\tau_k}{\tau_{сер}} - 1 \right).$$

Відстань t між заклепками двох паралельних швів (крок заклепочного шва) вираховуємо таким чином:

для однозрізного шва

$$d\delta\sigma_{зм} = (t-d)\delta\sigma_{розр} = \frac{\pi d^2}{4}\tau_k,$$

звідки

$$t = \frac{\sigma_{зм} + \sigma_{розр}}{\sigma_{розр}} d,$$

або

$$t = d \left(\frac{d}{\delta} \frac{\tau_k}{\sigma_{розр}} + 1 \right),$$
(1.4)

де $\sigma_{розр}$ – напруження розриву листа з урахуванням концентрації напруження навколо заклепочних отворів;

для двозрізного шва

$$t = d \left(1,57 \frac{d \tau_k}{\delta \sigma_{розр}} + 1 \right). \quad (1.5)$$

Для листів із матеріалу Д16Т і Д17Т $\sigma_{розр} = 0,85 \sigma_b$ для листів із матеріалу В95Т $\sigma_{розр} = 0,98 \sigma_b$.

Підставляючи замість $\sigma_{зм}$ і σ_b їхні значення, отримуємо для листів із матеріалу:

$$\text{Д16Т} - t = 2,85 d; \text{Д17Т} - t = 2,82 d; \text{В95Т} - t = 2,85 d.$$

У розрахунковій практиці за крок заклепкового шва беруть не менше $t = 3 d$.

Сили, що діють на заклепочне з'єднання, нерівномірно розподіляються між заклепками. У заклепковому багаторядному шві крайні заклепки дещо переобтяжені порівняно з напруженням, отриманим за припущенням рівномірного розподілу зусиль по заклепках. Із збільшенням числа рядів напруження крайніх заклепок збільшується.

Графік розподілу зусиль по заклепках показано на рис. 1.16.

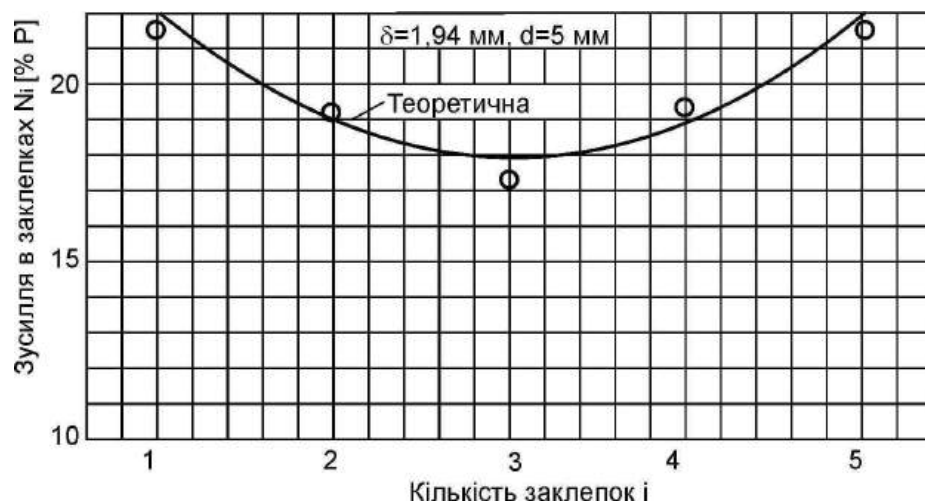


Рис. 1.16. Розподіл зусиль по заклепках у п'ятирядному однозрізному заклепковому шві. Матеріал листа – Д16Т, матеріал заклепок – Д16

При проектуванні заклепочних з'єднань потрібно зважати на те, що для того, щоб отримати більш рівномірний розподіл зусиль по заклепках, слід вибирати по можливості меншу довжину кроку і менше число заклепок у поздовжньому ряду.

Більше шести або семи заклепок у ряд ставити недоцільно.

При роботі з тонкими обшивками необхідно враховувати, що реальний розподіл зусиль між рядами заклепочного з'єднання відрізнятиметься від розрахункового. Це пояснюється схильністю тонких обшивок до жолоблення і усадки, що спостерігається після процесу клепання і призводить до більш нерівномірного розподілу зусиль. Провести точний розрахунок у такому разі можна за допомогою МКЕ, що дозволяє врахувати вплив залишкового напруження і деформацій, які виникають після процесу клепання, на характер розподілу зусиль між рядами заклепочного з'єднання.

У зв'язку зі зростанням швидкостей сучасних літаків на крило й оперення у польоті діють великі місцеві аеродинамічні сили, що прагнуть відірвати обшивку від каркаса і таким чином примушують працювати заклепки, з одного боку, на розтягування стрижня і зріз головок і, з іншого – на прорив обшивки під головками заклепок.

Міцність заклепочного з'єднання, що працює на відрив, в основному залежить від таких чинників: 1) товщина і марки матеріалу елементів заклепочного з'єднання, що склеплюються; 2) тип заклепкового шва (звичайний або потайний); 3) тип і матеріал вживаних заклепок і 4) характер діючого напруження (симетричний або несиметричний).

Руйнування заклепочного з'єднання під дією напруження відриву найчастіше відбувається або від прориву листа під заклепковими головками, або від зрізу заклепкових головок, рідше – від розриву стрижня або від відриву головок заклепок. Останні два види руйнувань трапляються тільки у з'єднаннях, склепаних заклепками з напівкруглою головкою.

Руйнуючі зусилля зрізу головок заклепок деякою мірою залежать від товщини елементів з'єднання, що склеплюються. Із збільшенням товщини елементів, що склеплюються, при одному і тому ж діаметрі заклепок збільшується і руйнуюча сила зрізу. Це пояснюється тим, що при утворенні замикаючої головки стрижень заклепки деформується і набуває форми конуса (рис. 1.17).

Для визначення допустимого зусилля, що сприймається заклепками з матеріалу В95 при з'єднанні листів з матеріалу Д16Т, використовують довідкові діаграми, що дозволяють визначити діаметр заклепок за умовами зрізу і зминання (рис. 1.18).

Розроблені методи визначення параметрів заклепочних з'єднань за умови забезпечення статичної міцності застосовують на авіаційних підприємствах на етапі ескізного проектування і створення моделі розподілу простору.

Після визначення параметрів з'єднання за умов забезпечення статичної міцності здійснюють аналіз довговічності з'єднання при змінних навантаженнях, еквівалентних навантаженням типового польоту.

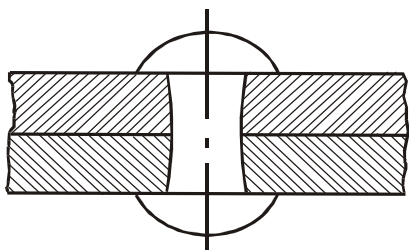


Рис. 1.17. Характер роздачі заклепки

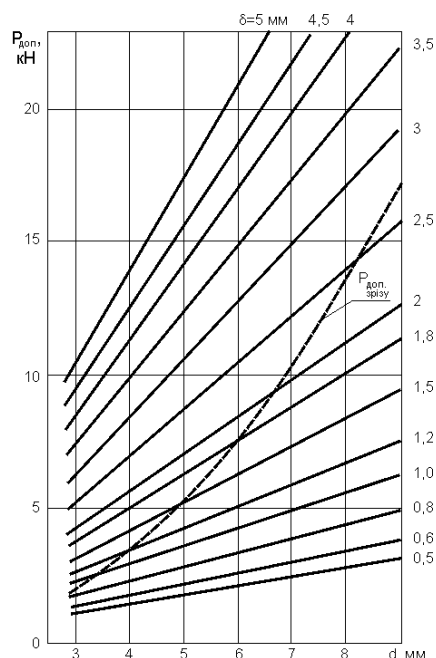


Рис. 1.18. Допустимі зусилля, що сприймаються заклепкою з матеріалу В65 при з'єднанні листів з матеріалу Д16Т за зминанням і зрізом по одній площині, визначені за умов забезпечення статичної міцності

Методи розрахунку опору втомі у заклепочних з'єднань елементів збірних конструкцій можна об'єднати у три групи:

- 1) статистичні методи;

2) методи, в яких використовують теоретичні коефіцієнти концентрації напруження;

3) методи, в яких застосовують фактичні значення напруження і деформацій у найбільш навантаженій точці концентратора.

Перша група методів, основана на використанні статистичного матеріалу результатів попередніх випробувань елементів конструкції або цілих агрегатів (наприклад, крила), дозволяє уникнути грубих помилок, проте ускладнює оцінювання ефективності нових конструктивних рішень, впровадження прогресивних технологічних процесів і нових матеріалів. Це пов'язано з тим, що статистичні дані отримані випробуваннями елементів конструкцій літаків попереднього покоління, як правило, менш досконалих, і відповідають певним матеріалам і технології складання з'єднань. Незважаючи на недоліки, метод знаходить застосування для оцінок нижньої межі числа циклів до руйнування в практиці вітчизняного і зарубіжного літакобудування.

Друга група базується на гіпотезі еквівалентності дії локального максимального напруження на контурі концентратора при пружних деформаціях і напруження у зразку без концентратора. Розрахунковою кривою тут є крива втоми зразка з певним концентратором. Використання теоретичних коефіцієнтів концентрації напруження забезпечує невисоку точність розрахунку довговічності. Для узгодження даних розрахунку й експерименту вводять емпіричні поправкові коефіцієнти, що відображають особливості конструкції і технології складання з'єднань [192, 280, 329]. При цьому для розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень у з'єднаннях застосовують принцип суперпозиції рішень із розділенням навантажень на ті, що проходять по листу, і ті, що сприймаються кріпленням [409, 456]. Хоча точність розрахунку при цьому підвищується, оцінювання числа циклів до руйнування натурних з'єднань вважають за краще робити на основі статистичного матеріалу, використовуючи даний метод лише як основу для виявлення критичних ділянок елементів і для конструювання, а не для розрахунку довговічності з'єднань.

Третя група методів оснований на гіпотезі еквівалентності напружено-деформованого стану в найбільш навантаженій точці концентратора і гладкого зразка для фіксованого числа циклів до утворення тріщини. Розрахунок будують на фактичних значеннях (з урахуванням пластичності) напруження і деформацій з урахуванням їхньої зміни при циклічній зміні навантажень. Для розрахунку використовують криву втоми гладкого зразка і циклічні діаграми пружнопластичних деформацій. Хоча методи третьої групи і вважаються найбільш точними, складність процедури розрахунку для реальних умов навантаження помітно стримує їхній розвиток.

Загальним для всіх є використання деякої базової кривої втоми, що містить інформацію про втомні характеристики матеріалу елементів, що сполучаються. Є можливість підвищити точність розрахунку, якщо за розрахункову брати криву, що містить інформацію про втомні характеристики матеріалу елементів з'єднання й особливості технології [69, 71, 75, 146, 148, 185, 199, 213, 409]. Для цього замість теоретичних необхідно використовувати ефективні коефіцієнти концентрації напруження, що враховують реальні властивості матеріалів і особливості технології складання з'єднань. Тоді вираз для локального напруження на контурі навантаженого отвору у з'єднанні $\sigma_{лок.з}$ можна, використовуючи принцип суперпозиції, записати так:

$$\sigma_{лок.з} = k_{зм}^{ef} \sigma_{зм} + k_{л}^{ef} \sigma_{л.з}, \quad (1.6)$$

де $\sigma_{зм}$, $\sigma_{л.з}$ – номінальне напруження, обумовлене силою, сприйманою заклепкою аналізованого ряду, і силою, що проходить по листу до решти рядів заклепок відповідно; $k_{зм}^{ef}$, $k_{л}^{ef}$ – ефективні коефіцієнти концентрацій напруження у однорядного з'єднання (все навантаження сприймається заклепкою) і у з'єднання з не навантаженою на зріз заклепкою відповідно.

Розроблено також методику розрахунку довговічності заклепочних з'єднань по локальному НДС [371, 403, 437, 450], що містить [91]:

1. Загальний розрахунок НДС ділянки конструкції в зоні з'єднання,

визначення зусиль по кріпильному елементу.

2. Розрахунок локального НДС, визначення максимального і мінімального пружного приведенного напруження на контурі заповненого і завантаженого отворів.

3. Визначення пружнопластичного ПДВ на контурі отвору з використанням залежності Нейбера і формування локальних циклів напруження і деформацій відповідно до програми навантаження.

4. Обчислення градієнтів напружень.

5. Розрахунок довговічності.

Енергетичний критерій при розрахунку довговічності тіл із геометричними концентраторами по локальному НДС якнайкраще узгоджується з експериментальними даними. Тому в цьому методі при розрахунку довговічності з'єднань взято той самий критерій.

Основним параметром, що характеризує момент виникнення тріщини, є величина розсіяної за цикл навантаження енергії

$$W_r = K_\phi \sigma_a \varepsilon_{ar}, \quad (1.7)$$

де K_ϕ – коефіцієнт форми петлі гістерезису; σ_a – амплітуда напруження в точці максимальних концентрацій напруження; ε_{ar} – амплітуда залишкової деформації в концентраторі напруження.

На першому напівциклі матеріал деформується відповідно до кривої монотонної деформації:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_{\max}}{E} + \left(\frac{\sigma_{\max}}{K_c} \right)^{1/m_o}, \quad (1.8)$$

де σ_{\max} , ε_t – максимальне локальне напруження і відповідна йому деформація.

Локальне напруження пружнопластичності в точці максимальної концентрації визначаємо за формулою Нейбера

$$\sigma_{\max} \varepsilon_t = \frac{(\sigma_{np}^{\max})^2}{E}, \quad (1.9)$$

де σ_{np}^{\max} – максимальне локально-пружне приведенне напруження, знайдене з розрахунку МКЕ.

Визначені в результаті сумісного вирішення рівнянь (1.10) і (1.11) величини σ_{\max} , ε_t приймаємо як координати точки реверсу напруження і деформацій при розрахунку параметрів локального циклу.

Подальша деформація відбуватиметься відповідно до циклічної діаграми деформації. Припускаємо, що при переході від монотонної діаграми деформації до циклічної перехідні процеси не враховуються.

Рівняння Нейбера при циклічному регулярному навантаженні для заповненого і навантаженого отворів має вигляд

$$\sigma_a \varepsilon_{at} = \frac{(0,5(\sigma_{np}^{\max} - \sigma_{np}^{\min}))^2}{E},$$

де σ_{np}^{\max} , σ_{np}^{\min} – приведенне максимальне і мінімальне локально-пружне напруження в циклі навантаження.

Амплітуда повної деформації ε_{at} визначається з урахуванням рівняння діаграми циклічної деформації матеріалу при асиметричному навантаженні:

$$\varepsilon_{at} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K_m} \right)^{1/m}; \quad K_m = K \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_\varepsilon} \right)^v \right),$$

де σ_ε – напруження тимчасового опору; K , m , v – параметри діаграми циклічної деформації матеріалу, отримані за результатами випробувань гладких зразків.

Середнє напруження циклу

$$\sigma_m = \sigma_{\max} - \sigma_a.$$

Амплітуда залишкової деформації в точці максимальної концентрації на контурі заповненого і завантаженого отворів становить

$$\varepsilon_{ar} = \varepsilon_{at} + \frac{0,5(\sigma_{np}^{\max} - \sigma_{np}^{\min})}{E}.$$

Величину розсіяної за цикл навантаження енергії розраховують за формулою (1.9). Величину розсіяної енергії на відстані d можна знайти як

$$W_{rd} = W_r - G_{W_r} d; \quad G_{W_r} = dW_r/dz,$$

де G_{W_r} – градієнт розсіяної енергії.

Число циклів до зародження мікротріщин у концентраторі напруження при регулярному навантаженні визначають відповідно до енергетичного критерію втомного руйнування:

$$R_m W_{rd}^\alpha N = 1,$$

тут

$$R_m = R \left(1 - r \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right),$$

де R , r , α – параметри енергетичного критерію руйнування матеріалу, отримані за результатами випробувань гладких зразків.

До недоліків цього методу можна віднести те, що в ньому за базу взято криву втоми гладкого зразка, не враховується механізм контактної взаємодії елементів з'єднання при його формуванні і навантаженні, у тому числі при малих навантаженнях.

Переходячи до аналізу конструкції заклепочних з'єднань (рис. 1.19), можна сказати, що розвиток їхніх конструкцій і технології також спрямований на підвищення довговічності шляхом здійснення великого діаметрального натягу і збільшення осьового стягування пакета; при цьому в більшості випадків вирішується також задача заповнення з натягом зенкованого гнізда під головки потайних заклепок. При звичайному клепанні з потайними заклепками діаметральний натяг здійснюється, як правило, тільки у замикаючій бочкоподібній головці і, швидко зменшуючись, не доходить до площини дотичності деталей. У літакових конструкціях потайні заклепки застосовують і

для порівняно тонких обшивок (1...1,5 мм), при цьому гніздо під головку потайної заклепки займає майже всю товщину і в обшивці практично немає натягу. Це є однією з головних причин, чому втомні руйнування починаються з обшивки у заклепочних з'єднаннях. При герметичному клепанні потрібна внутрішньошовна герметизація, що різко ускладнює, подовжує цикл збирання і зумовлює додаткове обважнювання конструкції.

Провідні авіаційні фірми розробляють конструкцію і технологію нових заклепочних з'єднань із збільшеним натягом, що створюється як стрижнем, так і потайною головкою в обшивці. Слід відзначити заклепки НАСА, які застосовують у США вже понад 18 років. Основною особливістю цього виду заклепки (див. ПНГ на рис. 1.19) є те, що розклепують потайну конічну головку, яка в цьому випадку є замикаючою. Надлишки матеріалу розклепаної потайної головки, що виступає над обшивкою, фрезерують, внаслідок чого поліпшується якість зовнішньої аеродинамічної поверхні. Спосіб клепання з ПНГ можна застосовувати тільки в тому разі, якщо в навантаженій обшивці після зенкування глибина циліндрової частини отвору не менше 25% товщини обшивки. При глибшому зенкуванні обшивка при клепанні дуже жолобиться і втрачає герметичність.

Для підвищення витривалості, зменшення розхитування і забезпечення герметичності заклепочних швів фюзеляжів без внутрішньошовної герметизації були розроблені спеціальні заклепки з компенсатором у вигляді виступів на заставній головці (див. рис. 1.19).

Призначення компенсатора – поліпшити заповнення зенкування при розклепуванні виступів, тим самим підвищити як витривалість, так і герметичність з'єднання. При розклепуванні таких заклепок часто лишаються недостатньо розклепані виступи компенсаторів, що збільшують шорсткість зовнішньої поверхні. З іншого боку, часто трапляються випадки недостатньо повного заповнення гнізда через малий об'єм компенсатора.








Параметри	Звичайна	3 компенсатором	Фірма Локхід	ПЗГ	Стрижень	Кільцеве віджаття	Комбінована заклепка з віджаттям
Витривалість ($k=0,3$)	100%	500%	700%	800%	1000%	1000%	10 000%
Характер герметичності	ВШГ	ВШГ	—	—	—	ВШГ	—
А-виготовлення отворів Б-клепання В-доводка	свердлення (С) А ₅ одиночне (О) не потрібно (Н)	С, А ₅ О+групова. (Г) потрібно (Т)	С, А ₅ О+Г Т	С, А ₄ О+Г Т	С, А ₄ О+Г Т	С, А ₅ О Н	С+розгортка (А ₃) О Н
Застосовність (пакет)	від 1,5+1,5 до 10+10 всюди	від 1,2+1,2 до 2,0+2,0 ремонтний варіант	від 1,2+1,2 до 4,0+4,0 всюди	від 1,8+1,8 до 4,0+4,0 всюди	від 2,0+2,0 до 15+15 всюди	від 1,5+1,5 до 10+10 спеціальне застосування	> 40+4,0 спеціальне застосування
Характер натягу по висоті пакета							
Характер руйнування	по обшивці	по обшивці	по каркасу	по обшивці	по обшивці	—	—

Рис. 1.19. Вплив конструкції і технології заклепочних з'єднань на витривалість

У США від цих заклепок у виробництві відмовилися, їх застосовують тільки під час ремонту. При розробленні фірмою Локхід літака «Трістар» з тією ж метою фірма розробила заклепку L-10052 (нормаль фірми Локхід) [423, 424] і широко застосувала її в конструкції фюзеляжу цього літака (див. рис. 1.19).

Через збільшення товщини обшивки у США протягом років тривали роботи з клепання стрижнями, коли одночасно осаджувалися обидві головки (див. рис. 1.19). У цьому разі достатній радіальний натяг досягається під обома головками, тобто і в обшивці, і в каркасній деталі одночасно.

У нашій країні в конструкції планера виробів «Ан» потайні заклепочні з'єднання виконують заклепками з корончатим компенсатором за ОСТ1 34052-85. Особливістю з'єднань цими заклепками є те, що потрібне за умовами на КВП виступання заставних головок може бути реалізовано тільки шляхом їхнього механічного зачищення (фрезерування), оскільки об'єм виступаючої перед клепанням частини заставної головки (об'єм компенсатора) значно перевищує величину, необхідну для заповнення зазорів на ділянці зенкованого гнізда, і для створення радіального натягу в з'єднанні по висоті заклепки. У процесі зачищення усувається захисне антикорозійне покриття із заставних головок заклепок і не виключається пошкодження його і обшивки на ділянках, що примикають до заставних головок, через ту, що обважнює, а також при застосуванні для зачищення ручного механічного інструменту. Результати вимірювання величин виступання заставних головок заклепок діаметром 3 мм над поверхнею обшивки показали, що після клепання до фрезерування фактично реалізується висота виступання заставних головок заклепок від 0,3 до 0,71 мм, після фрезерування – від 0,03 до 0,27 мм. При цьому висота виступання до 0,1 мм реалізується лише в 44 % заклепок. У той же час величина утяжек обшивок у зонах їх приєднання до шпангоутів досягає 0,42 мм. Утяжка до 0,05 мм реалізується в зоні постановки 50 % заклепок, утяжка від 0,051 до 0,1 мм – в зоні постановки 24 % заклепок.

Таким чином, розроблення нових типів заклепок, технології їх установлення, методології їх інтегрованого проектування і моделювання, методів прогнозування їх довговічності за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем залишається

актуальною завдачею.

1.4. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗАТРИМКИ ЗРОСТАННЯ ВТОМНИХ ТРІЩИН У ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЯХ

Конструкції планерів літаків, спроектовані за принципом безпечної пошкоджуваності або експлуатовані за технічним станом, повинні мати достатню живучість і ресурс за наявності в їхніх елементах втомних тріщин докритичної довжини [87, 337]. Ресурс збірних літакових конструкцій визначається виразом

$$T = \frac{N_{\text{д.н.тр}}}{\eta} + \frac{N_{\text{зтр}}}{\eta},$$

де $N_{\text{д.н.тр}}$ – довговічність до появи тріщини, $N_{\text{зтр}}$ – довговічність з моменту утворення тріщини до руйнування конструкції, η – коефіцієнт надійності.

Довговічність конструкцій, раніше спроектованих за принципом безпечного ресурсу, що наразі експлуатується, інформативність їхніх втомних випробувань можна істотно підвищити застосуванням інтегрованих способів затримки розвитку втомних тріщин, відновлення міцності й герметичності.

Затримка зростання втомних тріщин в її вершині відбувається внаслідок зменшення:

- інтенсивності напруження;
- концентрації напруження;
- значення або амплітуди циклічного напруження і деформацій.

Зменшення інтенсивності напруження у вершині тріщини досягають передачею навантаження на ремонтні накладки, на розташовані поряд конструктивні елементи без зміни природної гостроти вершини тріщини [87, 337, 404, 412].

Концентрацію напруження в зоні тріщини зменшують виконанням в її вершині отвору, системи отворів, пропилів або вирізів [224, 308].

Зменшення амплітуди локального розтяжного напруження досягають створенням залишкового напруження у вершині тріщини, яке отримують

додаванням до конструкції одноразових перевантажень, що розкривають тріщину, або місцевою глибокою пластичною деформацією [55, 233, 311, 338, 343].

Для розроблення і обґрунтування реальних (сумісних з умовами виробництва і експлуатації авіаційної техніки) технологій виконання способів затримки зростання втомних тріщин [369, 377 – 379, 392, 393] необхідно визначити:

- зони виникнення, кінетику і характер розвитку втомних тріщин у тонкостінних конструкціях планера літака в умовах експлуатації і ресурсних випробувань;
- вплив втомної тріщини і способів запобігання її зростанню на напружено-деформований стан (НДС) тонкостінних елементів авіаконструкцій;
- технічну ефективність способів запобігання зростанню втомних тріщин у лабораторних і експлуатаційних умовах.

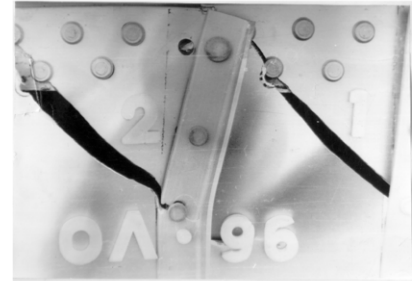
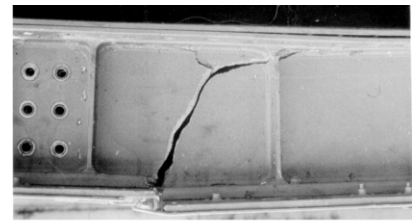
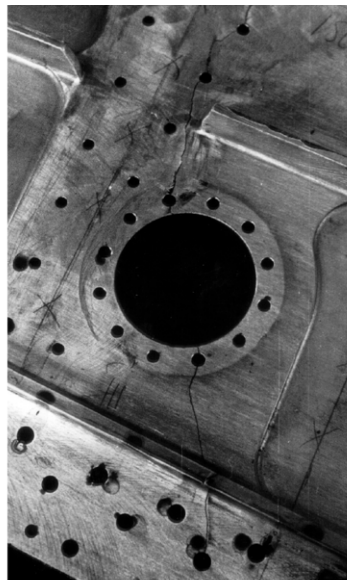
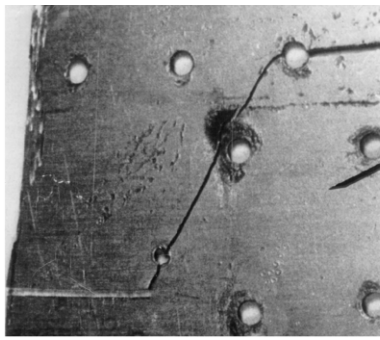
Зонами вірогідної появи втомних тріщин є конструктивно-технологічні нерегулярності: з'єднання деталей, отвори і вирізи, радіусні переходи товщини, «хлопуни» в тонкостінних елементах тощо (рис. 1.20) [43, 173, 188, 205, 212, 214, 219, 223, 226, 228, 267, 282, 287, 292, 313, 319, 344, 435, 443, 448, 452 – 454, 458, 459].

Під час ремонту збірних тонкостінних конструкцій елементів планера літака дрібні тріщини засвердлюють по їхніх вершинах свердлом $d = 2...3$ мм [337]. При установленні накладки на елемент конструкції з тріщиною вершини тріщини також засвердлюють.

Для вибору параметрів отворів, що виконують у вершинах тріщин, досліджено характер розвитку втомних тріщин на конструктивних зразках із алюмінієвих сплавів Д16А-Т л.2,5, Д16А-Т л.1, Д16А-Т л.5, В95п.ч. АТ1СВ л.2, В95п.ч. АТ1СВ л.5.

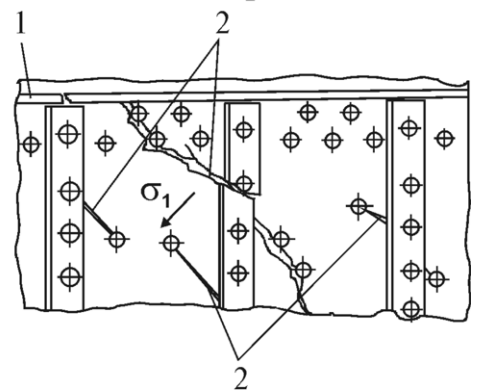
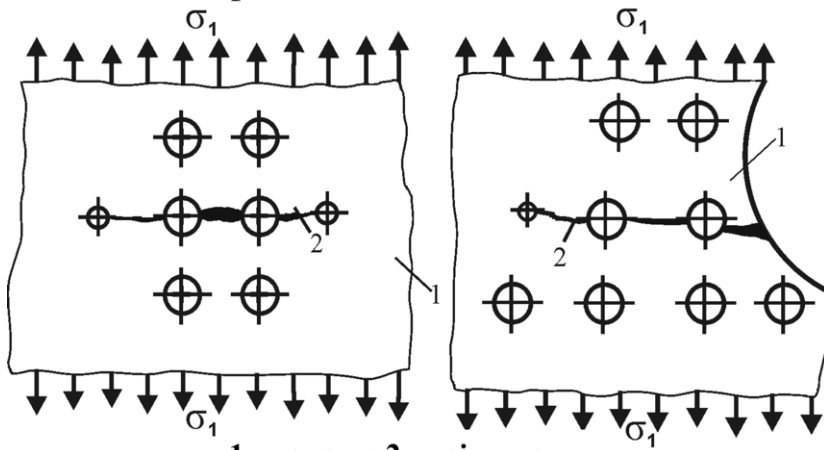
Аналіз кінетики зростання втомних тріщин показав, що візуально виявляються тріщини завдовжки 1...2 мм, а при довжинах 80...100 мм вірогідність їх виявлення наближається до 100% [349, 435]. Слід зазначити, що вказаним довжинам втомних тріщин відповідає і діапазон їх стійкого зростання [229].

Дослідження характеру розвитку втомних тріщин на конструктивних зразках з листів алюмінієвих сплавів Д16АТ л.1,0, Д16АТ л.2,0, Д16АТ л.2,5, Д16АТ



Втомні тріщини в обшивках і панелях

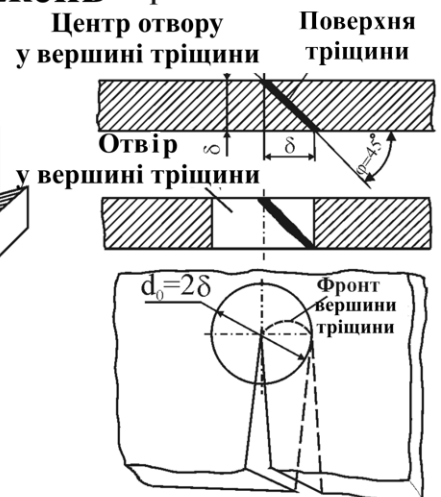
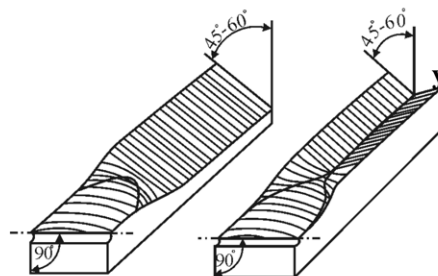
Втомні тріщини в лонжеронах



1 – панель; 2 – тріщина

1 – відсік лонжерона; 2 – тріщини

Втомна тріщина розвивається перпендикулярно дії головних розтяжних напружень σ_1



Перетворення тріщини відривного типу до типу одинарного або двойного зсуву

Параметри отворів, що виконують у вершинах втомної тріщини

Рис. 1.20. Характер розвитку втомних тріщин у тонкостінних конструкціях планера літака в умовах експлуатації і при ресурсних випробуваннях

л.5,0, В95п.ч. АТ1СВ л.2,0, В95п.ч.АТ1СВ л.5,0 показує, що втомні тріщини в стінках лонжеронів, обшивках панелей і пластинах розвиваються в напрямі, перпендикулярному дії головного розтяжного напруження σ_1 (див. рис. 1.20). Відхилення від цього напрямку не перевищують $1...1.5 \cdot \delta$ при напівдовжині тріщини $l < 20 \cdot \delta$ і пояснюються природою мікропроцесів у вершинах тріщини, зокрема розгалуженням тріщини або зміною типу руйнування – відривного на зрушений. На початку свого розвитку площина втомної тріщини перпендикулярна до серединної поверхні пластини, а потім повертається під кутом $\varphi = 45...60^\circ$ до цієї поверхні (див. рис. 1.20). Відбувається перетворення тріщини відривного типу до типу одинарного і (або) подвійного зрушення. Перехід від одинарного до подвійного зрушення в пластинах завтовшки $\delta = 2...2.5$ мм спостерігається при довжинах втомних тріщин $2 \cdot l = 80...120$ мм, а в пластинах 5 мм завтовшки – при довжинах $2 \cdot l = 20...50$ мм на експлуатаційному рівні циклічних навантажень. При цьому фронт вершини втомної тріщини на ділянках її стійкого зростання в тонкостінних авіаконструкціях має опуклу (еліптичну або овальну) форму. Зміна типу руйнування в тонкостінних конструкціях пояснюється збільшенням зони пластичності і, як наслідок, переходом від плоскодеформованого стану до плосконапруженого у вершинах тріщини при збільшенні її довжини.

Експериментальні дослідження показують, що істотно змінюють напрям розвитку втомної тріщини нерегулярності в тонкостінній конструкції: отвори, ребра жорсткості, анізотропія матеріалу листової деталі, перерозподіл полів напруження в результаті розвитку тріщин.

При наближенні тріщини до отвору (або до краю деталі) перемичка між фронтом вершини тріщини і стінкою отвору руйнується нормально за відривним типом або відколом (зрізом) за зрушеним типом.

На основі виявленого характеру розвитку втомних тріщин і типу втомного руйнування тонкостінних конструкцій доцільно виконувати у вершині тріщини отвір, діаметр якого дорівнює подвоєній товщині δ листової деталі з тріщиною або більше її (див. рис. 1.20). Діаметр може бути зменшений при розташуванні

центру отвору на відстані від вершини тріщини по напрямку її зростання [432].

Контур отвору з центром у вершині тріщини має гарантовано охоплювати загальний фронт її вершини. Оскільки площина втомної тріщини, що розвивається за зрушеним типом, становить із серединною поверхнею листової деталі кут близько $\varphi = 45^\circ$, то номінальний діаметр отвору у вершині тріщини необхідно вибирати за умови $d_0 \geq 2\delta$.

Робити отвір такого діаметра через конструктивно-технологічні обмеження не завжди можна і доцільно, наприклад, у разі великої товщини листових деталей. Крім того, часто виникає потреба зробити отвір із центром, зміщеним відносно початкового напрямку поширення втомної тріщини.

Отвори у вершинах тріщин уповільнюють зростання тріщин, але не зупиняють. Збільшення залишкової довговічності при такому способі затримки тріщини завдовжки 30 мм на експлуатаційному рівні навантажень становить 1,5–2 рази порівняно із залишковою довговічністю обшивки з тріщиною без засвердлювання її кінців. Для забезпечення заданого ресурсу за наявності тріщин необхідно розробити нові способи затримки їх зростання на стадії експлуатації.

1.5. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ І ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз попередніх досліджень в області методів проектування збірних літакових конструкцій регламентованої довговічності, поданих у підрозд. 1.1–1.4, дозволяє сформулювати мету даної роботи і визначити задачі, вирішення яких забезпечує її досягнення.

Метою даної роботи є забезпечення регламентованої довговічності збірних літакових конструкцій на всіх етапах життєвого циклу літака шляхом розроблення методів їх інтегрованого проектування за допомогою комп'ютерних систем.

КОНЦЕПЦІЯ І НАУКОВІ ОСНОВИ МЕТОДОЛОГІЇ ІНТЕГРОВАНОГО
ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЯГНЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ
ДОВГОВІЧНОСТІ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМ САД/САМ/САЕ

2.1. КОНЦЕПЦІЯ І ПРИНЦИПИ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ
КОНСТРУКЦІЙ

Нині жодна з авіабудівних фірм не може лишатися конкурентоспроможною, якщо вона не в змозі забезпечити високу якість зразків авіаційної техніки, що виготовляються, їхню швидку модернізацію або зміну модельного ряду. При цьому на сучасному ринку є нормою наявність великої кількості модифікацій базової моделі (Ан-74, Ан-74ТК-100, Ан-74ТК-200, Ан-74ТК-300, АTR.42 і АTR.72, А310, А319, А320, А321 тощо). Забезпечити високі темпи робіт зі збереженням високої якості кінцевої продукції та її великої гами дуже складно без застосування комп'ютерних інтегрованих систем САД/САМ/САЕ, що дозволяють інтегрувати процеси проектування, інженерного аналізу і підготовки виробництва літака [46, 51, 57, 61, 190, 235, 237, 265, 291, 335, 350, 426].

Процес створення авіаційної техніки та її модифікацій супроводжується розвитком методів її проектування. Вже минули стадії статистичного, аналітичного, оптимального, автоматизованого і системного методів проектування. В основі методології проектування літаків лежить метод оптимального проектування на базі інтегральних критеріїв якості сучасних літаків, що вибираються з умови задоволення вимог замовника (покупця) до літака й Авіаційних правил [194 – 196, 266, 290, 300, 301, 322, 327, 416, 436].

Наразі загально визнаним кількісним критерієм оцінки якості цивільних літаків є вартість перевезень і забезпечення безпеки польотів. Конструктори, проектуючи літак і каркас планера літака, досягають концептуально заданих кількісних показників критеріїв якості шляхом:

- зменшення маси конструкції як головного чинника, що зменшує прямі експлуатаційні витрати завдяки можливості збільшення платного навантаження;
- збільшення терміну служби конструкції та її ресурсу при забезпеченні надійності й безпеки польотів як чинників, що зменшують витрати на амортизацію, обслуговування і ремонт.

Головним критерієм в основі сучасних методів проектування авіаційних конструкцій є вимога створення та функціонування надійної, безпечно пошкоджуваної конструкції мінімальної маси із заданим ресурсом. При цьому має гарантуватися можливість виявлення пошкоджень до досягнення ними допустимих критичних розмірів і зберігатися достатня залишкова міцність конструкції.

Очевидно, що створення безпечно пошкоджуваної конструкції передбачено Нормами міцності й Авіаційними правилами, а проектування на заданий ресурс при мінімальній масі відображає економічні проблеми.

Програмою розвитку авіаційної промисловості України передбачено створення нових регіональних пасажирських і транспортних літаків із широким діапазоном функціональних можливостей, які відрізняються:

- сучасним технічним і експлуатаційним рівнем розвитку, що перевищує рівень розвитку XX ст., який досягається на основі нових концепцій, науково-технічних рішень і винаходів в області аеродинаміки, проектування, конструювання, міцності, вагової досконалості, силової установки, систем літака, устаткування, матеріалів, технології виробництва і його підготовки, експлуатабельності, надійності й безпеки;
- відповідністю сучасним Нормам льотної придатності й Авіаційним правилам, гармонізованим за структурою і вимогами з FAR (JAR), стандартами якості й перспективними екологічними стандартами;
- високим ступенем конструктивно-технологічної й експлуатаційної уніфікації і спадкоємності із сучасними літаками;
- економічною ефективністю, обумовленою меншою, ніж у конкурентів,

ціною аналогічних літаків при зіставних експлуатаційних показниках, заданим проектним ресурсом 80000 льотних годин (40000 польотів), проектним терміном служби (30 років) і повним призначеним ресурсом двигуна 30000 годин (15000 циклів);

- застосуванням стратегії технічної експлуатації за станом;
- впровадженням інтегрованих технологій проектування, підготовки виробництва, інженерного аналізу, випробувань, сертифікації, інформаційної підтримки життєвого циклу авіаційних комплексів за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM і ERP.

Розроблення інтегрованих систем забезпечення високої якості, довговічності, надійності та ресурсу, сертифікації авіаційної техніки та її виробництва, а також науково-технічного доробку створює передумови для вдосконалення авіатехніки наступних поколінь із використанням інтегрованої комп'ютеризації при проектуванні, конструюванні, технологічній підготовці виробництва, серійному виробництві, льотних випробуваннях на основі безперервної інформаційної підтримки життєвого циклу виробу (CALS-технологій) і є важливим завданням випуску авіаційної техніки в умовах сучасного ринку [3, 16, 57, 61, 94, 95, 183, 193, 235, 250, 251].

Інформаційні технології спільно з прогресивними авіаційними технологіями проектування і виробництва за наявності єдиного інформаційного простору дозволяють істотно підвищити продуктивність праці, якість авіаційної техніки, що випускається, при значному скороченні термінів постачання на виробництво і випуску нових, сучасніших літаків, що відповідають запитам покупців.

Для організації єдиного інформаційного простору необхідна інтеграція конструкторської, виробничої та експлуатаційної баз даних у єдину базу даних.

Ідея створення єдиного інформаційного середовища й інтеграція її у всі ланки супроводу виробу впродовж життєвого циклу також сприяє виконанню основного завдання авіації України – забезпечити безпеку перевезень при

мінімумі витрат на перевезення тонно-кілометра вантажу або одного пасажиро-кілометра, зменшення вартості життєвого циклу літака.

Відповідно до задач супроводу виробу впродовж життєвого циклу єдина база даних має містити дані щодо створюваної авіаційної техніки підприємств-виробників і сервісних центрів з описом поточних організаційних, конструкторських і технологічних процесів. Наразі методи й ідеї супроводу виробів авіаційної техніки впродовж життєвого циклу й інтегровані інформаційні технології, що базуються на них, все більше застосовують у всіх авіаційних фірмах світу.

Розвиток інформаційних технологій дозволяє інтенсифікувати процеси створення технічної документації, конструкторської і технологічної підготовок виробництва, управління виробництвом і супроводу виробу і, найголовніше, реалізувати інформаційну підтримку життєвого циклу виробу, схему якої показано на рис. 2.1.

Дані для інформаційної підтримки збираються й упорядковуються в розподіленій між організацій єдиній базі даних із відкритим доступом до них всіх учасників супроводу впродовж життєвого циклу.

Під час створення нового виробу, конструкторської і технологічної підготовки його виробництва за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM в інтегрованій інформаційній системі описують структуру виробу, його склад і всі вхідні компоненти: деталі, вузли, агрегати, комплектуючі вироби, матеріали.

Впровадження інтегрованих інформаційних технологій у процес проектування літака дозволить зменшити витрати на створення, виробництво і супровід впродовж життєвого циклу літака, на 30 % підвищити продуктивність і ергономіку праці, що зрештою підвищить якість і конкурентоспроможність готової продукції, якість виробничої діяльності інженерів.

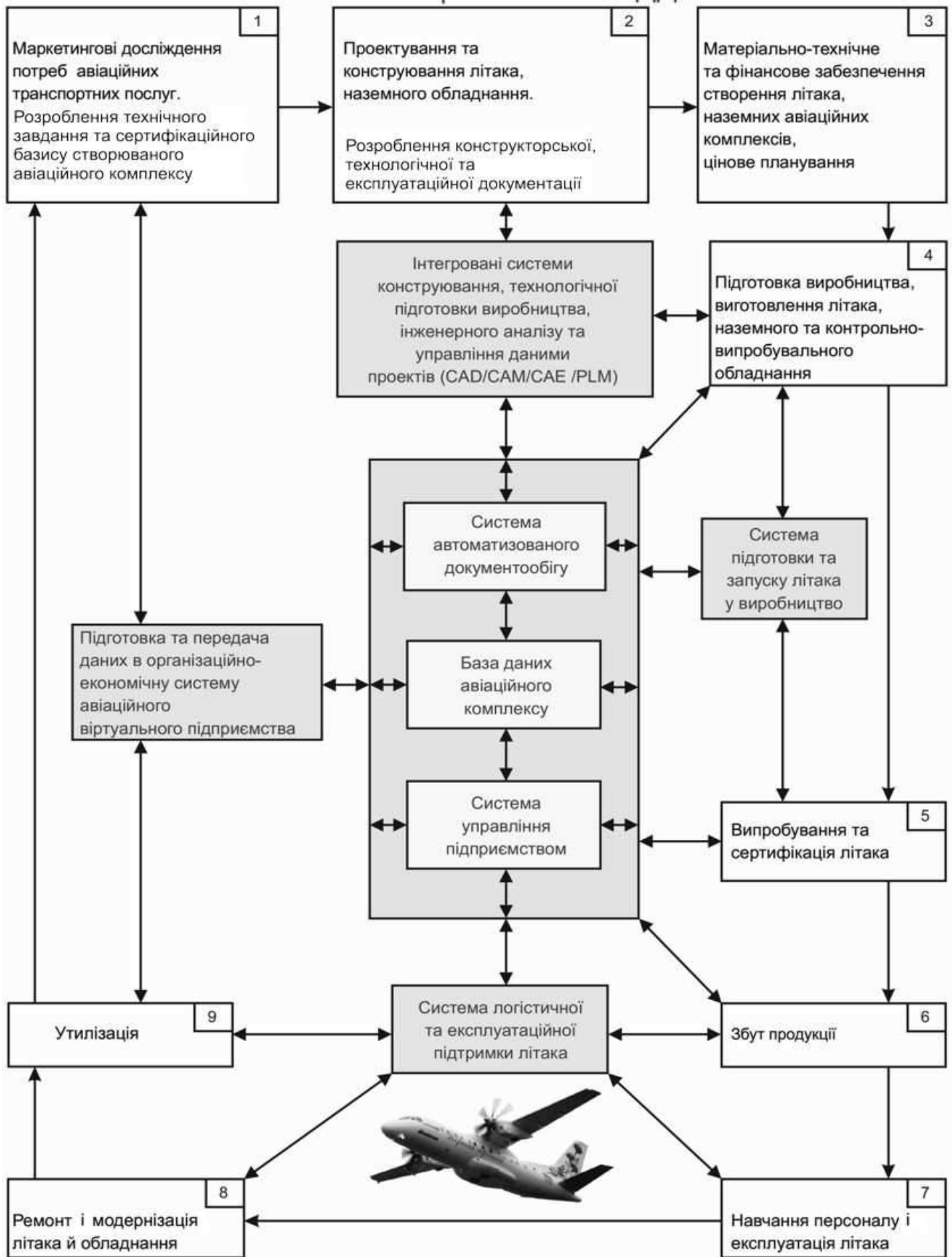


Рис. 2.1. Компоненти життєвого циклу літака і його інформаційної підтримки

Інформаційна технологія інтегрованого проектування літака припускає застосування параметричного аналітичного еталона конструкції, створеного в системі CAD\CAM у розрахунках аеродинаміки і міцності; ресурсу і живучості; маси літака і його центрування; динаміки конструкції і безпеки її функціонування, а також при технологічній підготовці виробництва і управлінні якістю, експлуатації і ремонті [5, 93, 106, 107, 137 – 139, 276].

Метод інтегрованого проектування охоплює проектування і комп'ютерне параметричне тривимірне моделювання конструкції літака в цілому й окремих її частин. Літак має безліч деталей, складок, вузлів і агрегатів, сполучених між собою різними типами рознімних і нерознімних з'єднань, від якості проектування і виконання яких залежать масові, ресурсні, аеродинамічні й естетичні характеристики літака.

Методи проектування збірних літакових конструкцій, що застосовували раніше, базувалися на двовимірних моделях та їхній плазовій ув'язці, що не дозволяло врахувати всі конструктивні і технологічні особливості і привело до необхідності створення інтегрованого методу проектування.

На рис. 2.2 показано нову концепцію інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій.

Розроблена концепція інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій є методологічною основою створення з'єднань силових елементів планера заданої статичної міцності, ресурсу, герметичності й якості зовнішньої поверхні при мінімальній масі з'єднання.

Інтегроване проектування збірних літакових конструкцій можна поділити на етапи, взаємозв'язок яких показано на рис. 2.2:

1. Створення інтегрованого інформаційного середовища, комплексу технічних і програмних засобів для створення проекту літака, виробничої і експериментальної бази, колективу фахівців.
2. Розроблення концепції створення нового літака або модифікації того, що вже існує, із застосуванням комп'ютерних інтегрованих систем проектування CAD/CAM/CAE/PLM.
3. Розроблення майстер-геометрії літака в системі CAD/CAM/CAE/PLM.



Рис. 2.2. Нова концепція інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій

4. Визначення розрахункових навантажень, що діють на агрегати літака, і навантажень типового польоту, допустимої напруги в регулярній зоні для забезпечення регламентованої довговічності.
5. Інтегроване проектування з'єднань збірних літакових конструкцій.
6. Створення аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій.
7. Розроблення конструкторської, технологічної та експлуатаційної документації.

Всі роботи з інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій виконують в єдиній базі даних проєктованого літака із використанням конструкторських і технологічних баз даних.

На основі запропонованої концепції були розроблені принципи інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій:

1. *Принцип створення аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій*

Тривимірні комп'ютерні моделі майстер-геометрії, розподіли простору, аналітичні еталони елементів збірних літакових конструкцій створюються методами аналітичної геометрії за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM в єдиному інформаційному середовищі підтримки життєвого циклу літаків.

2. *Принцип створення майстер-геометрії зовнішнього вигляду літака*

Параметри зовнішнього вигляду літака, мінімальної маси і регламентованої довговічності мають задовольняти заданим перспективним тактико-технічним вимогам, Авіаційним правилам, концепції створення нового літака і визначатися із співвідношень:

$$\begin{aligned}
 & TTB, AP \rightarrow \text{схема літака} \rightarrow \\
 & \rightarrow m_0 = \frac{m_{ек} + m_{об.упр} + m_{ком}}{1 - [\bar{m}_к(p, n_p, N_{рег}, \lambda, OGP) + \bar{m}_{cy}(p, t_0, \gamma_{дв}, R, N_{дв}) + \bar{m}_T(p, C_T, k, L)]} \rightarrow \\
 & \rightarrow m_{0\min} \rightarrow p_{opt} \rightarrow t_{opt} \rightarrow P_0 \rightarrow S_i \rightarrow \text{профілі}_i \rightarrow (l_i, \lambda_i, \chi_i, \bar{c}_i, \eta_i, D_\phi, L_{BO}, L_{ГО}) \rightarrow \\
 & \rightarrow (\bar{x}_T - \bar{x}_F) \rightarrow \text{аналітичний еталон поверхні літака.}
 \end{aligned}$$

3. Принцип проектування регулярних зон збірних літакових конструкцій

Конструктивні параметри і технологія виконання регулярних зон (р.з) літакових конструкцій мають забезпечувати сприйняття розрахункових руйнуючих навантажень, регламентованої довговічності при навантаженнях, еквівалентних навантаженням типового польоту в експлуатаційному середовищі; заданий коефіцієнт втомної якості K_y , задану якість зовнішньої поверхні, ступінь герметичності і задовольняти таким нерівностям:

$$P_{розр} \geq P_{розр}(KП_{р.з}, \sigma_{др.з}(N_{реглам.р.з}));$$
$$N_{реглам} \leq N_{розр.р.з}(KП_{р.з}, \sigma_{0екв}, \sigma_k, TB);$$
$$\Delta_3 < 0 \text{ при } P = P_{експл}; \Delta h \leq 0,05 \text{ мм}; K_y \leq 3.$$

4. Принцип проектування нерегулярних зон збірних літакових конструкцій

Конструктивні параметри і технологія виконання нерегулярних зон (н.р.з) мають забезпечувати сприйняття розрахункових зусиль у нерегулярній зоні при статичному навантаженні, регламентовану довговічність, якість зовнішньої поверхні і герметичність, що дорівнюють характеристикам регулярної зони або перевищують їх, і задовольняти таким нерівностям:

$$P_{розр} \geq P_{розр}(KП_{н.р.з}, \sigma_{дн.р.з}(N_{реглам.н.р.з})); \Delta h_{н.р.з} \leq \Delta h_{р.з}; \Delta_{3н.р.з} < \Delta_{3р.з};$$
$$N_{реглам} \leq \min(N_{розр.н.р.з}(KП_{н.р.з}, (\sigma_{0екв} \cdot \epsilon_{екв}), \sigma_k, TB);$$
$$N_{експ}(KП_{н.р.з}, \sigma_0, \sigma_k, TB)).$$

5. Принцип підтримки і досягнення живучості збірних літакових конструкцій із втомними тріщинами

Конструктивні параметри збірних літакових конструкцій, які безпечно руйнуються, мають забезпечувати можливість контролю критичних місць, виявлення втомних тріщин і застосування прогресивних способів затримки їх зростання, відновлення несучої здатності й герметичності пошкодженої конструкції і задовольняти таким нерівностям:

$$(N_{ост.СЗРТУ} / N_{ост.стп}) > 1; \Delta_{3,СЗРТУ} < 0.$$

Для реалізації цих принципів необхідним є розроблення науково обґрунтованих методів інтегрованого проектування.

2.2. МЕТОДИ СТВОРЕННЯ МАЙСТЕР-ГЕОМЕТРІЇ, МОДЕЛЕЙ РОЗПОДІЛУ ПРОСТОРУ Й ЕТАЛОНІВ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Обмежені можливості проектування мовою нарисної геометрії, велика трудомісткість робіт, зумовлена необхідністю побудови плазів і розплазовок деталей, вузлів, агрегатів, а також всього літака, можуть бути подолані шляхом використання мови аналітичної геометрії. Розвиток комп'ютерної техніки і поява комп'ютерних помічників інженера, що використовують цю мову, таких, як CADD5-5, CATIA, EUCLID, UNIGRAPHICS, надали таку можливість. На рис. 2.3 як приклад зображено структуру комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE\PLM UNIGRAPHICS, за допомогою якої можна здійснювати інтегроване проектування збірних літакових конструкцій [3, 19, 45, 51, 189, 273].

Проте застосування таких систем істотно змінює як традиційну форму конструкторсько-технологічної документації, так і сам процес проектування деталей і вузлів, роблячи його більш наочним і визначеним. Правда, використання конструкторсько-технологічної документації в комп'ютерному вигляді спричиняє і нові проблеми, пов'язані з легкістю внесення змін у комп'ютерні моделі і невисокою надійністю тривалого зберігання інформації на комп'ютерних носіях.

Модель геометрії деталі в комп'ютерному вигляді (далі – аналітичний еталон, або анет деталі) є базовим, первинним елементом конструкції при комп'ютерному конструюванні нової машини. Він містить еталонні координати всіх точок поверхні деталі в заданій системі координат і є основою комп'ютерного проекту геометрії літака.

Сьогодні під комп'ютерним проектом мають на увазі систему конструкторських, розрахункових і технологічних моделей, а також дані для сертифікації, управління якістю, технічного обслуговування в експлуатації, утилізації, тобто управління життєвим циклом літака [3, 211].

UG/Gateway

Доступ до бази даних, перегляд моделей та виконання функцій, загальних для решти модулів.
Забезпечення імпорту/експорту у форматі Parasolid

Моделювання UG/Solid Modeling Проєктування кривих, ескізів і твердотільних примітивів, застосування базових операцій над твердими тілами				UG/Feature Modeling Повний набір функцій твердотільного моделювання на базі типових операцій побудови		UG/Freeform Modeling Створення NURBS поверхонь складної форми		UG/User Defined Feature Побудова типового елемента, визначеного користувачем		Промисловий дизайн UG/Visualize Підготовка наочних презентацій в реальному часі. Управління текстами та матеріалами. Створення спеціальних ефектів		UG/Render Засіб для роботи з фотореалістичними зображеннями			
UG/Geometric Tolerancing Базовий модуль для роботи з геометричними допусками та для варіаційного аналізу розмірів із забезпеченням опису допусків				UG/Quick Stack Інструмент аналізу тривимірних розмірних ланцюгів. Проведення статичного аналізу полів допусків прямо на моделі		UG/Quick Check Перевірка моделі за чотирма критеріями: маса, відстань, розмір і заданий вираз		UG/Check Mate Перевірка конструкції на відповідність заданим критеріям. Модуль містить різні методи перевірки моделі, структури частини, креслень та збирання		UG/Freeform Shape Деформація та переміщення поверхні вільної форми. Можливість розтягування, стискання, перекосу та зсуву поверхні		UG/Analyze Shape Детальний аналіз геометрії поверхонь і тіл. Зручна інтерактивна форма подання результатів аналізу			
UG/Assembly Modeling Створення збірної моделі як зверху в-низ, так і знизу вгору. Можливість створення збирання будь-якої глибини вкладеності, що складається з необмеженого числа компонентів				UG/Advanced Assemblies Підтримка функцій для роботи з великими збірками (аналіз зазорів, ваговий аналіз та т.ін.)		UG/WAVE Параметричне моделювання виробу будь-якої складності. Механізм керуваного асоціативного зв'язку між геометричними моделями		UG/Drafting Створення креслень							
Виробництво UG/CAM Base Базовий модуль розроблення керуючих програм для верстатів із ЧПК				UG/Planar Milling Плоске фрезерування, що застосовується до деталей з вертикальними стінками та плоскими островами. Використовується для попереднього видалення матеріалу		UG/Core&Cavity Milling Чорнове оброблення однієї або декількох порожнин і видалення великої кількості матеріалу навколо елементів довільної форми		UG/Facet Machining Оброблення деталей без необхідності створення поверхонь оброблення. Використання фасетної моделі для оброблення		UG/Graphical TPE Редагування траєкторії оброблення в інтерактивному графічному режимі та показ руху інструмента на всіх траєкторіях або на обраній ділянці		UG/Unisim Модуль візуалізації, призначений для симуляції процесу механособроби в режимі, найбільш наближеному до реального		UG/Shop Docs Розроблення та наповнення різних форм технологічної документації	
UG/Turning Модуль токарного оброблення, призначений для чорнового та чистового оброблення, карбування різьби				UG/Fixed-Axis Milling Набір засобів отримання траєкторій для трьохосового фрезерного оброблення		UG/Sequential Milling Послідовна побудова траєкторії оброблення по межі оброблюваної та керуючої поверхонь		UG/CAM Visualize Спостереження за інструментом під час його руху по оброблюваній деталі. Перевірка правильності видалення матеріалу заготовки		UG/SHOPS Розроблення керуючих програм безпосередньо біля верстата. Модуль, орієнтований на оброблення елементів технологічної оснастки		UG/Postprocessing Інтерактивне середовище створення постпроцесора для будь-якого типу верстата			
UG/Wire EDM Електроерозійне оброблення деталей дотом у режимі двох і чотирьох осей				UG/Variable-Axis Milling Виконання повного п'ятиосового оброблення. Передбачена можливість завдання орієнтації осі інструмента		UG/Flow Cut Milling Аналіз геометрії деталі та пошук місць, в яких інструмент має точки подвійного контакту		UG/Nurbs Path Generator Програма для ЧПК, що застосовує NURBS апроксимацію. Створення NURBS траєкторії оброблення по твердотільній моделі		UG/Feature Based Hole Making Модуль для автоматизації оброблення отворів. Отвори розпізнаються автоматично за топологією моделі		UG/Genius Створення та класифікація технологічних даних. Підтримка планування виробництва та управління даними про інструменти, програми ЧПК та т.д.			
Інженерний аналіз UG/Scenario for Structure Інтерв'ювання і асоціативний інструмент інженерного аналізу, що містить створення січково-елементної сітки і аналіз отриманих результатів				UG/Structure PE Січково-елементний вирішувач (лінійна статика, власні коливання, стійкість, контактні задачі)		UG/Progressive Die Wizard Майстер-процес проєктування штампів послідовної дії для листових деталей		UG/Die Engineering Wizard Майстер-процес проєктування робочих поверхонь штампів для кузовних деталей автомобіля		Програмування UG/Open Grip Мова програмування для створення власних додатків		UG/Open++ Мова програмування для створення власних додатків			
UG/Scenario for Motion Інтерв'ювання і асоціативний інструмент інженерного аналізу				UG/Master FEM Розрахунок лінійної статичної, модальної аналіз, нелінійний розрахунок, розрахунок втоми / витривалості конструкції, комплекс теплових розрахунків		UG/Optimization Wizard Майстер-процес оптимізації конструкції		UG/Die Structure Design Майстер-процес проєктування конструкції штампів для кузовних деталей автомобіля		UG/Open API Мова програмування для створення власних додатків					
UG/Strength Wizard Майстер-процес для розрахунку лінійної та статичної міцності для використання конструкторами										UG/Knowledge Fusion Середовище для програмування мовою інженерних знань. Автоматизація повторюваних процесів і накладення певних правил у процесі проєктування					
Спеціальні додатки UG/Sheet Metal Design Проєктування деталей з листового матеріалу. Повна або часткова розгортка деталі з урахуванням технологічних умов деформації				UG/Advanced Sheet Metal Design Проєктування листових деталей, виготовлених штампуванням, витяжкою та формуванням. Можливість відгину уздовж криволінійного ребра		UG/Tubing Проєктування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Conduit Проєктування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Open API Мова програмування для створення власних додатків		UG/Open API Мова програмування для створення власних додатків		UG/Open Grip Мова програмування для створення власних додатків	
UG/Weld Assistant Помічник проєктування зварних з'єднань використовує самі розповсюджені методи зварювання				UG/Routing Проєктування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Schematics Модуль призначений для проєктування логічних схем		UG/Raceway Проєктування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Open++ Мова програмування для створення власних додатків		UG/Knowledge Fusion Середовище для програмування мовою інженерних знань. Автоматизація повторюваних процесів і накладення певних правил у процесі проєктування		UG/Rapid Prototyping Забезпечує інтерфейс для стереолітографічних установок, який генерує дані, що сприймаються будь-якою машиною такого типу	
UG/Composites Проєктування композитних деталей. Модуль містить різні запатентовані процеси створення композитів				UG/Piping Проєктування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Steelwork Проєктування трубопроводів, кабельних систем і конструкцій з типових залізних профілів. Модуль UG / Routing є базовим		UG/Wiring Модуль призначений для проєктування електропроводів		UG/Web Express Створення web-сторінки з використанням даних з частини і збірок		UG/Collaborate Забезпечення спільної роботи в системі UNIGRAPHICS NX. Внесення змін та обмін даними в режимі реального часу		UG/Manager Доступ до даних TEAMCENTER ENGINEERING безпосередньо з інтерфейсу UNIGRAPHICS NX	
Обмін / керування даними Translators UG/IGES, STEP, DXF/DWG, CATIA, Pro/E Набір трансляторів для обміну даними із замовниками та партнерами, які використовують інші системи САПР										UG/Manager Доступ до даних TEAMCENTER ENGINEERING безпосередньо з інтерфейсу UNIGRAPHICS NX					

Рис. 2.3. Склад і структура модулів комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE\PLM UNIGRAPHICS

Комп'ютерний проект літака охоплює такі моделі [272]:

- модель № 1. Майстер-геометрія літака (або модель поверхні літака, що визначає всі точки, які лежать на поверхні літака);
- модель № 2. Модель розподілу простору літака;
- модель № 3. Моделі стиків і з'єднань по конструктивно-технологічних розніманнях;
- модель № 4. Модель геометрії всього виробу (аналітичні еталони всіх деталей, вузлів, агрегатів і літака в цілому), тобто модель повного комп'ютерного визначення літака.

Розглянемо процес створення кожної із зазначених моделей літака.

Модель №1. Майстер-геометрія літака

Процес створення моделі №1 можна поділити на такі етапи:

- 1) розроблення математичної моделі літака;
- 2) розроблення теоретичних креслень агрегатів;
- 3) створення моделей поверхні агрегатів, об'єднання їх у модель поверхні літака;
- 4) створення каркаса (нанесення слідів базових поверхонь конструктивно-силового набору (КСН) в об'ємі теоретичного креслення (ТК) і конструктивно-силової схеми (КСС)).

На рис. 2.4 зображено метод створення майстер-геометрії літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем, а на рис. 2.5 – реалізацію цього методу при створенні майстер-геометрії (моделей поверхонь) літаків, створених за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS.

Модель №2. Модель розподілу простору літака

Процес створення моделі №2 можна поділити на такі етапи:

- 1) розроблення конструктивно-технологічного розчленовування;
- 2) панелювання;
- 3) створення конструктивно-силового набору;
- 4) створення елементів конструкції;
- 5) розміщення устаткування, приладів, покупних виробів тощо;

Розроблення концепції створення нового літака та вихідних даних для проектування

Вибір схеми літака, типу СУ, розрахунок маси та параметрів літака, що задовольняють заданим ТТВ, АП, концепції створення літака, критеріям оптимізації. Попереднє компонування та центрування літака

Розроблення математичних моделей поверхонь та майстер-геометрії агрегатів літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем CAD\CAM\CAE\PLM

Створення майстер-геометрії літака та ув'язка агрегатів

Контроль майстер-геометрії за контрольними перерізами

$V_{кр}, H_{кр}, H_{max}, L_p, L, n_{пас} (m_{к.н}), n_{ек}, k_{кр} \geq 19,$
 $k_{зл} \geq 11, m_z^{cy}, m_k < 0,3,$ витрати палива ≤ 20 г/пас.-км,
 ресурс 80 тис. л.год або 25 років експлуатації, можливість експлуатації на коротких та слабо підготовлених ЗПС;
 можливість автономної експлуатації;
 відповідність АП-25, FAR-25, JAR-25 та вимогам ICAO ...

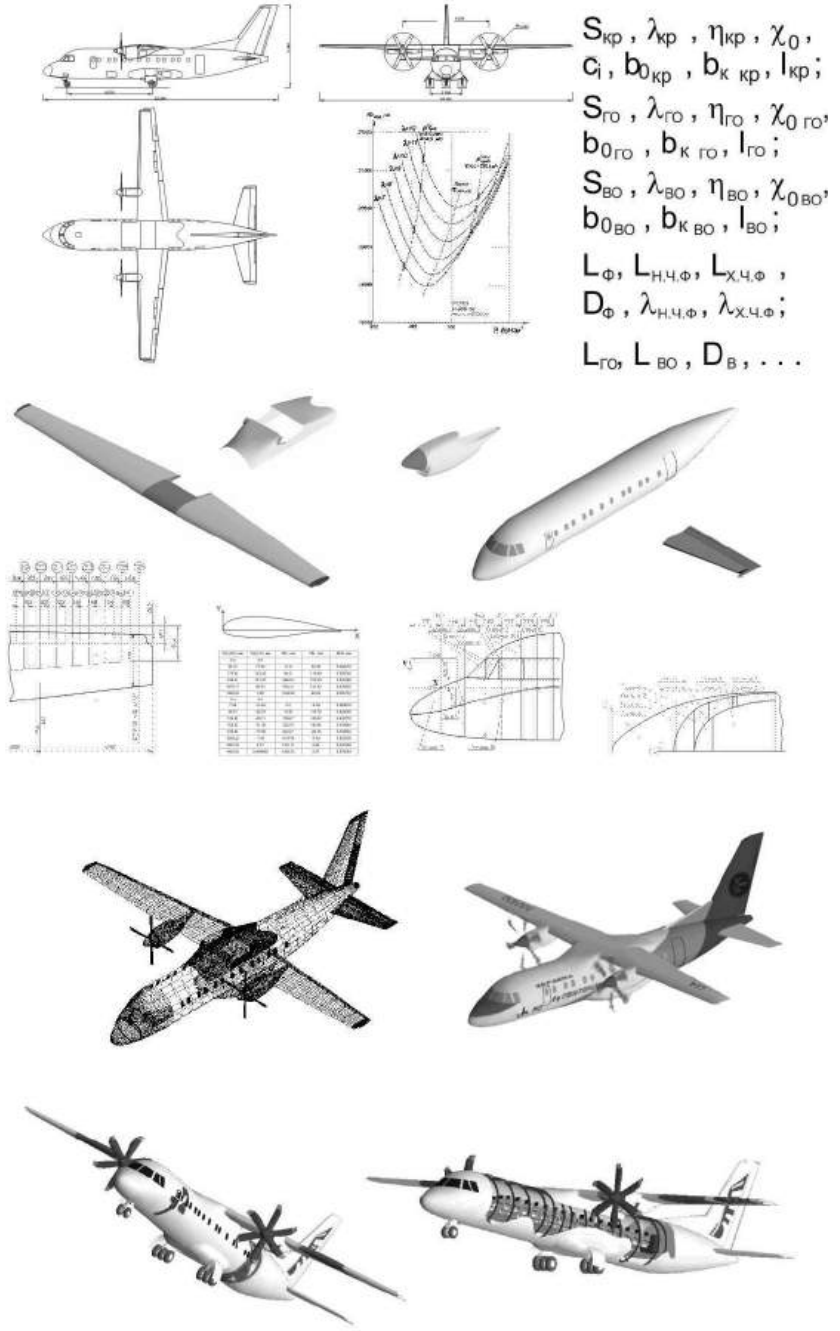
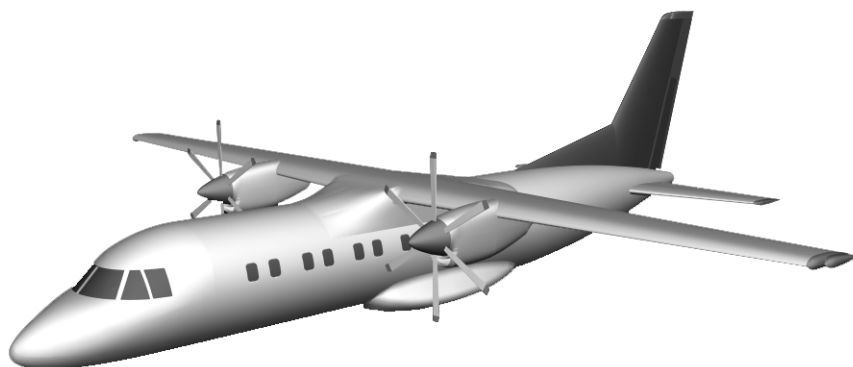


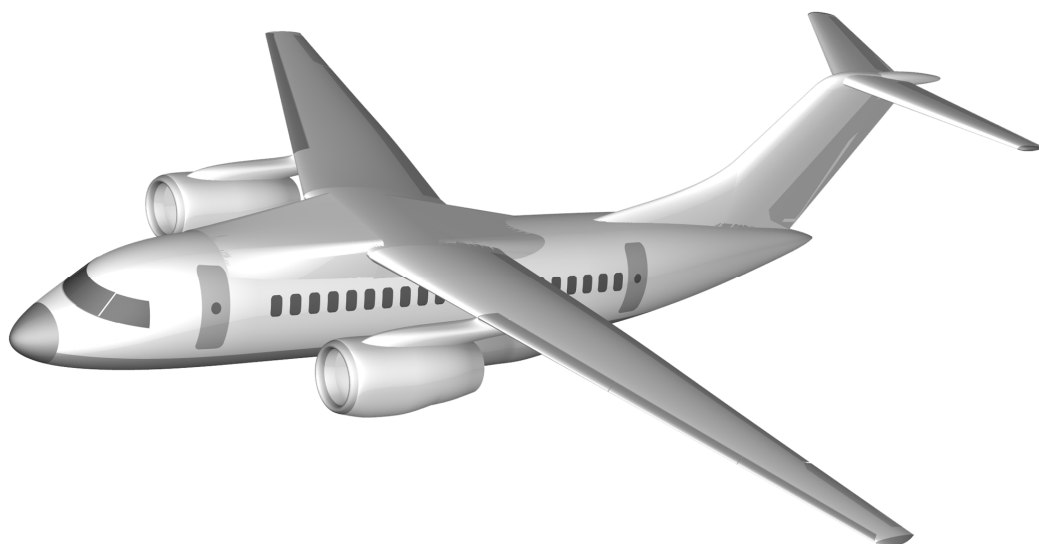
Рис. 2.4. Метод створення майстер-геометрії літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем



а



б



в

Рис. 2.5. Майстер-геометрія (моделі поверхонь) літаків, створених за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS:

а – Ан-140; б – Ан-74ТК-300; в – Ан-148

- 6) компоновання систем;
- 7) компоновання кабіни екіпажу;
- 8) компоновання пасажирської кабіни (вантажної кабіни);
- 9) стикування агрегатів і систем;
- 10) створення дерева проекту літака.

На рис. 2.6 показано фрагмент моделі розподілу простору відсіку фюзеляжу, створеного за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS.

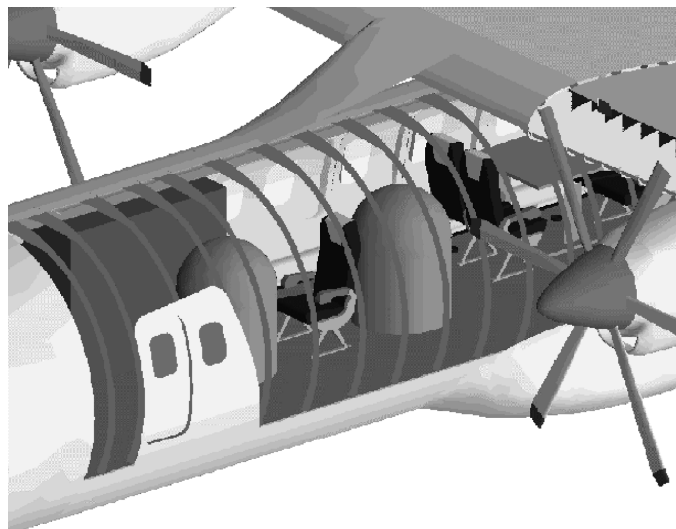


Рис. 2.6. Фрагмент моделі розподілу простору

Модель №3. Моделі з'єднань і стиків по конструктивно-технологічних розніманнях

Розроблення моделі №3 охоплює такі етапи:

1. Повне визначення конструкції з'єднань і стиків.
2. Призначення взаємозв'язаної системи допусків на елементи стику.

На рис. 2.7, а показано елемент стикувального вузла.

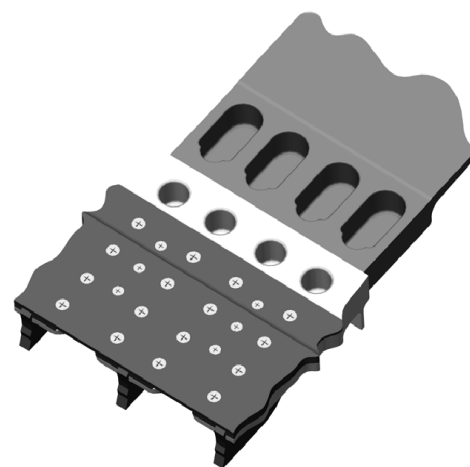


Рис. 2.7, а. Елемент стикувального вузла

Модель №4. Модель геометрії всього виробу

Розроблення моделі №4 охоплює такі етапи:

1. Моделювання за зонами:
 - точних за розмірами компонентів конструкції з усіма зв'язками і сполученнями;
 - системи з конструктивними елементами кріплення;

– контурів агрегатів і приладів з точною прив'язкою елементів кріплення, а також перевірку елементів конструкції щодо взаємопроникнення і зазорів, можливості складання.

2. Моделювання за секціями:

– аналітичних еталонів усіх елементів конструкції;

– бази даних креслень;

– наповнення атрибутивною інформацією.

3. Моделювання за агрегатами:

– систем, що проходять через агрегати без технологічного розчленовування;

– збирання і контроль усієї інформації за проектом.

На рис. 2.7, б показано фрагмент моделі № 4 фюзеляжу літака.

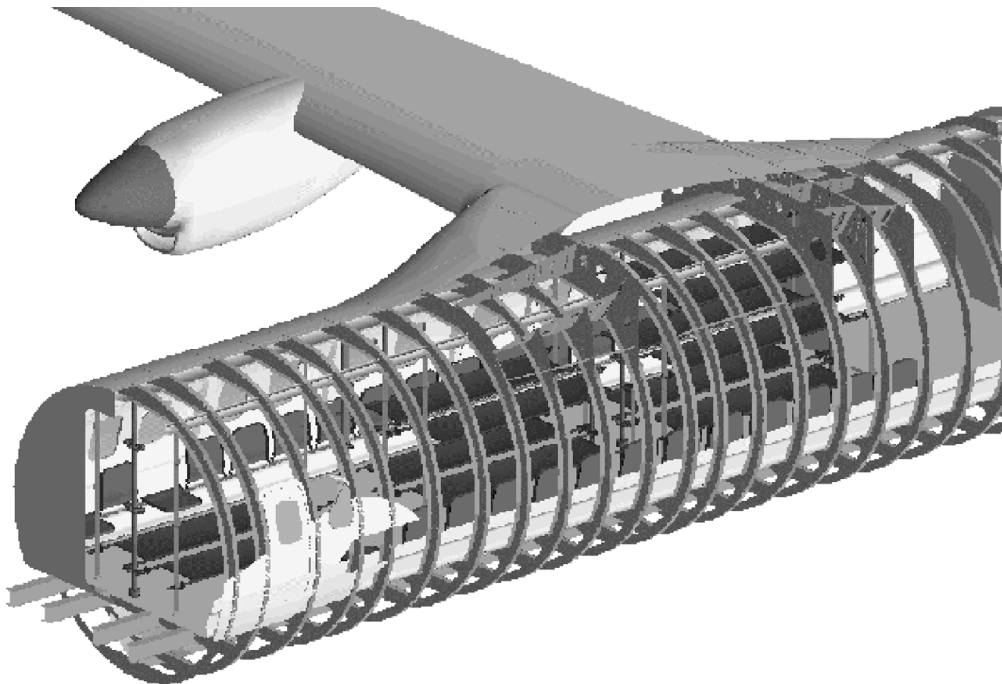


Рис. 2.7, б. Фрагмент моделі № 4

Нижче подано методи інтегрованого проектування і моделювання агрегатів літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем: крила (рис. 2.8), фюзеляжу (рис. 2.9), горизонтального оперення (рис. 2.10).

Як приклад розглянемо метод створення аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій у процесі проектування горизонтального оперення (ГО) як агрегата планера літака за допомогою системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS.

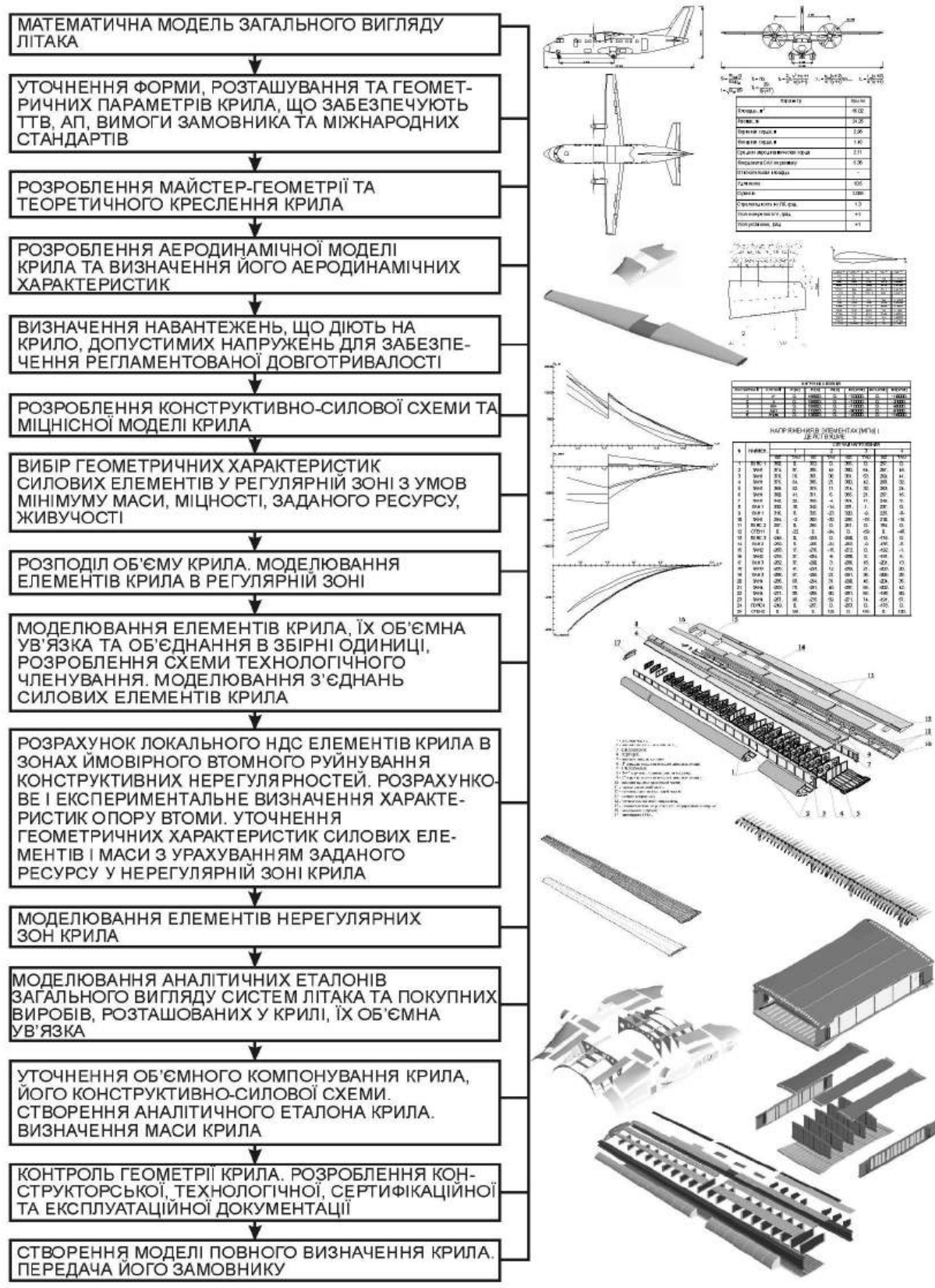


Рис. 2.8. Інтегрований метод проектування і комп'ютерного моделювання крила за допомогою систем CAD/CAM/CAE

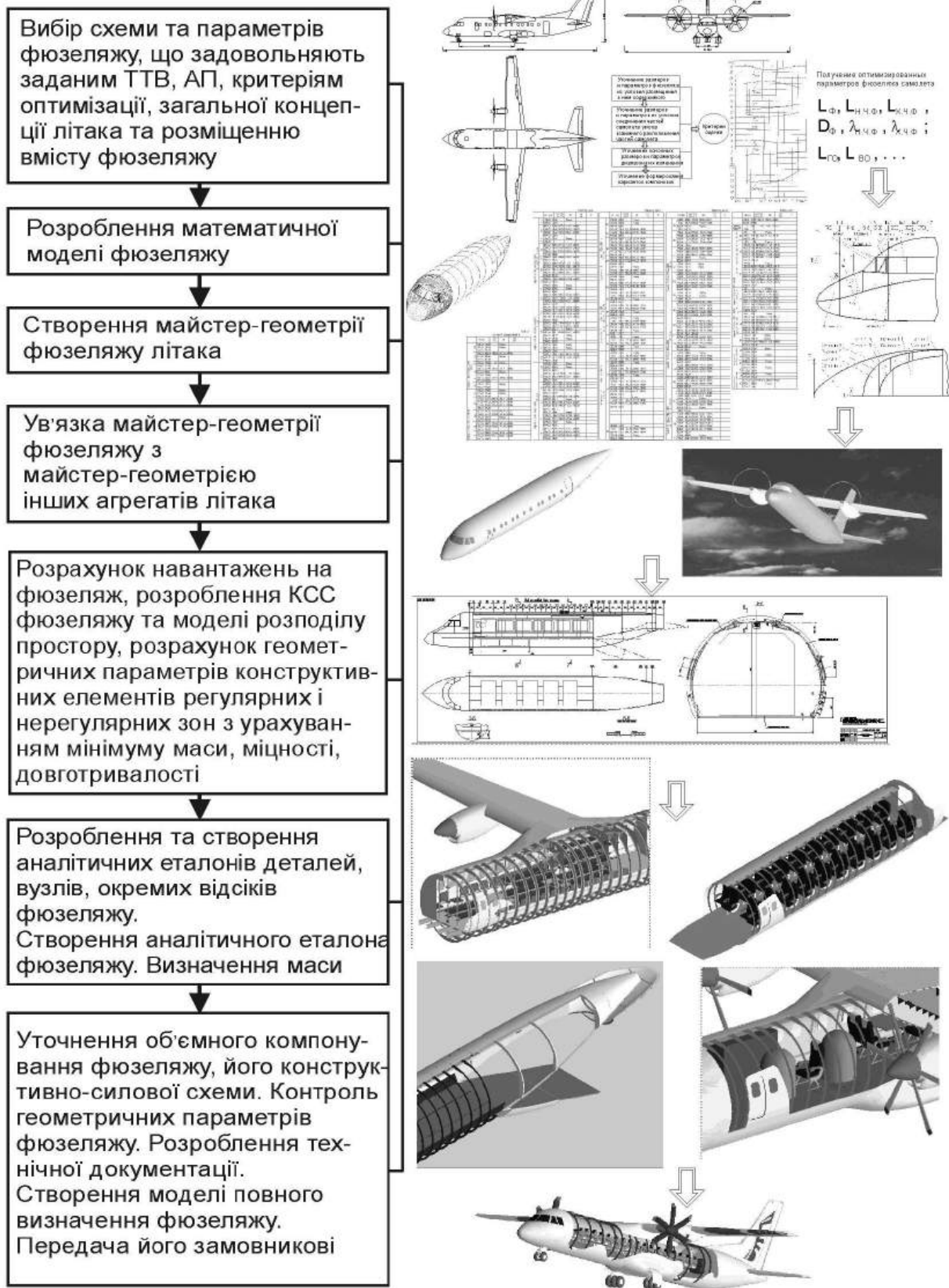


Рис. 2.9. Інтегрований метод проектування і комп'ютерного моделювання фюзеляжу за допомогою систем CAD/CAM/CAE

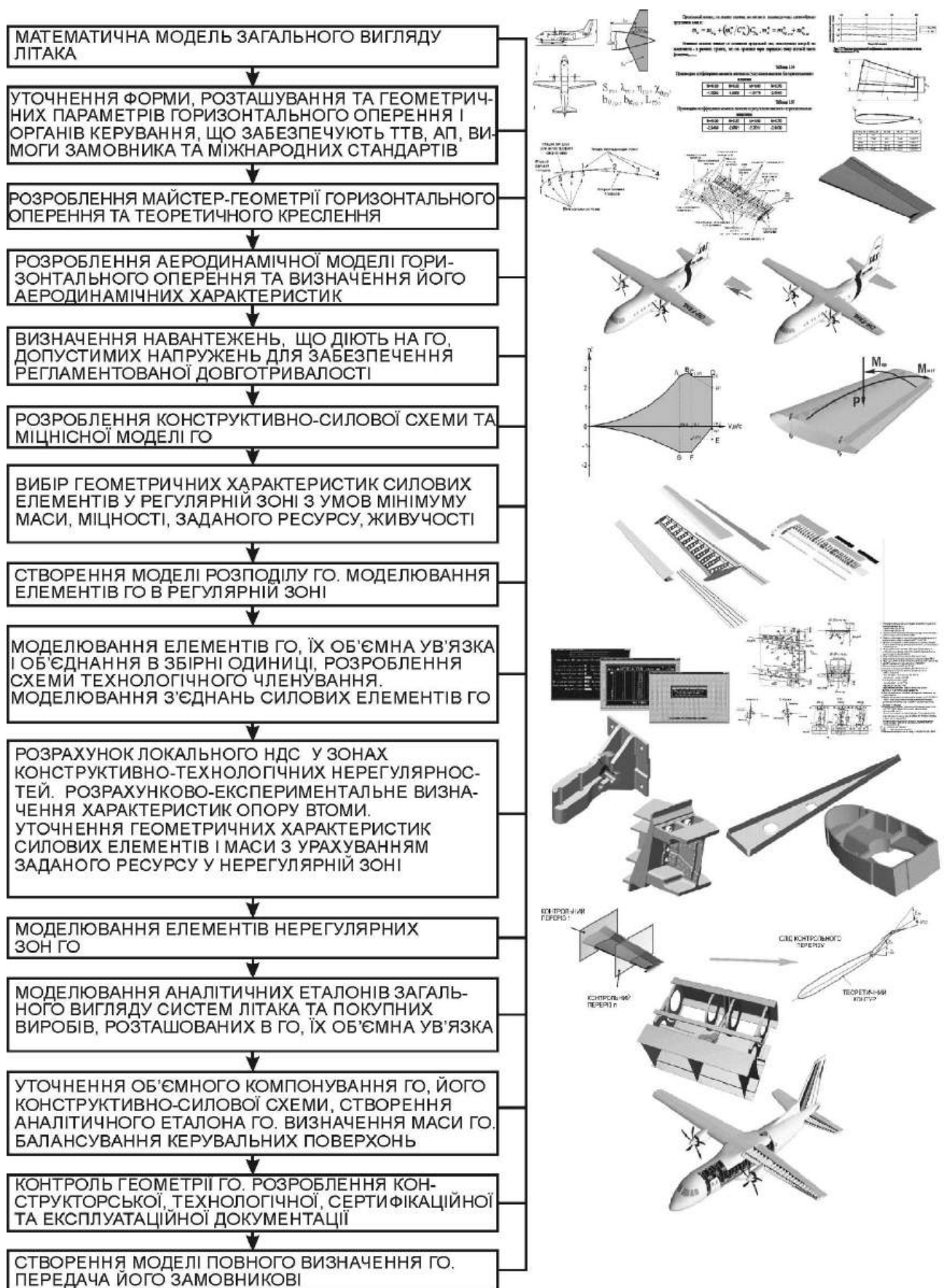


Рис. 2.10. Інтегрований метод проектування і комп'ютерного моделювання горизонтального оперення за допомогою систем CAD\CAM\CAE

Початкові дані для проектування ГО розробляють на стадії ескізного проектування літака. Проектування оперення має забезпечити наявність необхідних характеристик стійкості й керованості літака на всіх можливих режимах польоту, а також достатню ефективність органів керування для виведення літака в нормальний режим польоту після мимовільного перевищення критичних значень кутів атаки і потрапляння літака в режим штопора. До задачі проектування оперення належать визначення його відносних параметрів і геометричних розмірів, вибір оптимальної форми, вибір конструктивно-силової схеми, визначення діючих навантажень, розрахунок маси оперення й урахування впливу оперення на центрування літака. Використовуючи наявні методики [327] і створені програмні продукти, визначають такі параметри: площа, подовження, звуження, стрілоподібність, кінцеві і кореневі профілі, характеристики рульових поверхонь. Крім того, на стадії ескізного проектування необхідно задати умови стикування агрегатів між собою. Для ГО такими умовами стануть координати точок стику стабілізатора і фюзеляжу, стабілізатора і руля висоти (у процесі подальшого проектування їх положення можна змінити, проте це зумовить необхідність ланцюгової зміни в узгоджуваних агрегатах).

Використовуючи систему CAD/CAM/CAE UNIGRAPHICS, геометричну модель ГО будують таким чином:

- створюють каркас кривих, що описують теоретичні обводи ГО і положення елементів конструктивно-силової схеми;
- за наявним каркасом кривих будують модель поверхні теоретичного обводу;
- створюють тривимірні моделі деталей силового набору, обшивок і вузлів навішування;
- виконують взаємну ув'язку між собою силового набору, обшивок і вузлів навішування, здійснюють аналіз точнісних характеристик та їх взаємного положення.

Для опису плоских обводів в авіації найширше використовують криві другого порядку через те, що вони мають кривизну одного знака, тобто не мають

точок перегину, що є дуже важливою умовою при побудові аеродинамічних профілів. Рівняння, що описує в загальному випадку такі криві, має вигляд

$$Ax^2+Bxy+Cy^2+Dx+Ey+F=0.$$

Для визначення коефіцієнтів цього рівняння необхідно вирішити систему з п'яти рівнянь з п'ятьма невідомими. Для її вирішення достатньо п'яти умов, наприклад проходження кривої через п'ять точок. У системі UNIGRAPHICS вбудований математичний апарат дозволяє побудувати криву другого порядку таким чином:

- через 5 точок;
- за 4 точками і напрямом дотичної в одній крайній точці;
- за 3 точками і 2 напрямками дотичних у крайніх точках;
- методом інженерного трикутника;
- за 2 точками, 2 напрямками дотичних у крайніх точках і дискримінантом;
- методом завдання коефіцієнтів рівняння кривої другого порядку.

Через те, що найчастіше аеродинамічні профілі задають у вигляді теоретичних таблиць координат вузлових точок, при побудові було прийнято такий спосіб (рис. 2.11): через п'ять прийнятих початкових точок будують перший сегмент профілю, подальші сегменти будують через чотири точки (перша з яких збігається з останньою точкою попередньої кривої) і напрям дотичної задають як дотичну до попередньої кривої (у системі UNIGRAPHICS для завдання дотичної до кривої при побудові кривих другого порядку досить вказати на ту криву, до якої будують дотичну в районі її кінцевої точки). Такий спосіб дозволяє отримати набір кривих, гладко стикованих по дотичній. На основі використання функцій інформації про об'єкт надалі система дає можливість описати побудовані криві у вигляді рішення інженерного трикутника (точність видачі координат вузлових точок і дискримінанта досягає чотирнадцяти знаків після коми). Для зручності подальшого створення моделі поверхні після побудови всіх сегментів профілю необхідно провести апроксимацію всіх сегментів, що входять у єдиний аеродинамічний профіль, в одну криву.

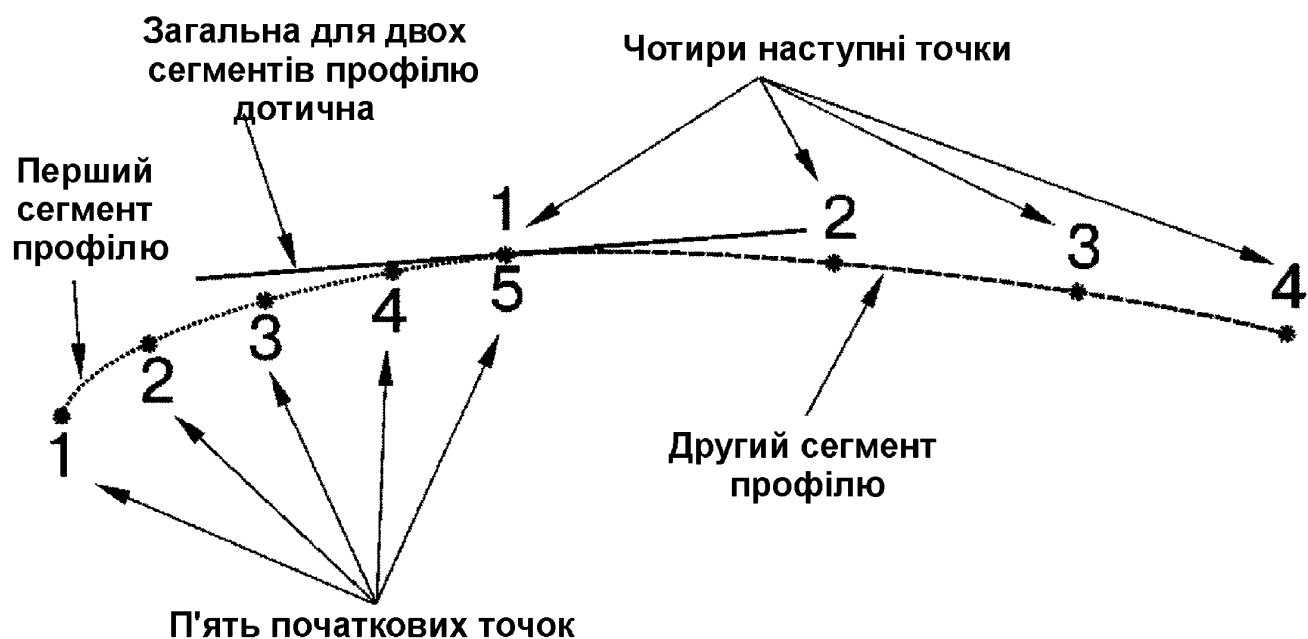


Рис. 2.11. Прийнята схема побудови кривих другого порядку

Після побудови одного аеродинамічного профілю так само будуємо решту профілів характерних перетинів і формуємо каркас кривих, необхідних для створення моделі поверхні (сліди переднього і заднього лонжеронів, каркаси руля висоти, тримера, сервокомпенсатора тощо) (рис. 2.12).

Каркас кривих формується шляхом плоскопаралельного перенесення побудованого перетину з робочої площини в точку його прив'язки (визначається геометричною побудовою лінії передньої крайки і лінії сліду характерного перетину).

Описані вище побудови надалі використовують для створення теоретичних і складальних креслень ГО. Таким чином, отримано можливість використовувати одні й ті самі геометричні побудови для створення як моделі поверхні агрегата (комп'ютерного еталона), так і креслярської документації, що виключає похибку при перенесенні розмірів із креслень на модель і з моделі на креслення. Крім того, дані побудови цілком реально використовувати і при створенні експлуатаційної та ремонтної документації.

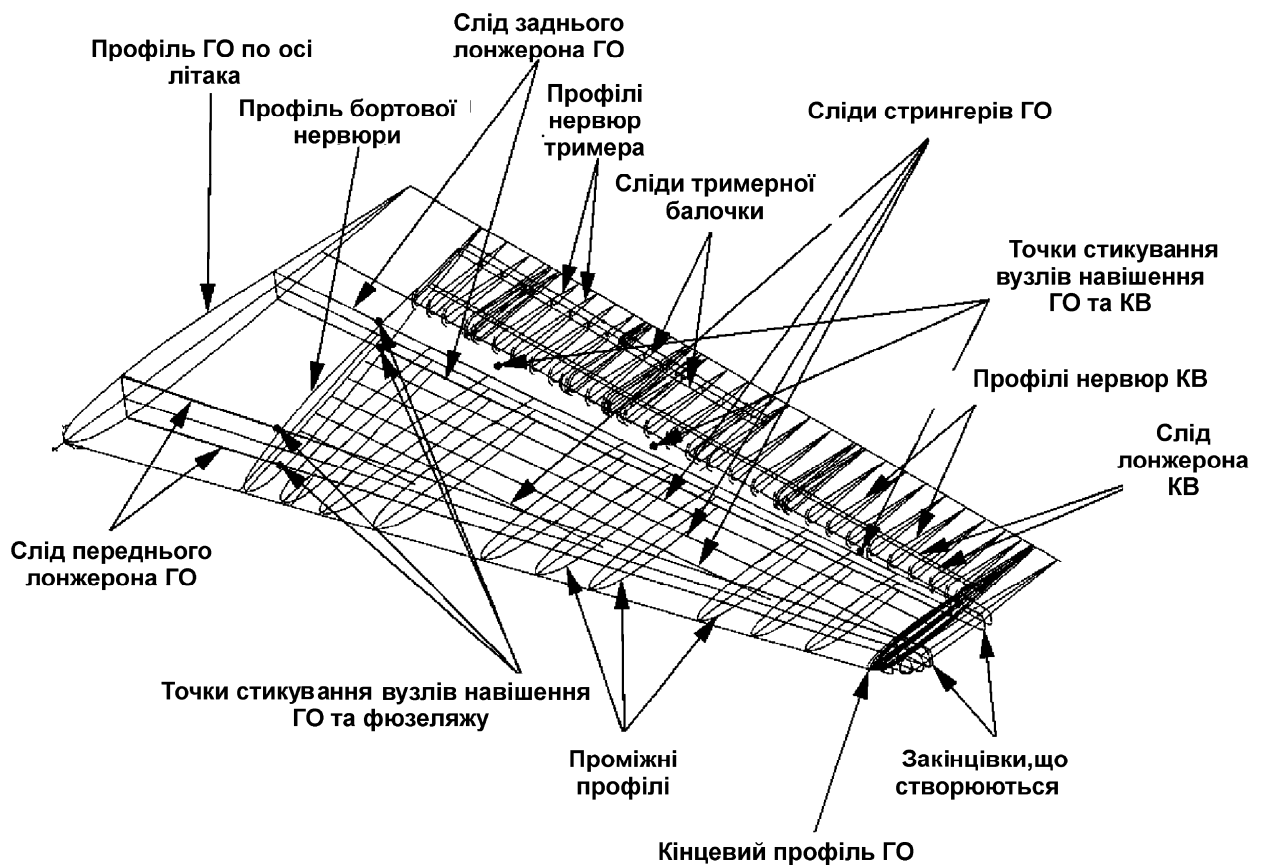


Рис. 2.12. Каркас кривих, необхідних для побудови моделі ГО

Наступним кроком є створення моделі поверхні теоретичного обводу оперення.

Для формування подібної моделі використовують модуль побудови поверхонь у системі UNIGRAPHICS. При цьому модулі системи пропонується чимало різних способів (чотирнадцять основних) побудови поверхонь, проте для побудови теоретичних моделей стабілізатора і руля висоти, а також тримера і сервокомпенсатора найдоцільніше застосовувати лінійчаті поверхні. Суть побудови даного типу поверхонь полягає в завданні двох граничних кривих, між якими по лінійних твірних створюється поверхня (рис. 2.13). Таким чином, поверхня є результатом руху лінії між двома кривими з еквівалентним їх розбиттям на однакове нескінченне велике число відрізків.

Найскладнішим елементом оперення для побудови є його закінцівка, тому розглянемо процес її побудови детальніше. Для проектованого літака вона виконує одночасно функції рогової компенсації руля висоти.

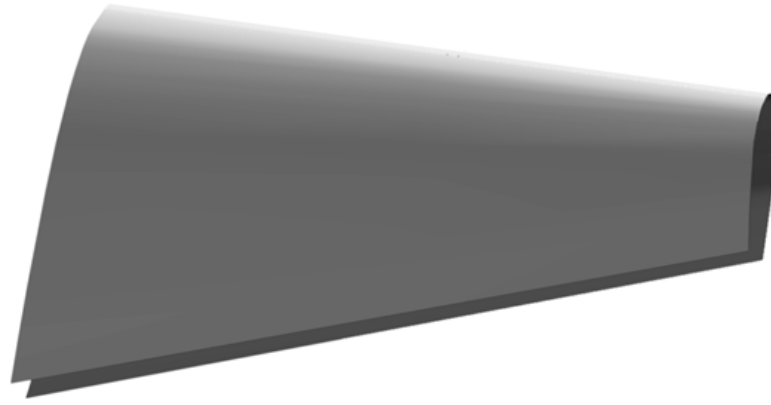


Рис. 2.13. Модель поверхні теоретичного обводу стабілізатора

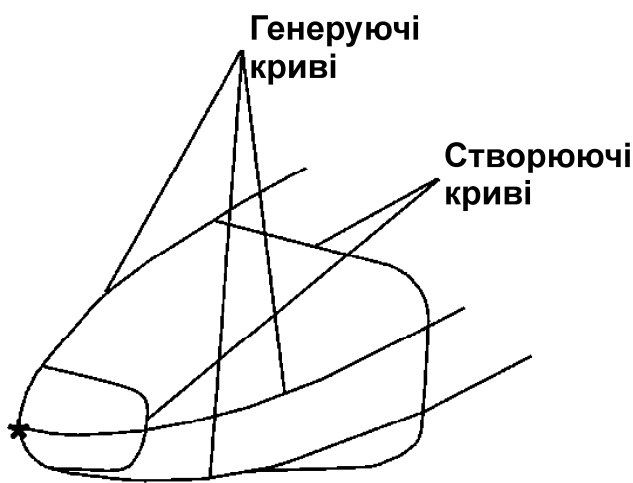


Рис. 2.14. Схема завдання кривих для побудови біповерхонь

Як спосіб побудови для формування закінцівки найдоцільніше використовувати метод створення біповерхонь. Суть методу полягає в русі твірної по кількох генеруючих кривих (рис. 2.14), при цьому число твірних може варіюватися (але не менше двох) і перша з них – перетворюватися в точку.

Форму твірних визначають з аеродинамічних міркувань (зменшення індуктивного опору), а генеруючими кривими є дуги кінцевого профілю (верхня і нижня) та форма закінцівки стабілізатора на вигляді в плані. Необхідно стежити за тим, щоб дотичною до початкової і кінцевої точок твірної були відповідні їм процентні лінії на основній поверхні стабілізатора. Таким чином, поверхня є результатом руху видозмінюваної кривої твірної по генеруючих кривих із біквадратичною апроксимацією її видозміни (рис. 2.15).

Наступним кроком у процесі подальшої роботи над стабілізатором є розчленовування моделі поверхні його теоретичного обводу. Для цього ухвалюють рішення про розділення обшивки стабілізатора на ряд сегментів

(носок, міжлонжеронні частини, хвостовик тощо) відповідно до передбачуваної схеми технологічного розчленовування агрегату методом складання і вибраною конструктивно-силовою схемою. Для конструктивно-силової схеми здійснюють проектувальний розрахунок, після виконання якого

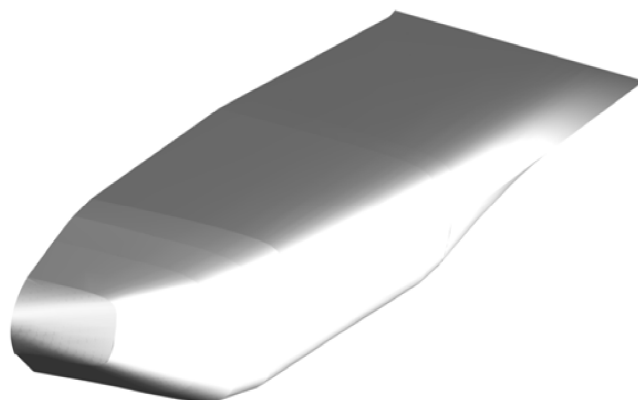


Рис. 2.15. Закінцівка ГО

визначають основні геометричні розміри силових елементів. Розрахунок здійснюють із використанням або модуля САЕ системи UNIGRAPHICS, або інших прикладних програмних пакетів, наприклад RITMOK. До виділених елементів обшивки згідно з проведеними розрахунками додається товщина. Таким чином, результатом виконання даного кроку є набір обшивок стабілізатора з точним дотриманням теоретичного контуру і геометричні параметри основних силових елементів.

Надалі необхідно розпочати формування безпосередньо силового набору стабілізатора (руля висоти). Його побудова здійснюється в модулі твердотілого моделювання системи UNIGRAPHICS. Для побудови різних типів елементів використовують різні методи побудов (яких також надається чимало). Так, для полиць лонжерона найбільш прийнятним є спосіб протяжки контуру перетину вздовж генеруючої кривої, для формування нервюр більш відповідним можна визнати спосіб «витискування» заданої геометрії з площини, для створення моделей кріпильних елементів або елементів типу тяга – обертання кривої твірної навколо осі. Для формування деталей складної форми використовують кілька різних способів із подальшим об'єднанням елементів у єдине тверде тіло.

Найскладнішим у побудові елементом є вузол навішування стабілізатора на фюзеляж. Це пов'язано з такими причинами:

- багатодетальність (у наведеному нижче прикладі кількість деталей досягла дев'яноста п'яти);
- складні зовнішні форми;
- необхідність ув'язки великої кількості елементів.

Модель вузла навішування створюється як складальна одиниця, що має певну кількість деталей. При цьому всі деталі формуються в окремих файлах, що дозволяє істотно зменшити завантаження комп'ютера на даному етапі роботи, а отже, прискорити процес створення моделі. Для створення деталей використовують також модуль твердотілого моделювання системи UNIGRAPHICS і всі прийоми, зазначені вище. Даний модуль має крізну параметризацію (у ролі параметрів виступають як розміри деталі, так і графічні примітиви, на основі яких відбувалася побудова), що надалі дозволяє змінювати

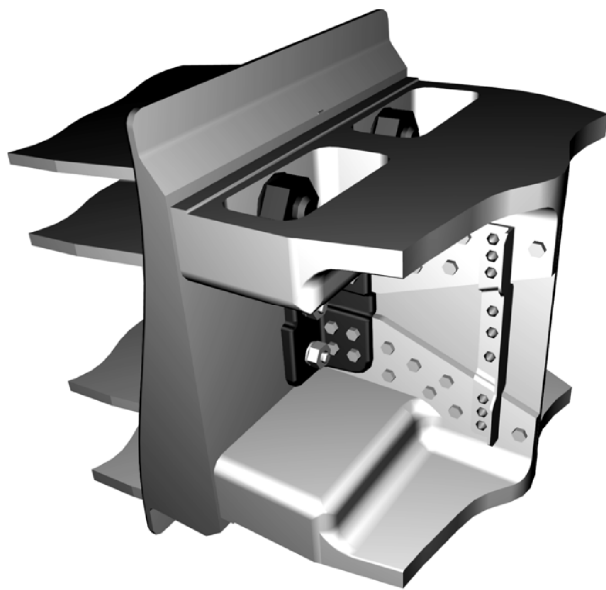


Рис. 2.16. Аналітичний еталон переднього вузла навішування ГО

геометрію вхідних деталей та складань.

Складання конструкції вузла здійснюється методом приєднання до основного файла файлів, що входять у складальну одиницю деталей, орієнтування деталі здійснюється за робочими системами координат із подальшою перевіркою з'єднання деталей. Зовнішній вигляд аналітичного еталона переднього вузла навішування стабілізатора показано на рис. 2.16.

Сформувавши геометрію силового набору, «складаємо» ГО. Ця операція здійснюється за допомогою спеціальних опцій системи UNIGRAPHICS, що здійснюють контроль за постановкою елемента в строго задане проектувальником місце в строго заданій просторовій орієнтації (опція INFO видає дані про взаємне

просторове положення деталей як у числовому форматі, так і в графічному вигляді на дисплеї).

Останнім кроком у формуванні моделей стабілізатора і КВ служить створення аналітичних еталонів вузлів навішування КВ. Ураховуючи, що умови стикування вузлів задані ще на стадії ескізного проектування, а геометрія силового набору визначена на подальших етапах, можна приступити до створення аналітичних еталонів стикових вузлів.

Їх побудова також виконується в модулі твердотільного моделювання з використанням тих самих принципів, що були зазначені вище при розгляді питань формування основних силових елементів і вузла навішування стабілізатора. Отриманий аналітичний еталон вузла навішування (рис. 2.17) проходить ті самі стадії розрахунку, що й основна конструкція стабілізатора і КВ.

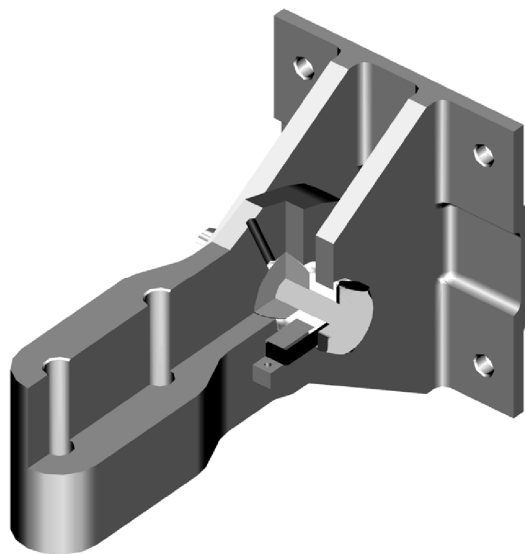


Рис. 2.17. Аналітичний еталон вузла навішування КВ

Остаточним кроком є створення складання стабілізатора і КВ і схем їх технологічного розчленовування (рис. 2.18 і 2.19). Воно призначено для формування повної складально-компонувальної моделі літака. Всі проведені побудови є параметричними, а отже, не становить великої проблеми внести зміни в геометрію елементів (при внесенні змін до геометрії необхідно повторити етапи розрахунку на міцність).

Геометрія отриманих елементів є першоджерелом інформації для модуля САМ системи UNIGRAPHICS. У цьому модулі здійснюється написання програм для верстатів із ЧПК і проектування інших технологічних процесів, причому складність геометрії і вимоги точності не є в цьому випадку серйозним перешкоджанням.

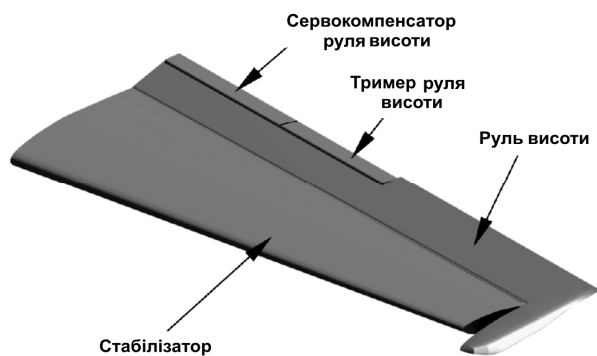


Рис. 2.18. Збірна модель стабілізатора і КВ

Крім програм, модуль дозволяє організувати проектування в автоматичному режимі процесів штампування, різання, лиття тощо. Спроектовані деталі поділяють на групи відповідно до типу передбачуваного оброблення (фрезерування, точіння, лиття, штампування тощо) і опрацьовують технологію їх виготовлення.

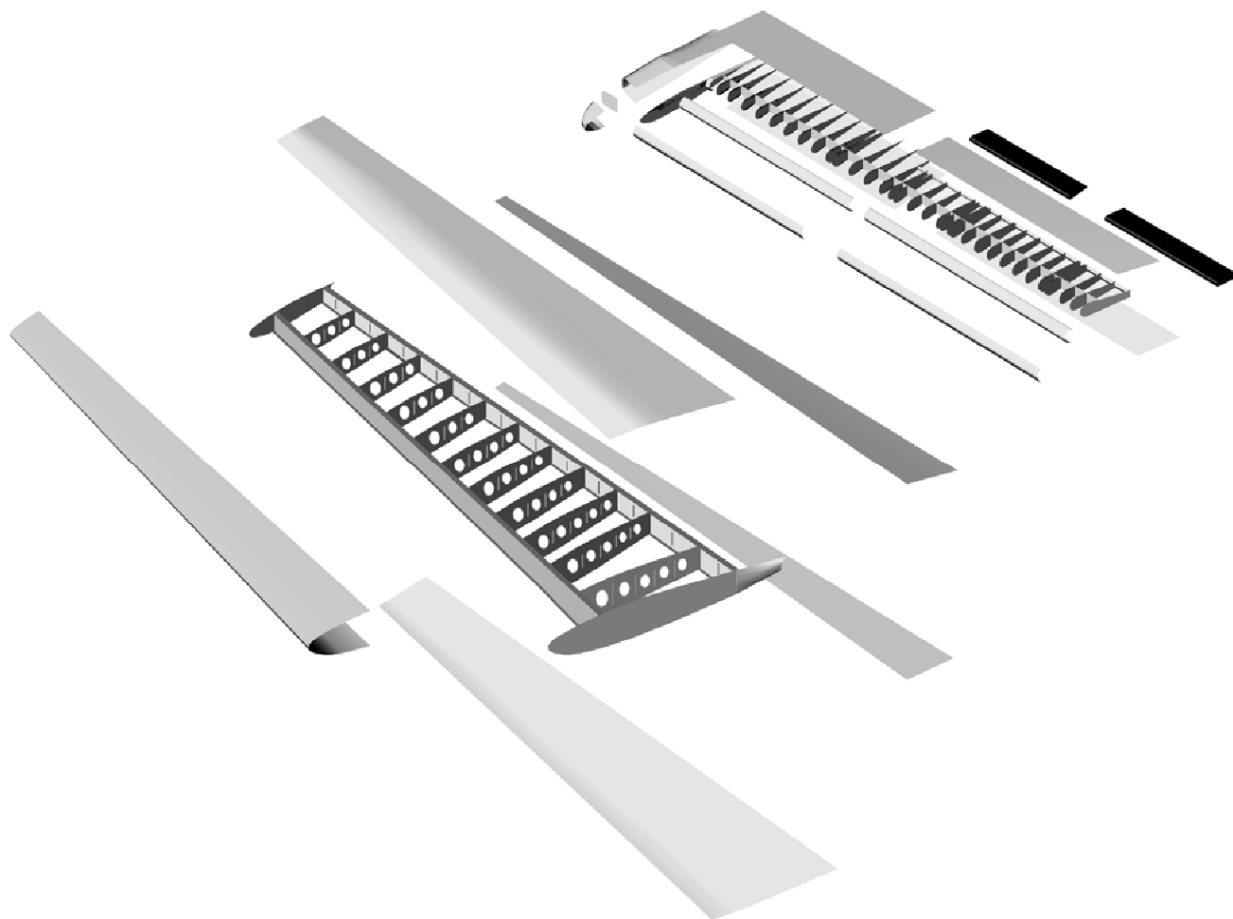


Рис. 2.19. Схема технологічного розчленовування стабілізатора і КВ

Крім цього, отримані моделі використовують для формування технологічного оснащення і створення конструкторської і технологічної документації. Даний процес у комп'ютерних системах значно спрощений. Це

пов'язано з тим, що побудова об'ємної моделі в трьох основних проекціях здійснюється автоматично, а побудова геометричних перетинів — процес побудови кривих перетину тіла моделі та січної площини (також автоматизований). Отже, при створенні креслярської документації практично виключені помилки побудови, оскільки всі побудови виконуються з використанням одного першоджерела (моделі деталі, вузла тощо). Для створення експлуатаційної і ремонтної документації необхідно здійснити процес «розбирання» отриманих агрегатів на збиральні деталі. Процес істотно спростить той факт, що одночасно з формуванням моделей ведеться і процес створення специфікацій і необхідної конструкторської документації. Розгруповані вузли розміщують на полі пояснюючих рисунків відповідно до правил оформлення експлуатаційної і ремонтної документації, а текстова частина створюється на базі наявної конструкторської документації.

Отже, використання CAD/CAM/CAE систем дозволяє здійснювати проектування агрегатів планера літака з істотно більшою ефективністю завдяки таким перевагам:

- створені моделі є першоджерелом інформації для інших вживаних модулів і систем або зовнішніх програмних продуктів;
- всі побудови можуть використовуватися надалі для створення конструкторської, технологічної, експлуатаційної і ремонтної документації;
- процеси роботи над конструкцією і технологією агрегату можуть вестися практично паралельно;
- за допомогою використання інформаційного менеджменту спрощується робота зі всією номенклатурою документації;
- істотно вище показники точності спроектованих вузлів;
- технологічні проблеми виявляються на ранніх стадіях проектування агрегата, а не в процесі виробництва й оперативно усуваються;
- з'являється можливість проектувати рівномічні конструкції із безперервною зміною геометричних параметрів;

- істотно знижується трудомісткість проектування, виготовлення деталей і вузлів агрегата.

Подана методика створення аналітичних еталонів літакових конструкцій є типовою для створення аналітичних еталонів крила, фюзеляжу, вертикального оперення. Окремі особливості її реалізації викладені в наукових збірках і навчальних посібниках [13, 46, 109, 112, 127, 150 – 152, 170, 172, 237, 240 – 244, 278, 285, 286, 326, 333, 429, 462].

2.3. МЕТОД АНАЛІЗУ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБ'ЄМНОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МОДЕЛЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ РЕГУЛЯРНИХ ЗОН ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ CAD\CAE ANSYS

У конструкції планера літака є велика кількість концентраторів напруження і конструктивних нерегулярностей у вигляді отворів для установлення кріпильних елементів [141, 142, 147].

У процесі експлуатації і ресурсних випробувань конструкцій сучасних літаків встановлено, що втомне руйнування силових елементів конструкції відбувається як у зоні концентрації напруження, так і в зоні інтенсивного розвитку фретинг-корозії [35, 41, 73, 98, 214, 221, 253, 312, 413, 443, 456, 466].

Ресурс планера літака має відповідати ресурсу регулярної зони збірних конструкцій. Довговічність нерегулярних зон має перевищувати довговічність регулярних зон або дорівнювати їй. Типовими концентраторами регулярних зон збірних конструкцій є отвори, заповнені кріпильними елементами. Довговічність конструктивних елементів з такими концентраторами визначається характеристиками локального НДС, що створюється в процесі додатка до елементів змінних навантажень [96].

Розглянемо вплив конструктивно-технологічних параметрів на характеристики НДС моделей елементів регулярних зон збірних конструкцій.

*2.3.1. Вплив рівня навантаження і типу посадки на зміну
напружено-деформованого стану пластини з циліндричним отвором,
заповненим болтом із натягом і зтяжкою*

Для прогнозування довговічності та її зміни при заданому рівні навантажень необхідно розрахувати локальний напружено-деформований стан, а також досягти зменшення амплітуди локального напруження і деформацій в зоні установлення кріплення.

Для аналізу НДС в елементах з'єднання з використанням пружних моделей застосовували принцип суперпозиції [456]. При цьому отримували завищені значення напруження, що спричиняло похибку у визначенні довговічності елементів з'єднань.

При установленні болта з радіальним і осьовим натягом у пластині виникають деформації пружної пластичності.

Застосування розрахункових комплексів програмної реалізації методу скінченних елементів, одним з яких є ANSYS [474], дозволяє врахувати й оцінити локальне НДС з урахуванням поведінки пружної пластичності матеріалу.

Як наголошувалося в роботі [437], пластичність є неконсервативний процес з розсіюванням енергії, залежний від історії навантаження моделі. Тому при розгляді даного явища важливим є питання про послідовність моделювання процесу установлення кріпильного елемента і додатка навантажень.

За об'єкт дослідження вибрано розтягувальну пластину з отвором, заповненим болтом. При цьому розглядали різні варіанти установлення болта: з радіальним натягом 1 %; з осьовим зтягуванням $P_s = 12072, 17140$ і 24000 Н; з радіальним натягом і осьовим зтягуванням (рис. 2.20).

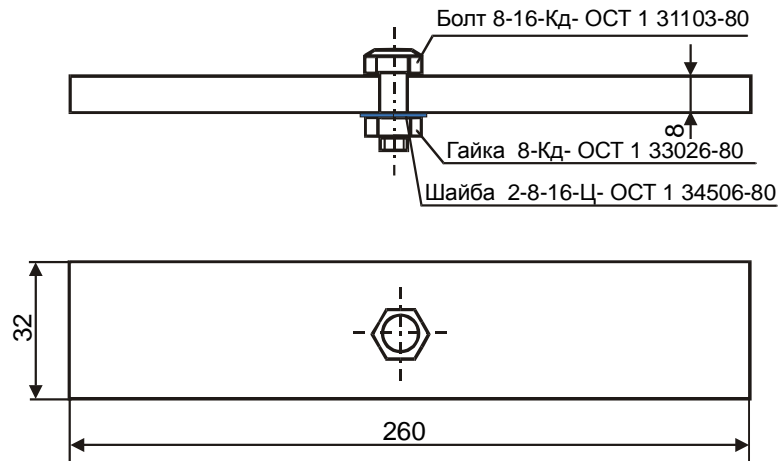


Рис. 2.20. Геометрична модель пластини з отвором, заповненим болтом

При визначенні локального ПДВ у пластині з отвором, заповненим кріпильним елементом, мають місце три типи нелінійності:

1. Геометрична.
2. Фізична – нелінійна залежність між напруженням і деформаціями. Матеріал пластини – алюмінієвий сплав Д16АТ з модулем пружності $E = 70000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$ [11, 12]. Для матеріалу пластини було застосовано полілінійну модель пружнопластичності з урахуванням кінематичного зміцнення. Матеріал болта – сталь 30ХГСА з модулем пружності $E = 210000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$. Для болта було використано модель лінійної пружності, що є числовою реалізацією закону Гука.
3. Контактна – зміна стану контактних поверхонь у процесі деформації.

Враховуючи геометричну симетрію і характер навантаження пластини, розглядаємо 1/4 пластини з відповідними граничними умовами (рис. 2.21).

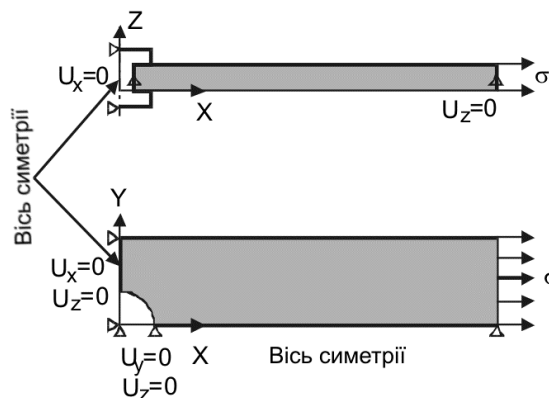


Рис. 2.21. Розрахункова схема пластини з отвором, заповненим болтом

По осях симетрії (площини ZX і ZY) задавали умови симетрії. Для обмеження переміщень уздовж осі Z задавали обмеження по Z-й компоненті вектора переміщень для серединних вузлів, розташованих по осях симетрії пластини.

Розрахунок локального НДС проводили за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS.

Скінченноелементна модель (рис. 2.22) складається з об'ємних двадцяти вузлових елементів SOLID95, а також контактних елементів другого порядку TARGE170 і CONTA174.

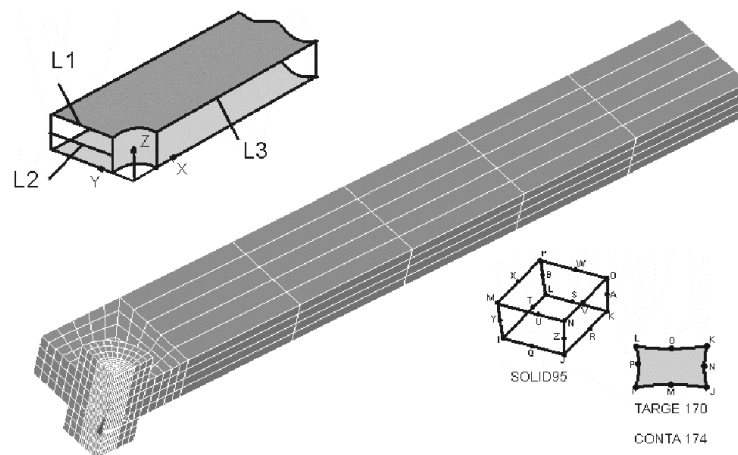
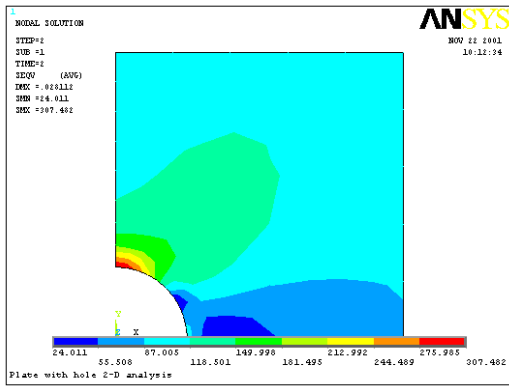


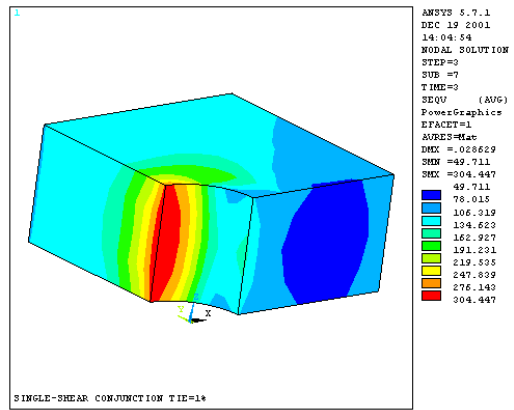
Рис. 2.22. Скінченноелементна модель пластини з отвором, заповненим болтом

Проведено розрахунок локального НДС у пластині з вільним отвором і отвором, заповненим болтом. Характер розподілу еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом при напруженні в перетині бруття $\sigma^{bp} = 100$ МПа, показано на рис. 2.23, 2.24.

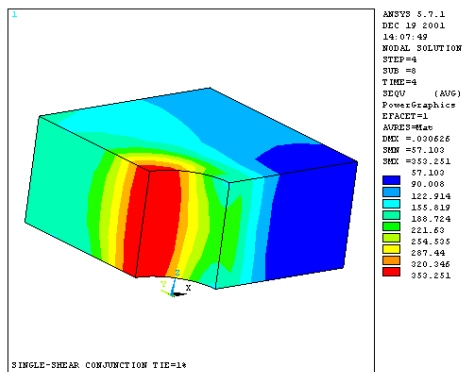
Досліджено вплив рівня навантаження σ^{bp} на локальний НДС у пластині, а також проведено розрахунок амплітуди і середніх значень локального еквівалентного напруження і деформацій. Результати розрахунку показано на рис. 2.25 – 2.28, де 1 – без затягування і натягу; 2 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$; 3 – із затягуванням $P_3 = 17140$ Н; 4 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_3 = 17140$ Н; 5 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_3 = 17140$ Н (принцип суперпозиції).



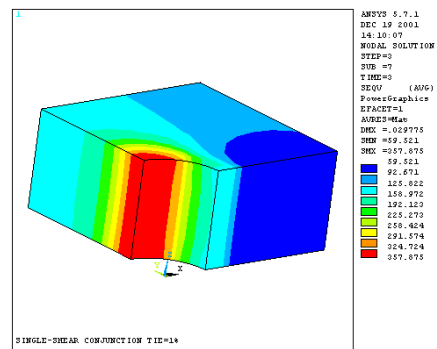
1



2



3



4

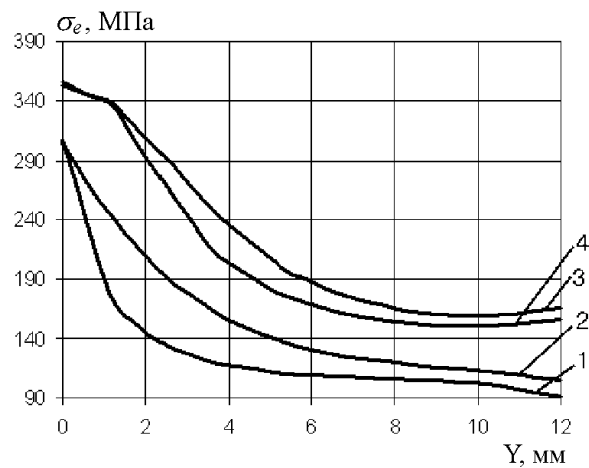


Рис. 2.23. Розподіл еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом: 1 – вільний отвір (без натягу і зтягування); 2 – із зтягуванням $P_3 = 17140 \text{ Н}$ і без натягу; 3 – з радіальним натягом $1 \% d_0$ і осьовим зтягуванням $P_3 = 17140 \text{ Н}$; 4 – з радіальним натягом $1 \% d_0$

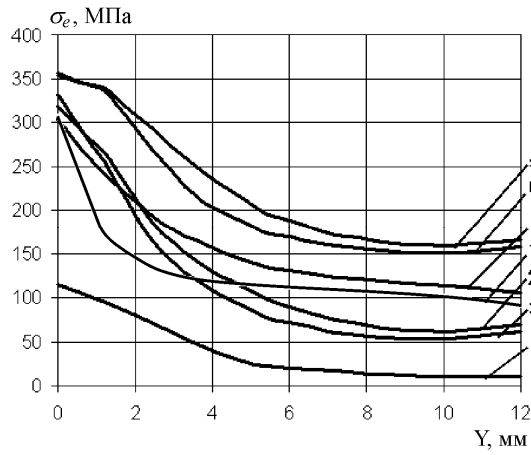


Рис. 2.24. Розподіл еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом: 1 – із затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($\sigma^{\bar{b}p} = 0$ МПа); 2 – з радіальним натягом $1\% d_{\bar{o}}$ і затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($P_3 = 0$ МПа); 3 – з радіальним натягом $1\% d_{\bar{o}}$ ($P_3 = 0$ МПа); 4 – із затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа); 5 – з радіальним натягом $1\% d_{\bar{o}}$ і затягуванням $P_3 = 17140$ Н ($\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа); 6 – з радіальним натягом $1\% d_{\bar{o}}$ ($\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа); 7 – пластина з отвором ($\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа)

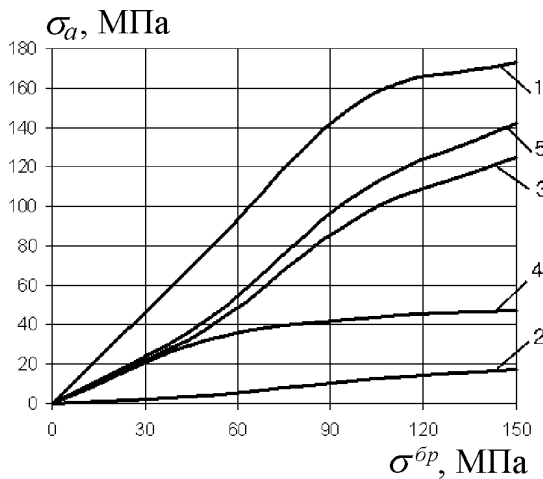


Рис. 2.25. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на величину амплітуди локального напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

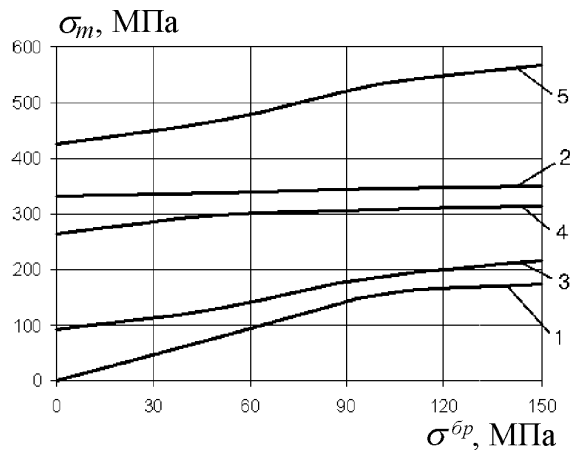


Рис. 2.26. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на величину середнього локального напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

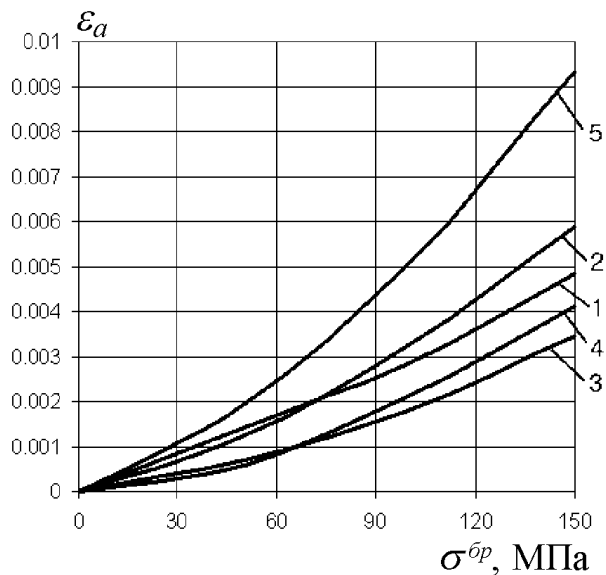


Рис. 2.27. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину амплітуди локальних деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом

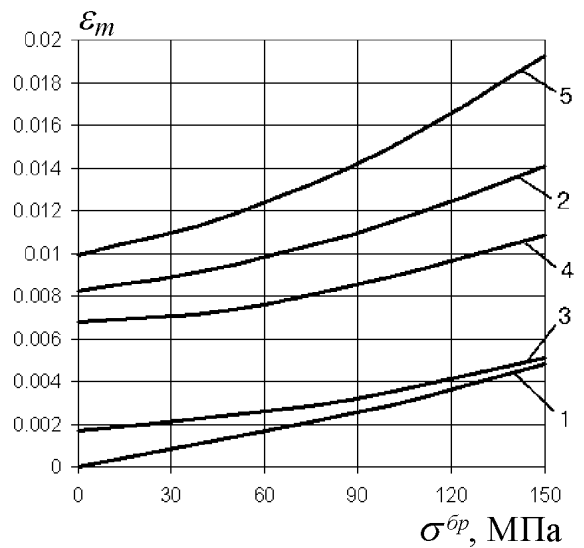


Рис. 2.28. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину середніх локальних деформацій в пластині з отвором, заповненим болтом

Встановлено таке:

1. Установлення в отвір пластини болта з радіальним натягом $1\% d_b$ приводить до зменшення амплітуди локального напруження в досліджуваному діапазоні експлуатаційних навантажень в 9–14 разів і до збільшення середнього напруження в 1,7–1,8 раза порівняно з пластиною з отвором, не заповненим кріпильним елементом, а це, у свою чергу, викликає підвищення рівня прогнозованої довговічності в 45–110 разів.

2. У діапазоні експлуатаційного навантаження ($\sigma^{br} = 90 \dots 150$ МПа) величина амплітуди локального напруження для моделі, що застосовує принцип суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, що не використовує принцип суперпозиції, в 1,3–3 рази.

3. Величина середнього локального напруження для моделі, в якій застосовується принцип суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, в якій не використовується принцип суперпозиції, в 1,75–1,8 раза.

4. Величина амплітуди локальних деформацій для моделі, основаної на принципі суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, в якій не використовується принцип суперпозиції, в 2,3–3,25 раза.

5. Величина середніх локальних деформацій для моделі, в якій

застосовується принцип суперпозиції, перевищує відповідне значення для моделі 4, в якій не використовується принцип суперпозиції, в 1,6–1,8 раза.

Локальний НДС у пластині з отвором, заповненим болтом, також оцінювали за величинами максимальної нормальної розтяжної сили, еквівалентної і максимальної дотичної напружень. Проаналізовано вплив зусилля затягування на амплітуду і середнє локальне напруження в діапазоні експлуатаційних навантажень, відповідних напруженню в перетині бруто пластини від 0 до 150 МПа.

Результат розрахунку показано на графіках (рис. 2.29–2.33).

На них характер заповнення отвору болтом позначено цифрами: 1 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і зусиллям затягування болта $P_3 = 12072$ Н; 2 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і зусиллям затягування болта $P_3 = 17140$ Н; 3 – з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і зусиллям затягування болта $P_3 = 24000$ Н; а буквами відповідно: а – розподіл уздовж лінії L2; б – розподіл уздовж лінії L3.

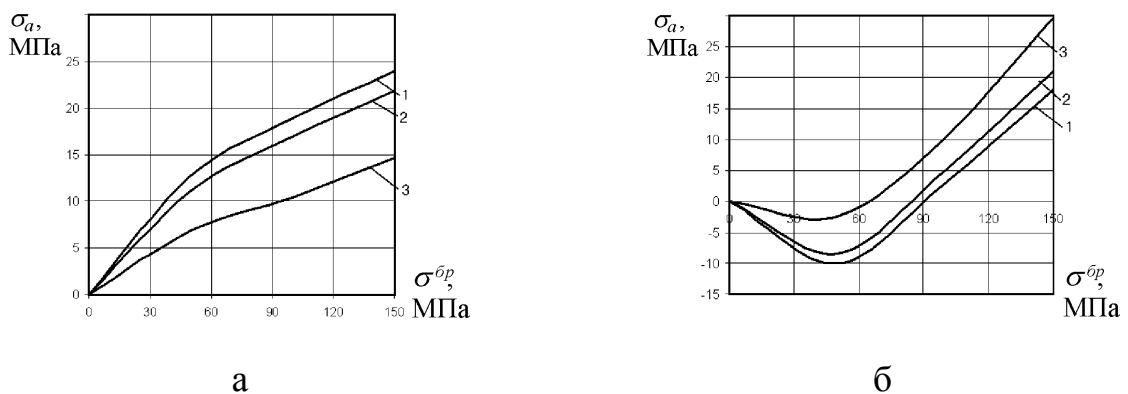


Рис. 2.29. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину амплітуди локального еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

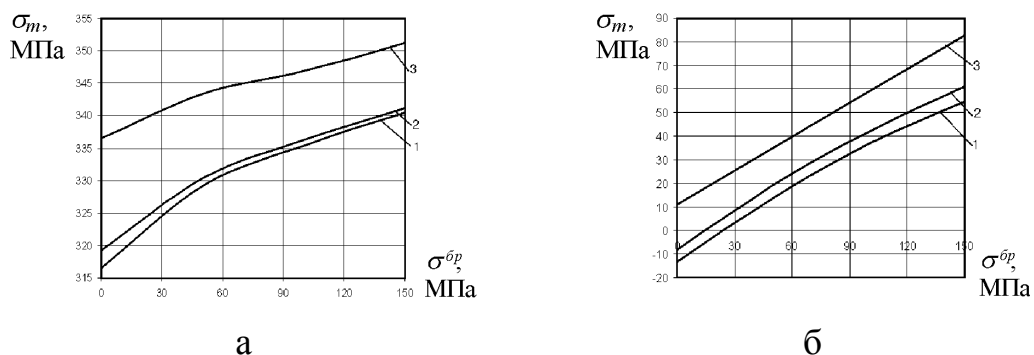


Рис. 2.30. Вплив рівня навантаження σ^{br} на величину середнього локального еквівалентного напруження в пластині з отвором, заповненим болтом

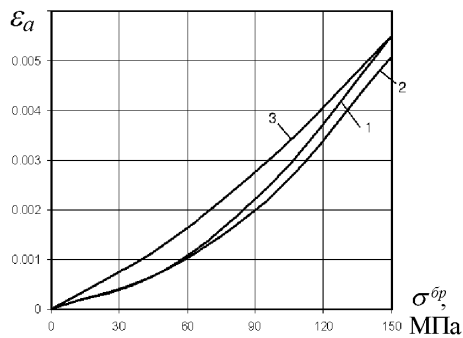


Рис. 2.31. Вплив рівня навантаження на амплітуду еквівалентних деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом (розподіл уздовж лінії L2)

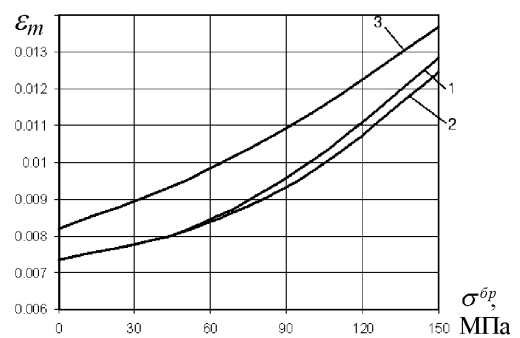


Рис. 2.32. Вплив рівня навантаження на величину середніх еквівалентних деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом (розподіл уздовж лінії L2)

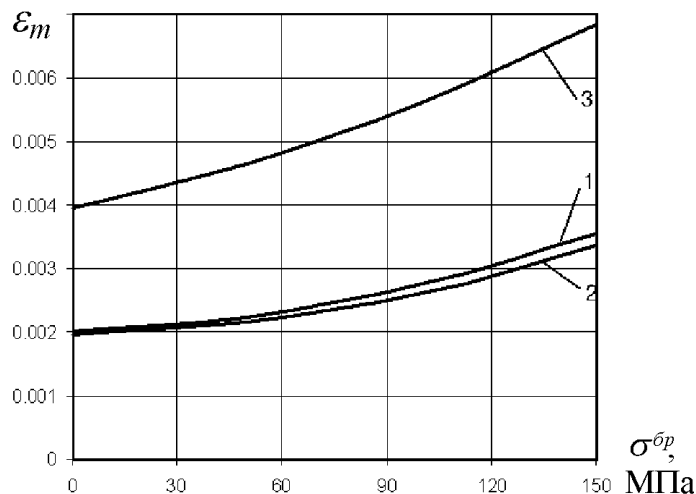


Рис. 2.33. Вплив рівня навантаження на величину середніх деформацій у пластині з отвором, заповненим болтом (розподіл уздовж лінії L2)

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити такі висновки:

1. Збільшення осьового зтягування в досліджуваному діапазоні з $P_z = 12072$ Н до $P_z = 24000$ Н приводить до зменшення амплітуди напруження на 10...80% у діапазоні напруження $\sigma^{\bar{p}} = 80...150$ МПа.
2. Збільшення осьового зтягування викликає збільшення середнього напруження на 3...10% у діапазоні напруження $\sigma^{\bar{p}} = 80...150$ МПа.
3. Збільшення осьового зтягування викликає зменшення амплітуди деформацій на 2...11 % у діапазоні напруження $\sigma^{\bar{p}} = 50...150$ МПа.

4. Збільшення осевого затягування приводить до зменшення середніх деформацій на 2,3...9,8 % у діапазоні напруження $\sigma^{bp} = 50...150$ МПа.

Як зазначалося вище, однією з причин утомного руйнування є фретинг-корозія, що виникає за наявності мікрозсувів між поверхнями деталей, що контактують. У зоні контакту має місце нерівномірність розподілу контактного тиску (рис. 2.34).

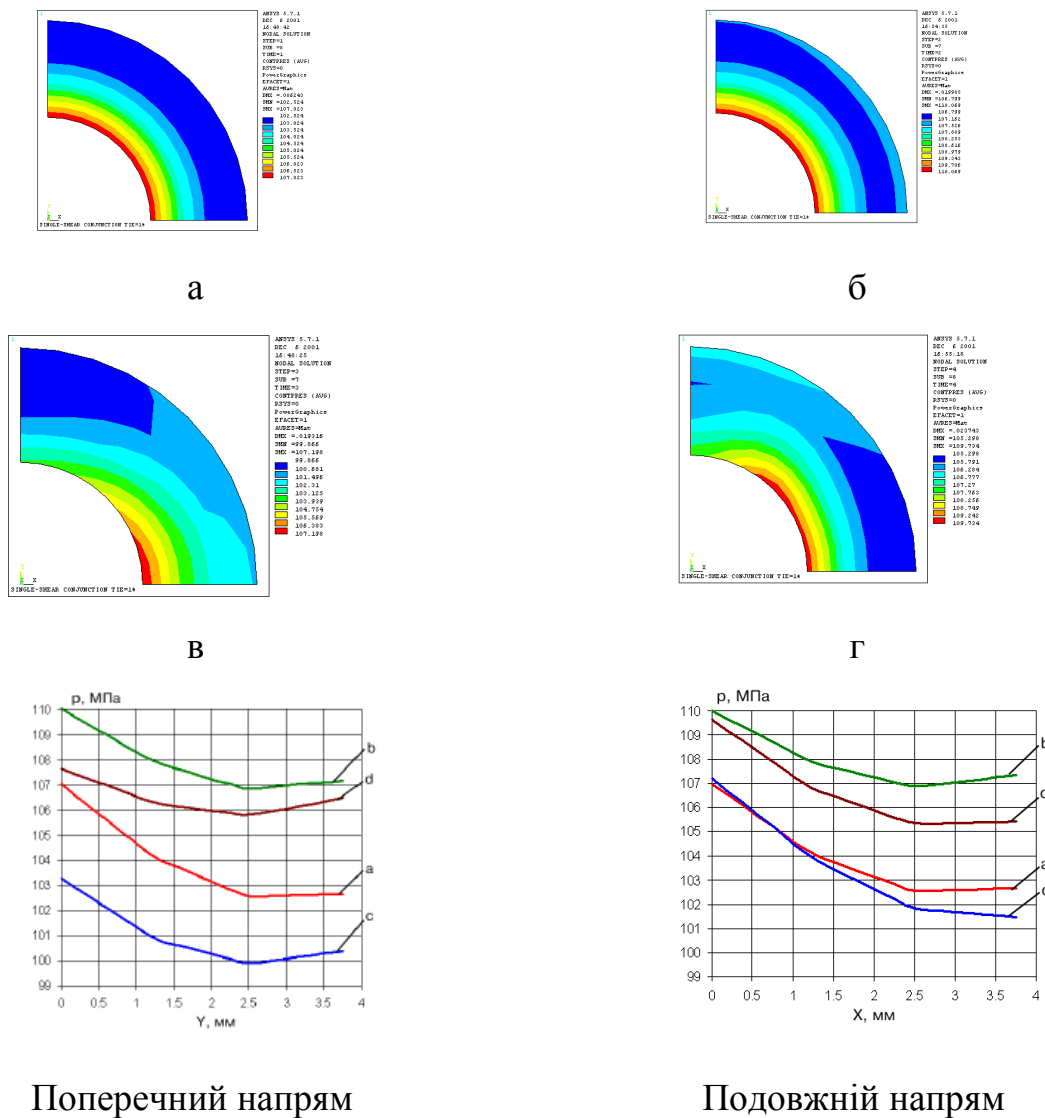


Рис. 2.34. Поле розподілу контактної тиску під головкою болта в пластині з отвором, заповненим болтом: а – з осевим затягуванням $P_3 = 17140$ Н; б – з радіальним натягом $1\% d_0$ і зусиллям осевого затягування $P_3 = 17140$ Н; в – сумісна дія осевого затягування $P_3 = 17140$ Н і розтягального напруження $\sigma^{bp} = 100$ МПа; г – сумісна дія радіального натягу $1\% d_0$ осевого затягування $P_3 = 17140$ Н і розтягального напруження $\sigma^{bp} = 100$ МПа

Аналізуючи результати, слід зазначити, що додаток зовнішнього розтягального навантаження приводить до перерозподілу контактного тиску, при цьому їх середня величина зменшується на 2,8...4 % порівняно з контактним тиском у незавантаженому з'єднанні.

З рис. 2.34 видно, що максимальна величина контактної тиску діє по контуру отвору, причому при додатку зовнішнього розтягального напруження максимум зміщується в точку, що лежить на подовжній осі отвору, таким чином даний напрям стає потенційно небезпечним.

Зміна амплітуди локального напруження уздовж ліній L3 в досліджуваному діапазоні навантажень перевищує відповідне значення уздовж лінії L2 в 1,3 раза, що дає підставу зробити висновок: вірогідною зоною втомного руйнування в пластині з отвором, заповненим болтом, установленим з радіальним натягом і осьовим затягуванням, в умовах дії змінного розтягального напруження і розвитку фретинг-корозії є область під головкою болта уздовж напрямку L3.

2.3.2. Аналіз локального НДС пластини з циліндроконічним отвором, заповненим болтом із потайною головкою

Для потайних зрізних з'єднань базовою моделлю для прогнозування їх витривалості є модель пластини з циліндроконічним отвором, заповненим потайним болтом. У процесі моделювання розглядали різні випадки установлення болта: без натягу і затягування; з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$; з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН; з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН.

Модель є пластиною, виготовленою з листа Д16АТл5 з розмірами 200×48×5, в якій виконано циліндроконічний отвір $\varnothing 8$ мм і кутом зенкування 90°, і накладку 32×48×5, також виконану з листа Д16АТл5, з'єднані сталевим болтом 8-22-Кд-ОСТ1-31191-80.

Геометричні розміри деталі показано на рис. 2.35. У разі установлення болта з натягом різниця між діаметром болта і отвору становить 0,08 мм.

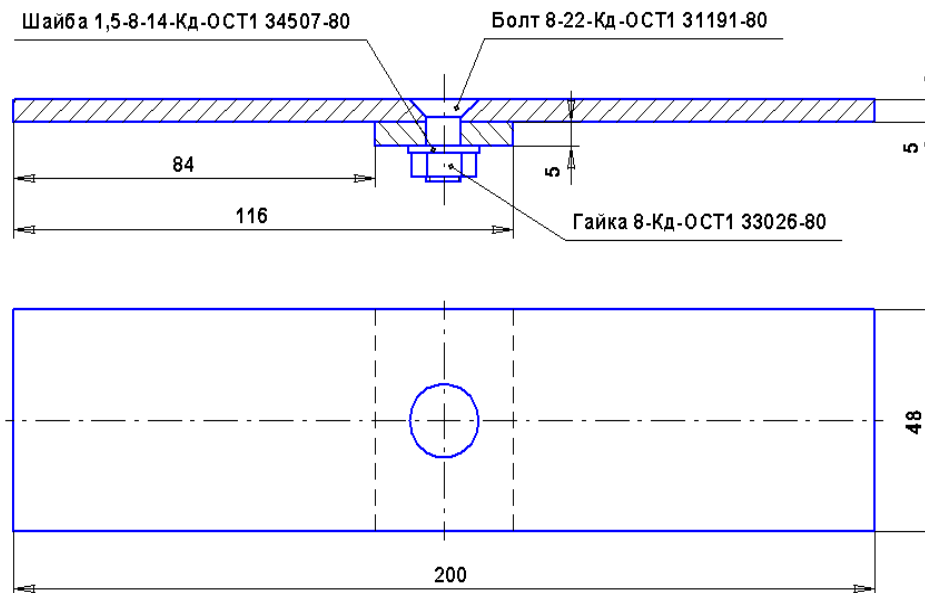


Рис. 2.35. Геометрична модель пластини з циліндроконічним отвором, заповненим потайним болтом

Матеріал болта – сталь 30ХГСА, модуль пружності $E = 210000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. У розрахунках було прийнято лінійно-пружну поведінку матеріалу болта, що описується законом Гука.

Матеріал пластини і накладки – алюмінієвий сплав Д16Т, модуль пружності $E = 70000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. Для опису поведінки матеріалу пластини і накладки вибрано полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення.

Розрахунок локального ПДВ проводили в елементах з'єднання при навантаженні його розтягальними зусиллями за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS для таких варіантів:

- 1) пластина з циліндроконічним отвором;
- 2) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір без радіального натягу і осьового затягування;
- 3) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$;
- 4) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН;

5) пластина з циліндроконічним отвором і накладкою, з'єднаними болтом, установленим в отвір із радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН.

Ураховуючи геометричну симетрію і характер додатка зовнішнього навантаження, розглядали 1/4 моделі з відповідними граничними умовами (рис. 2.36).

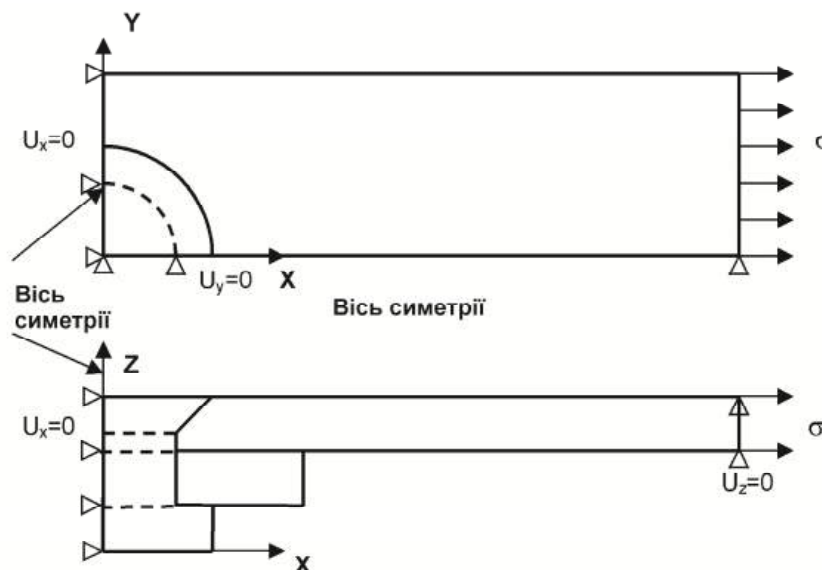


Рис. 2.36. Розрахункова схема моделі пластини з циліндроконічним отвором, накладкою і болтом

По осях симетрії (площини ZX і ZY) задавали умови симетрії. Для обмеження переміщень моделі уздовж осі Z задавали обмеження по Z-й компоненті вектора переміщень для всіх вузлів, розташованих на торцевій поверхні, в місці прикладення зовнішнього розтягального навантаження.

Скінченноелементна модель (рис. 2.37, 2.38) складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, а також контактних елементів CONTA173 і елементів затягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

Радіальний натяг моделювали за допомогою реалізації в контактному алгоритмі ефекту «початкового проникнення» тіла болта в стінку отвору. При моделюванні контактної взаємодії було вибрано модель контакту «поверхня в поверхню» і використано пружну кулонівську модель тертя з коефіцієнтом тертя 0,15. Осьове затягування болта і переднапружений стан в елементах з'єднання, що

виникає в результаті додатка осьового затягування, моделювали із застосуванням спеціального елемента затягування PRETS179. Заздалегідь мешірований болт був «розрізаний» на дві частини, і по вузлах скінченних елементів, що лежать у перетині, що розрізається, шляхом вставлення згенерували спеціальні елементи затягування PRETS179.

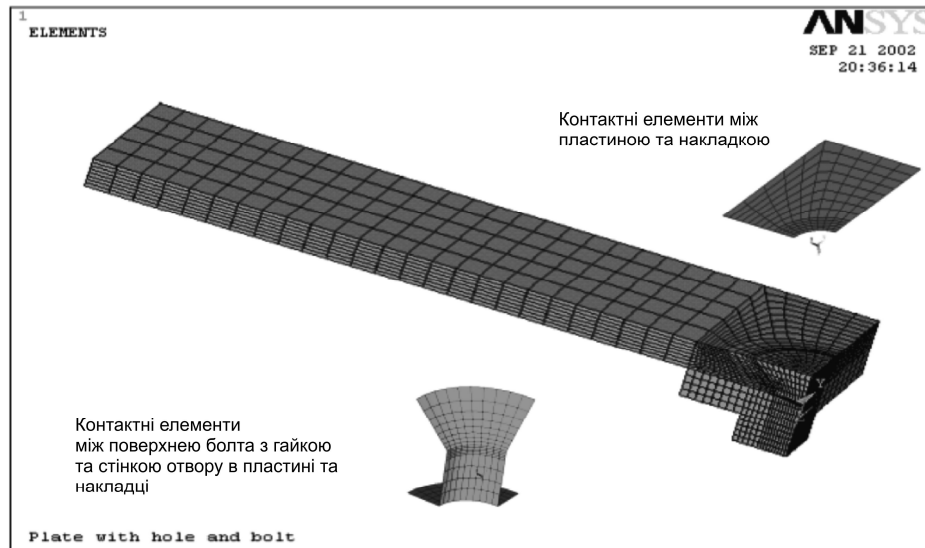


Рис. 2.37. Скінченноелементна модель пластини з циліндроконічним отвором, заповненим болтом

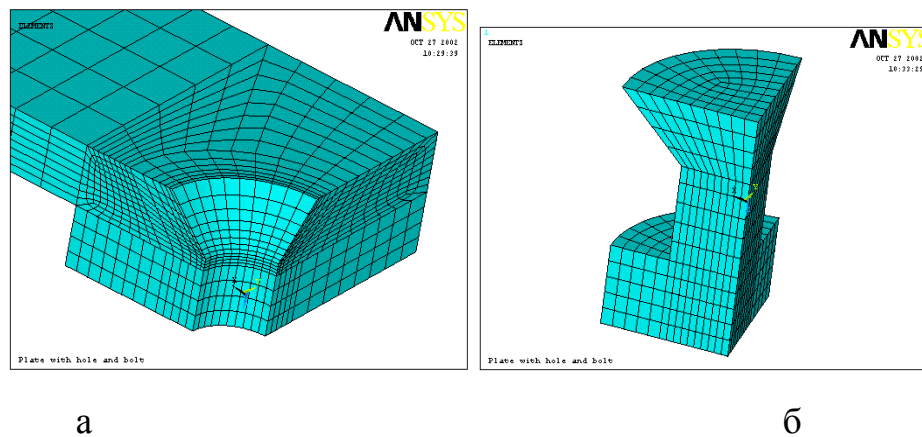
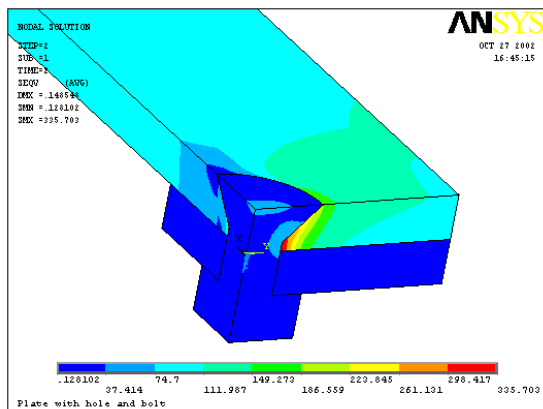


Рис. 2.38. Фрагменти скінченноелементної моделі:

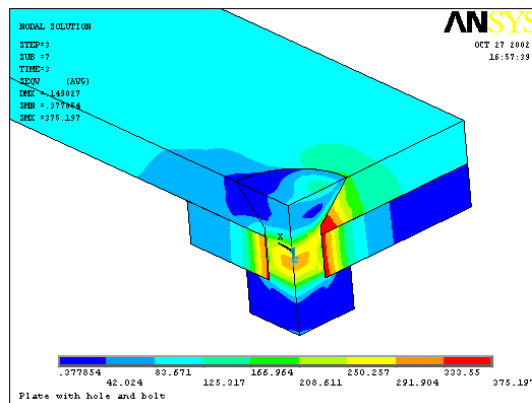
а – пластина і накладка; б – болт із гайкою

Були задані такі опції до аналізу: включені урахування ефектів великих деформацій, повний метод рішення Ньютона – Рафсона без адаптивного спуску, тип розв’язувальної програми PCG з точністю $1E-5$.

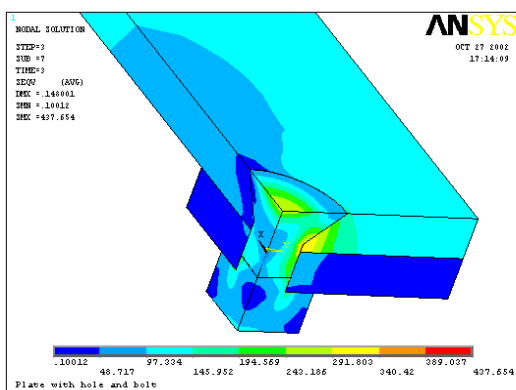
У результаті рішення скінченноелементної задачі було розраховано локальне НДС у пластині, накладці і болті від дії радіального натягу, осьового зтягування і їх сумісної дії в умовах одновісного розтягування пластини. На рис. 2.39 показано поле розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} в елементах з'єднання при рівні навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта.



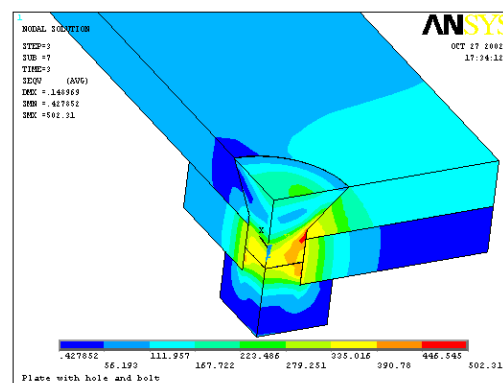
2



3



4



5

Рис. 2.39. Поле розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у елементах з'єднання при рівні навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта

Локальне НДС у пластині з циліндроконічним отвором, заповненим і незаповненим болтом, оцінювали також за величинами максимального нормального розтягального напруження і деформацій (рис. 2.40, 2.41). Проаналізовано вплив радіального натягу й осьового зтягування на локальний НДС пластини.

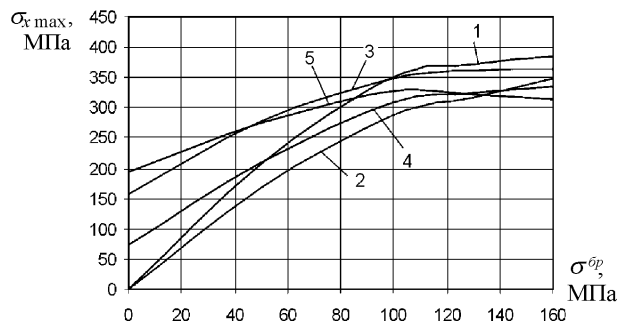


Рис. 2.40. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на величину максимального розтягального напруження $\sigma_{x \text{ max}}$ у пластині з циліндроконічним отвором

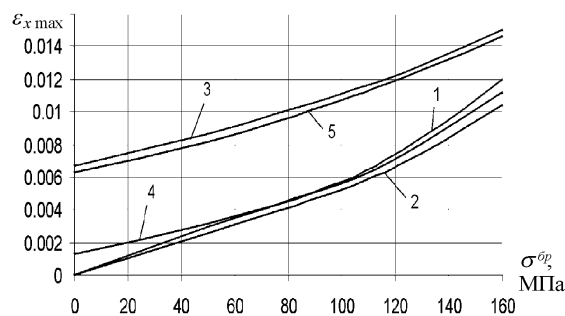


Рис. 2.41. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на величину максимальних розтягальних деформацій $\epsilon_{x \text{ max}}$ у пластині з циліндроконічним отвором

Слід зазначити, що максимальне розтягальне напруження $\sigma_{x \text{ max}}$ при різних варіантах установлення болта і додатка зовнішнього навантаження діють у різних точках пластини.

При встановленні в отвір пластини болта з радіальним натягом $1\%d_0$ і збільшенні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}} = 0.160$ МПа зона, в якій виникають максимальні значення розтягального напруження, плавно зміщується від циліндричної частини отвору в пластині до конічної в поперечному напрямі від осі отвору. При установленні болта в отвір пластини з осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН зона виникнення максимального розтягального напруження знаходиться в нижній області циліндрової частини отвору в пластині в поперечному напрямі від осі отвору. При зростанні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}} = 0.160$ МПа ця зона трохи зміщується в поперечному напрямі углиб пластини. При установленні болта з радіальним натягом $1\%d_0$ і осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН зона виникнення максимального розтягального

напруження не зміщується і розташовується в нижній області конічної частини отвору в пластині. Проте при підвищенні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} > 110$ МПа помітне зниження максимальних значень розтягального напруження з 327 МПа (при $\sigma^{bp} = 100$ МПа) до 315 МПа (при $\sigma^{bp} = 160$ МПа).

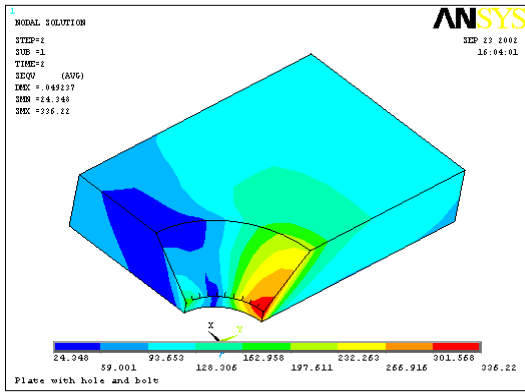
Зона максимальних розтягальних деформацій при установленні болта з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН локалізовано в циліндричній частині отвору в пластині і не зміщується у всьому діапазоні $\sigma^{bp} = 0 \dots 160$ МПа. При радіальному натягу $1\%d_6$ зона виникнення максимальних розтягальних деформацій знаходиться в нижній циліндричній частині отвору в пластині та із зростанням σ^{bp} зміщується у напрямі осі Z. У разі установлення болта з радіальним натягом $1\%d_6$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН зона максимальних розтягальних деформацій розташована в нижній області циліндричної частини отвору в пластині і не зміщується при зміні рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} .

Позитивний ефект від застосування радіального натягу $1\%d_6$, а також його сумісного використання з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН полягає в тому, що в зоні отвору (концентратора напруження) виникає початкове розтягальне напруження, яке, складаючись з напруженням від дії зовнішнього навантаження σ^{bp} , знижують ступінь нерівномірності і амплітуду напруження у всьому діапазоні σ^{bp} порівняно з пластиною, що має отвір.

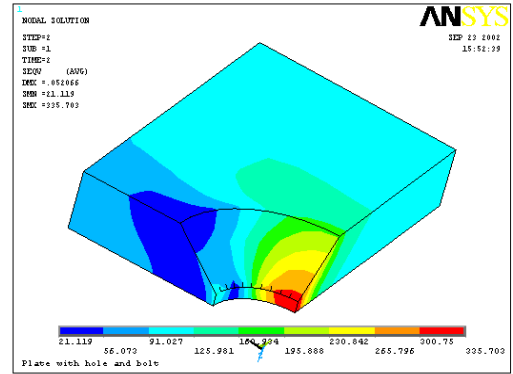
Максимальні розтягальні деформації (див. рис. 2.41) у разі установлення болта з радіальним натягом в 2,13 раза перевищують максимальні розтягальні деформації, відповідні установленню болта без радіального і осьового натягу при однаковому рівні навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа. Додавання до радіального натягу осьового затягування в 1,02 – 1,07 раза зменшує максимальні значення середніх деформацій. При підвищенні рівня зовнішнього навантаження різниця зменшується.

Показано вплив характеру установлення болта і рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} на поле розподілу еквівалентного напруження $\sigma_{eqv \max}$ у пластині (рис. 2.42) і максимальні значення еквівалентного напруження в пластині (рис. 2.43). Порівнюючи величини $\sigma_{eqv \max}$ за варіантами установлення болта, слід зазначити, що максимальні значення еквівалентного напруження в пластині на

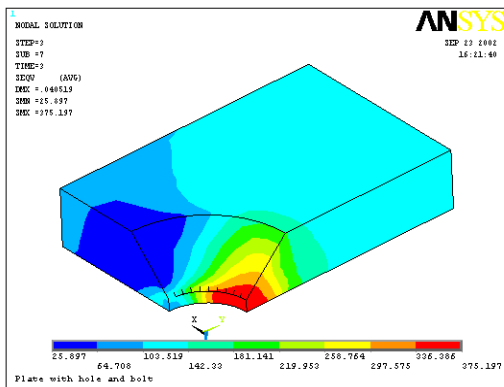
всьому діапазоні зміни зовнішнього навантаження σ^{br} відповідають цим значенням при варіанті установаження болта з радіальним натягом $1\%d_6$ (крива 3). Сумісне застосування радіального натягу $1\%d_6$ і осевого затягування $P_3 = 10$ кН приводить до декілька менших значень $\sigma_{eqv\ max}$.



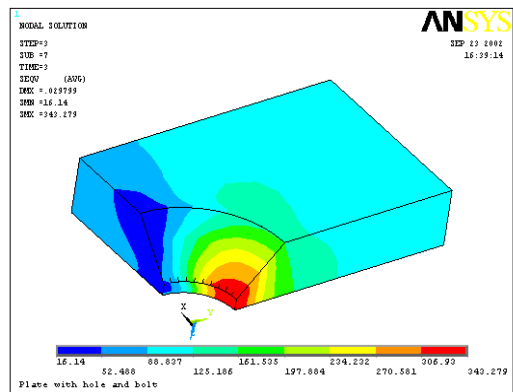
1



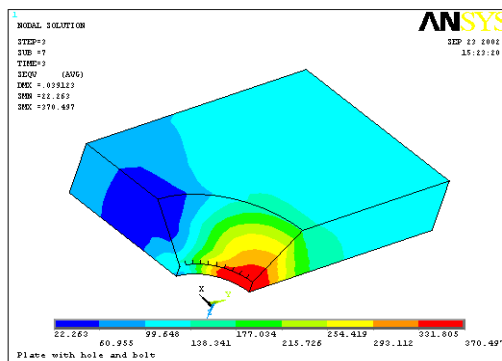
2



3



4



5

Рис. 2.42. Поле розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластині при рівні навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установаження болта

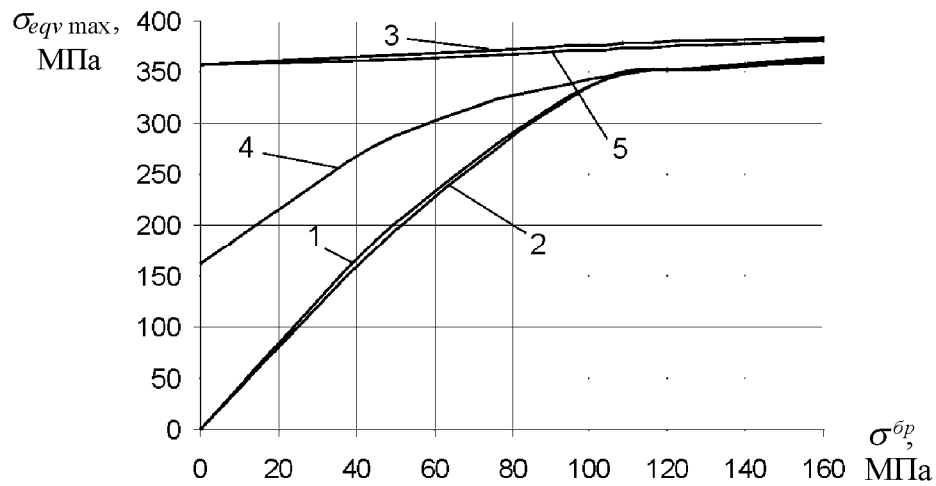


Рис. 2.43. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ і характеру устанавлення болта на величину максимального еквівалентного напруження $\sigma_{eqv\ max}$ у пластині

Оцінити ступінь нерівномірності розподілу напруження в поперечному перетині можна, розрахувавши величини коефіцієнтів концентрації розтягального локального напруження $K_\sigma = \sigma_{max} / \sigma^{\bar{b}p}$ і деформацій $K_\epsilon = \epsilon_{max} / \epsilon^{\bar{b}p}$ при різних варіантах устанавлення болта і рівні прикладеного зовнішнього навантаження (рис. 2.44, а, б).

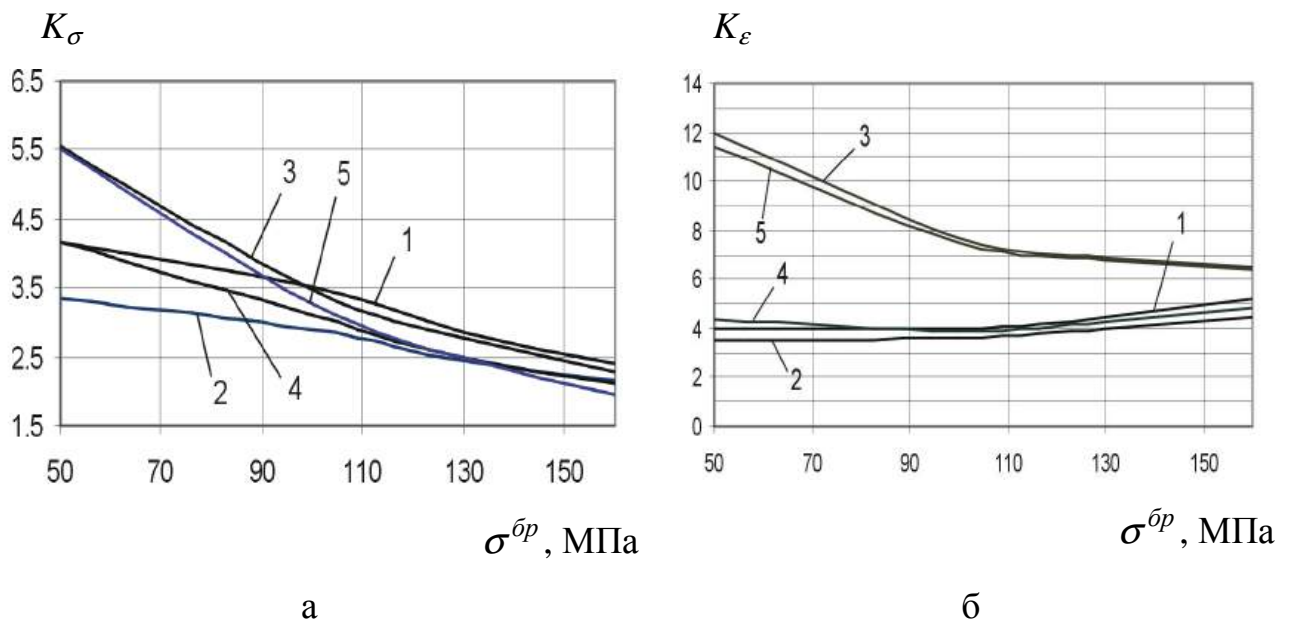


Рис. 2.44. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на величину коефіцієнтів концентрації розтягального напруження (а) і деформацій (б)

З графіка (рис. 2.44, а) видно, що застосування тільки радіального натягу

1 %d₆ зниження коефіцієнта концентрації напруження порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором при $\sigma^{bp} < 100$ МПа не дає. При цьому коефіцієнт концентрації напруження при установленні болта з радіальним натягом порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження при постановці болта без радіального натягу і осьового затягування зростає в 1,05–1,65 раза і набуває максимальних значень порівняно з іншими варіантами установлення болта при $\sigma^{bp} < 100$ МПа. Проте радіальний натяг у поєднанні з осьовим затягуванням при $\sigma^{bp} > 135$ МПа дає найнижчий коефіцієнт концентрації напруження (до 1,1 раза при $\sigma^{bp} = 160$ МПа порівняно з установленням болта без радіального і осьового натягу).

Розрахунок коефіцієнта концентрації деформацій (рис. 2.44, б) показав, що застосування радіального натягу 1 %d₆ підвищує K_ϵ в 1,44–3,35 раза. Із зростанням рівня зовнішнього навантаження ця різниця зменшується. Сумісне застосування радіального натягу 1 %d₆ з осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН також дає порівняно високий коефіцієнт концентрації деформацій, хоча декілька менший, ніж при натягу 1%d₆. При $\sigma^{bp} > 110$ МПа ця різниця стає неістотною.

Оскільки коефіцієнти концентрацій напруження і деформацій не дозволяють однозначно оцінити позитивний ефект від застосування радіального натягу 1%d₆ і осьового затягування $P_z = 10$ кН, то за додаткові критерії було вибрано максимальні значення амплітуди і середнього локального напруження і деформацій в пластині. Результати розрахунку амплітуди і середніх значень локального напруження і деформацій показано на рис. 2.45.

Встановлено, що застосування радіального натягу знижує максимальне амплітудне локальне напруження значно ефективніше, ніж осьове затягування. Сумісне використання радіального натягу з осьовим затягуванням знижує амплітуду локального напруження в 2,17 раза при $\sigma^{bp} = 100$ МПа порівняно з установленням болта без осьового і радіального натягу.

Максимальні амплітудні локальні деформації після застосування радіального натягу також зменшуються (у 1,17 раза порівняно з випадком установлення болта

без радіального і осьового натягу). Відмітною особливістю є те, що осьове зтягування болта у поєднанні з радіальним натягом практично не впливає на картину розподілу максимального амплітудного локального напруження в пластині після радіального натягу при різному рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бп}}$.

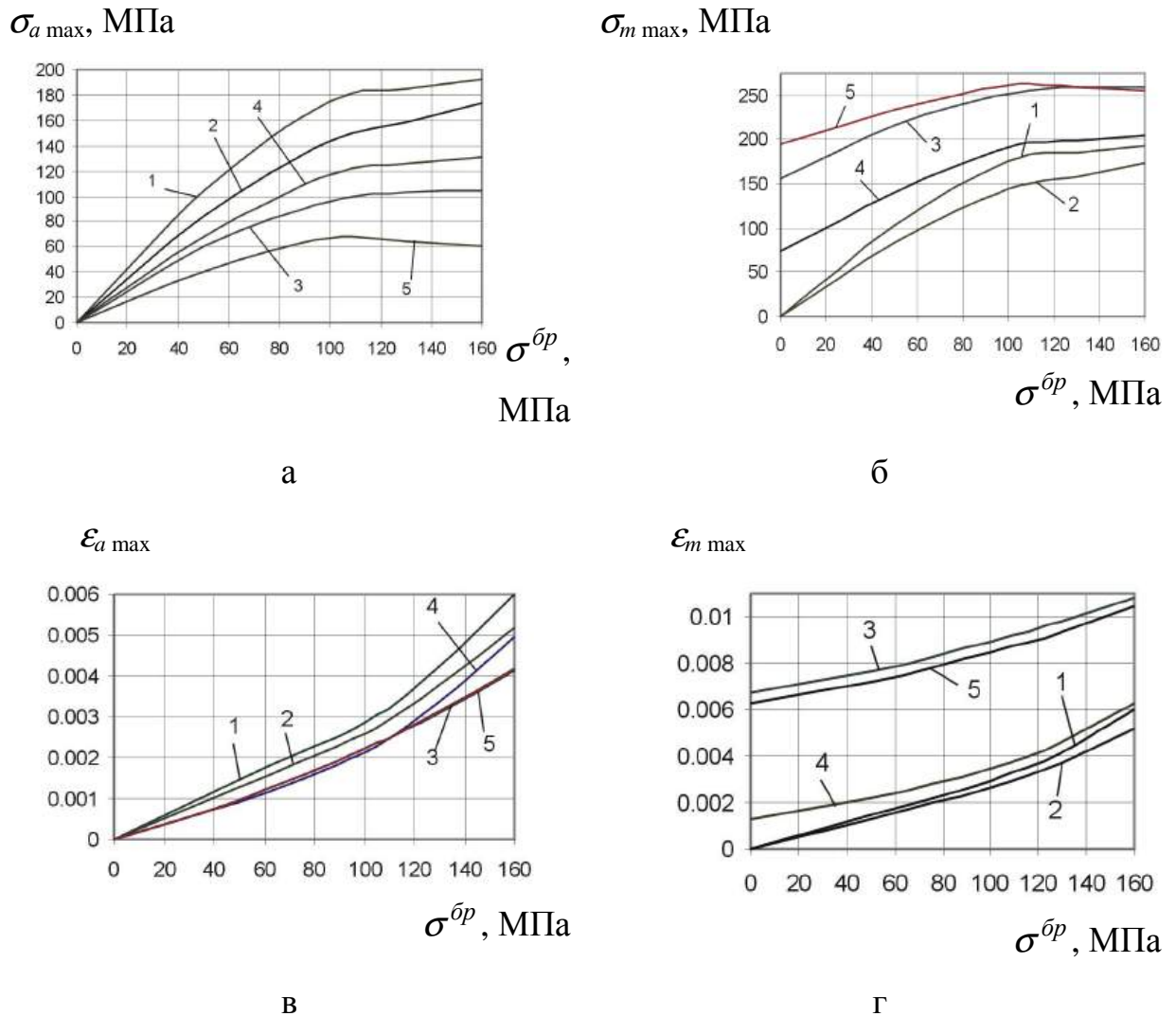


Рис. 2.45. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бп}}$: а – на амплітуду максимального локального напруження в пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом; б – середнє максимальнє локальне напруження в пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом; в – амплітуда максимальних локальних деформацій у пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом; г – середні максимальні локальні деформації в пластині із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом

Максимальне середнє напруження при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} < 130$ МПа відповідають варіанту установлення болта з радіальним натягом і осьовим затягуванням (у 1,82 раза більше порівняно з варіантом без осьового та радіального натягу при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа). При рівні $\sigma^{bp} > 130$ МПа максимум відповідає варіанту з радіальним натягом.

Максимальні середні деформації значно зростають після застосування радіального натягу (у 3,41 раза порівняно з варіантом без радіального і осьового натягу при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа). Застосування радіального натягу 1% d_6 з осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН в 1,05 раза зменшує максимальні середні деформації при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа.

Одним з істотних критеріїв прогнозування й аналізу руйнування елементів з'єднання конструкції потайним болтом є локальний розрахунок контактної тиску між поверхнями елементів конструктивного з'єднання. На рис. 2.46 – 2.49 показано поле розподілу контактної тиску між поверхнями тіла болта, гайки, пластини і накладки.

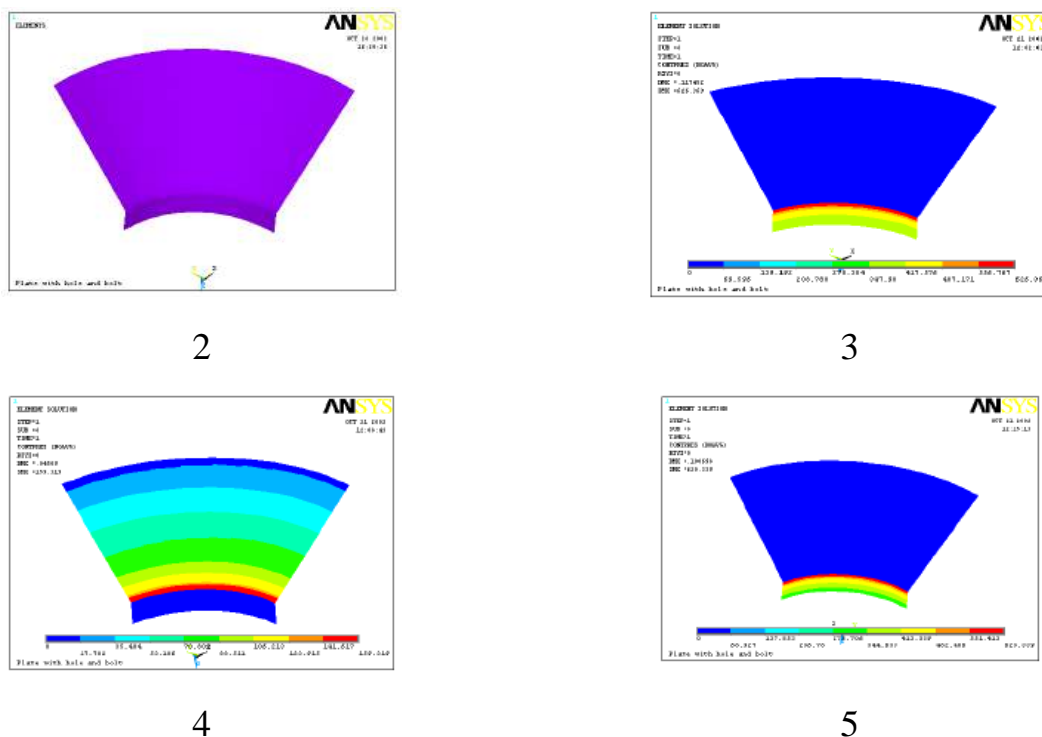
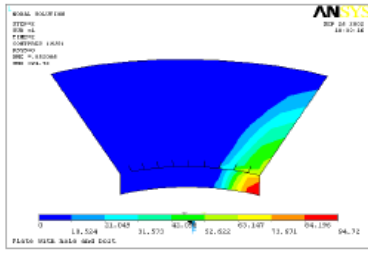
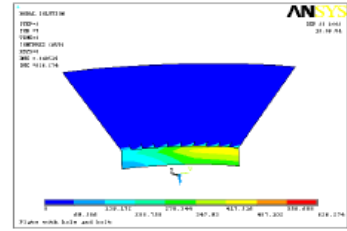


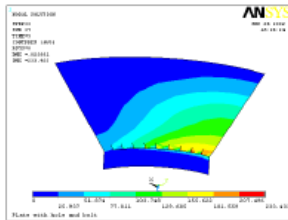
Рис. 2.46. Поле розподілу контактної тиску по циліндроконічній поверхні в зоні контакту тіла болта із стінкою отвору при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 0$ МПа і різних варіантах установлення болта



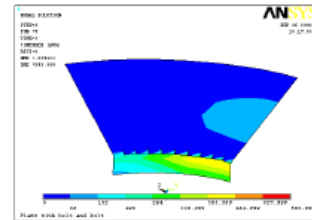
2



3

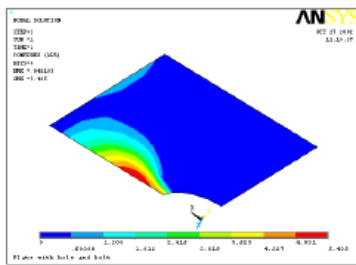


4

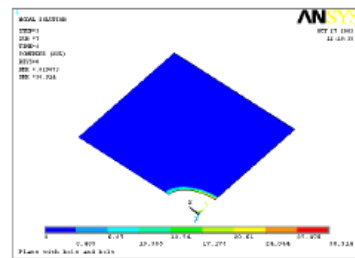


5

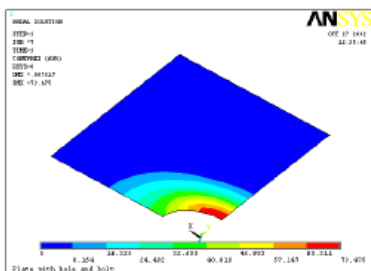
Рис. 2.47. Поле розподілу контактної тиску по циліндроконічній поверхні в зоні контакту тіла болта зі стінкою отвору при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта



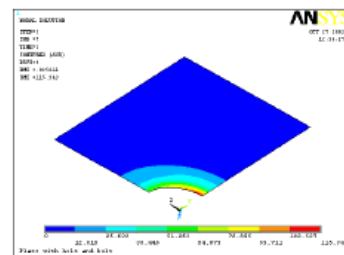
2



3

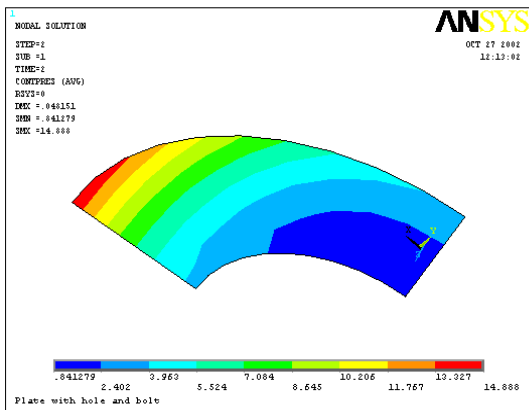


4

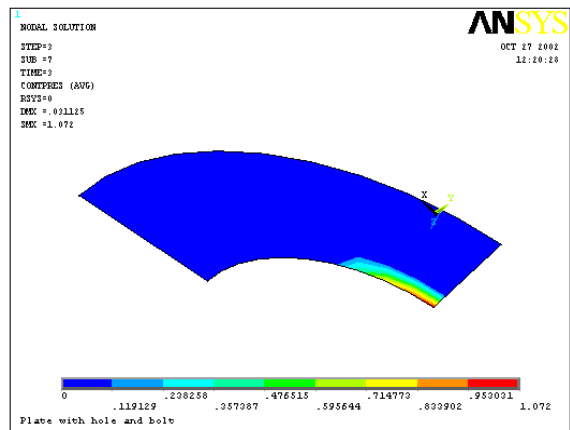


5

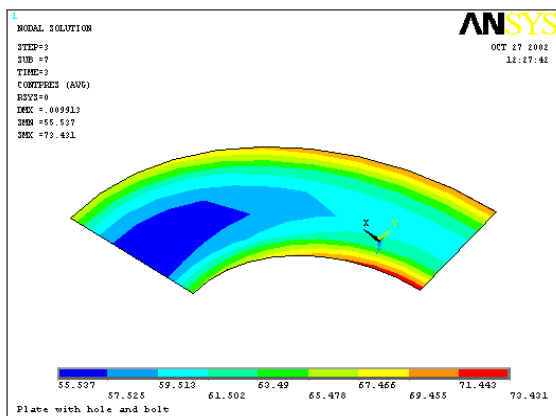
Рис. 2.48. Поле розподілу контактної тиску по поверхні зіткнення пластини з накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта



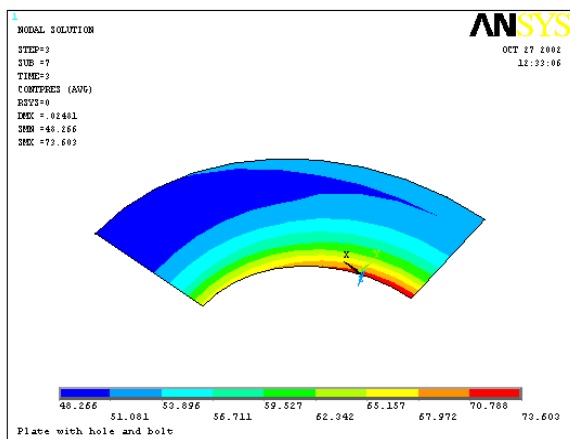
2



3



4



5

Рис. 2.49. Поле розподілу контактної тиску по поверхні контакту тіла гайки з накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта

Аналізуючи поле розподілу контактної тиску між тілом болта і стінкою отвору в пластині (рис. 2.46, 2.47), можна відзначити, що найбільший контактний тиск у пластині з циліндроконічним отвором виникає в таких зонах:

- для варіантів 2, 3 і 5 – у поперечному напрямі в циліндричній частині отвору;
- для варіанта 4 – у поперечному напрямі в конічній частині отвору.

Було також проаналізовано розподіл контактної тиску між пластиною і накладкою і між гайкою болта і накладкою. На рис. 2.48, 2.49 показано поле розподілу контактної тиску по поверхнях зіткнення пластини з накладкою і тіла

гайки з накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 100$ МПа і різних варіантах установлення болта. З урахуванням цього було вибрано різні шляхи для відображення контактної тиску і величин зазорів: L1, L2, L3, L4, L5, L6, L7 (рис. 2.50).

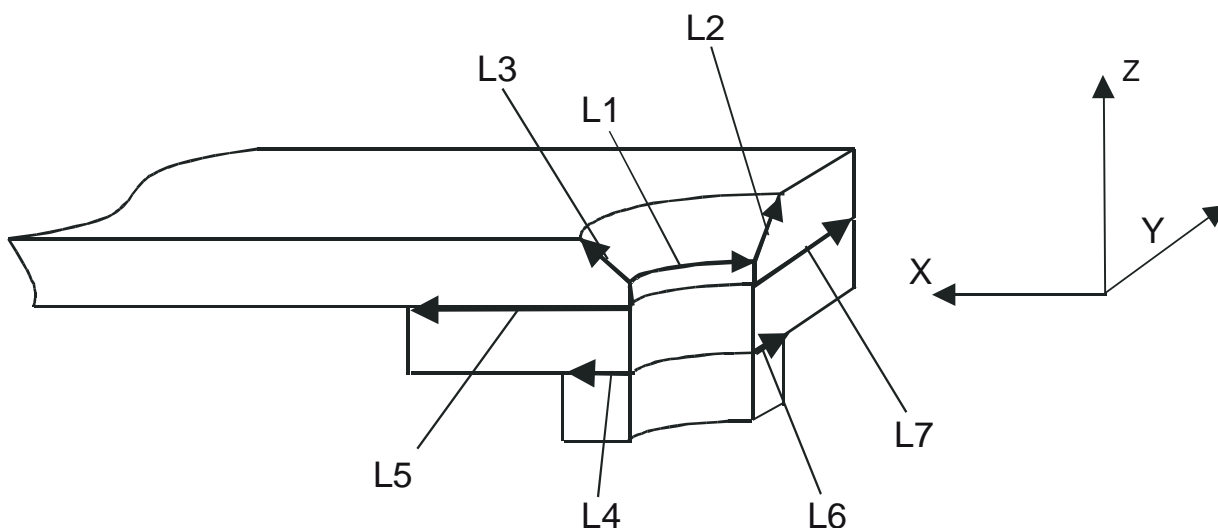
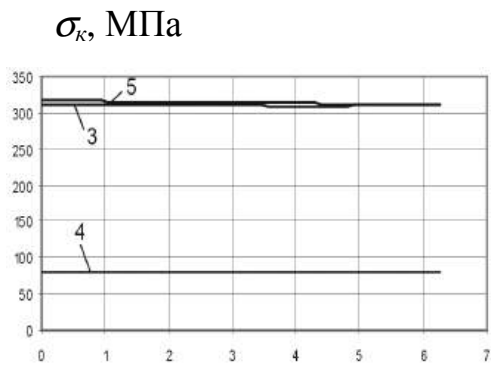


Рис. 2.50. Розташування шляхів L1, L2, L3, L4, L5, L6, L7 для відображення контактної тиску і зазорів між поверхнями елементів з'єднання

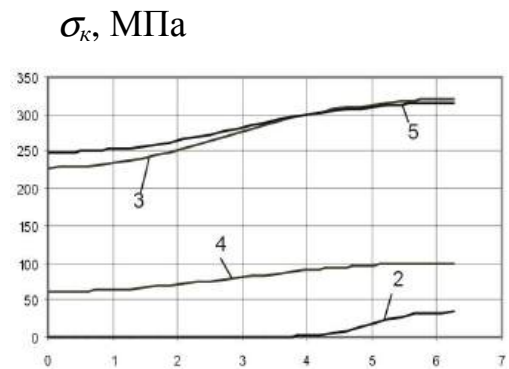
При нульовому рівні зовнішнього навантаження пластини контактні тиски на шляху L1 (рис. 2.51) знаходяться практично на одному рівні. Із зростанням σ^{bp} починає виявлятися нерівномірність розподілу контактної тиску шляху L1: ближче до кінця відліку шляху контактний тиск зростає, а до початку – знижується практично до нуля при найбільшому рівні зовнішнього навантаження. Така поведінка моделі пояснюється її деформацією в зоні знаходження отвору: у поперечному напрямі пластинка стискається, а в подовжньому – розтягується. Зрештою контактний тиск у подовжньому напрямі падає до нуля і між стінкою отвору і тілом болта можливе виникнення зазору.

Аналізуючи графіки на рис. 2.52, 2.53, слід зазначити, що застосування радіального натягу призводить до пікового зростання значень контактної тиску на шляху L2 в циліндричній частині отвору в пластині.



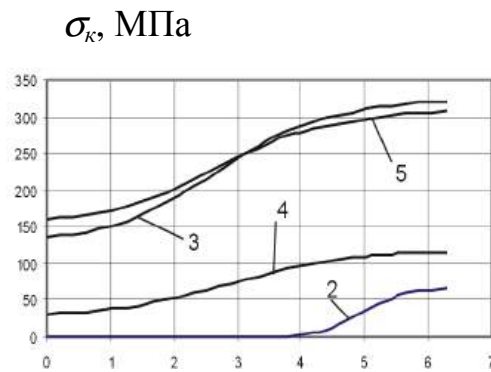
L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 0 \text{ МПа}$$



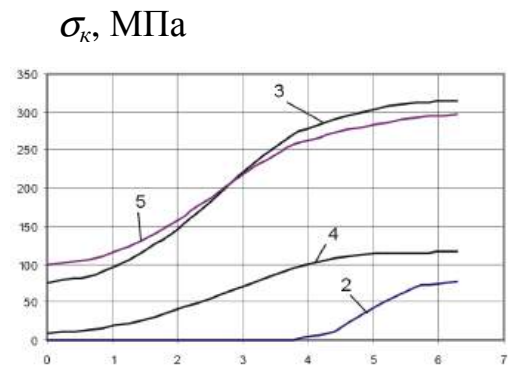
L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 50 \text{ МПа}$$



L1, мм

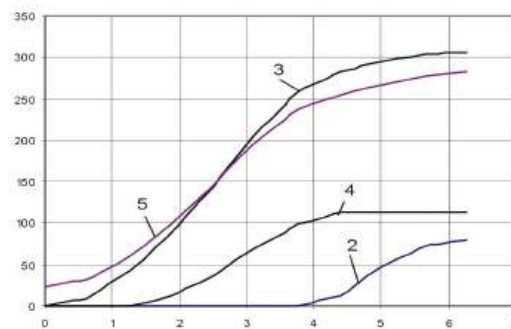
$$\sigma^{\delta p} = 100 \text{ МПа}$$



L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 130 \text{ МПа}$$

σ_k , МПа

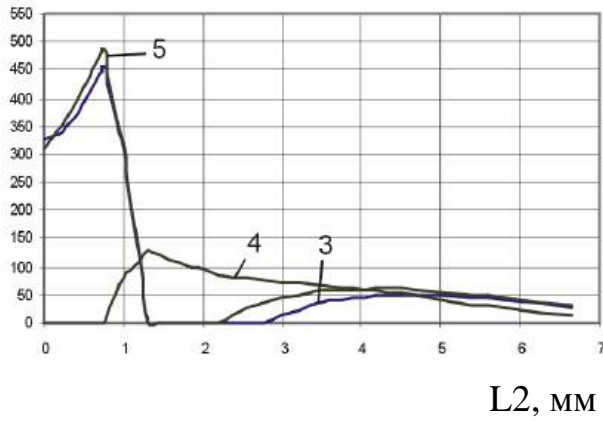


L1, мм

$$\sigma^{\delta p} = 160 \text{ МПа}$$

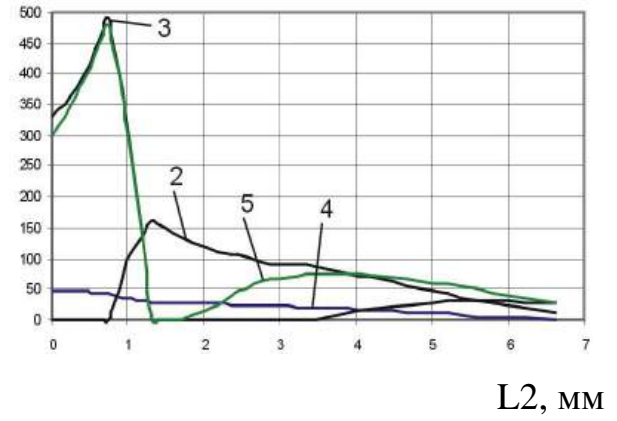
Рис. 2.51. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\delta p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L1

σ_k , МПа



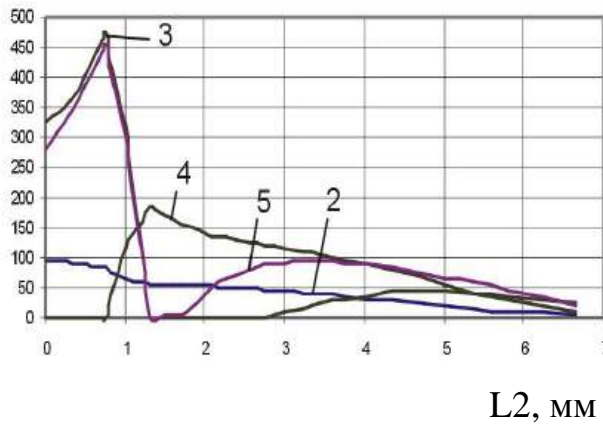
$\sigma^{\bar{op}} = 0$ МПа

σ_k , МПа



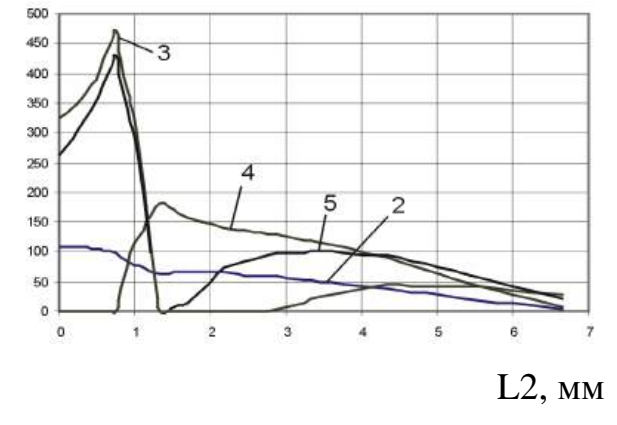
$\sigma^{\bar{op}} = 50$ МПа

σ_k , МПа



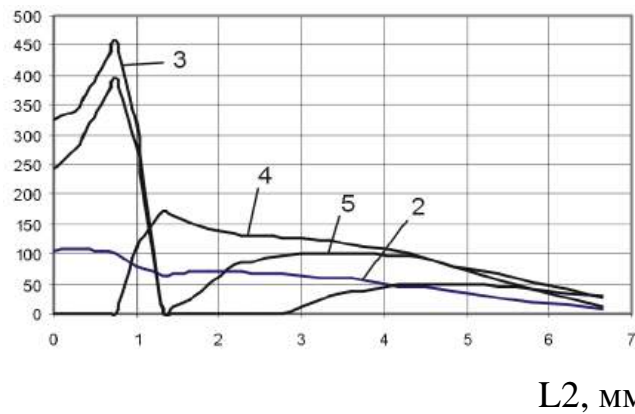
$\sigma^{\bar{op}} = 100$ МПа

σ_k , МПа



$\sigma^{\bar{op}} = 130$ МПа

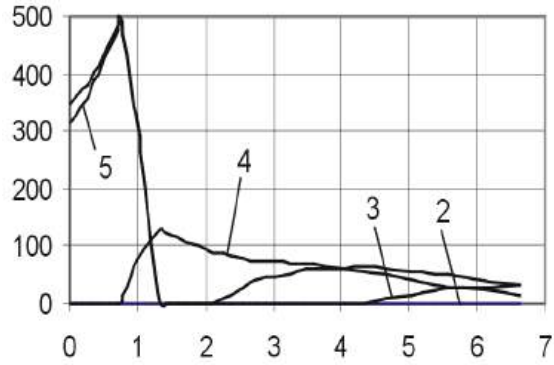
σ_k , МПа



$\sigma^{\bar{op}} = 160$ МПа

Рис. 2.52. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{op}}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху $L2$

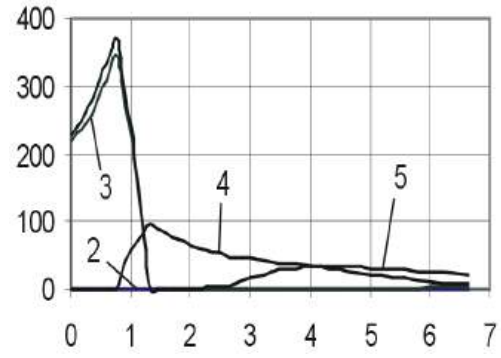
σ_{κ} , МПа



L3, мм

$\sigma^{\bar{b}p} = 0$ МПа

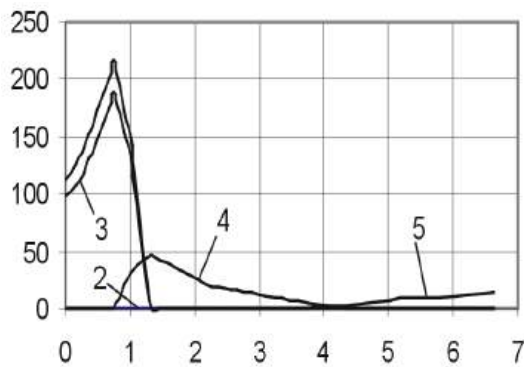
σ_{κ} , МПа



L3, мм

$\sigma^{\bar{b}p} = 50$ МПа

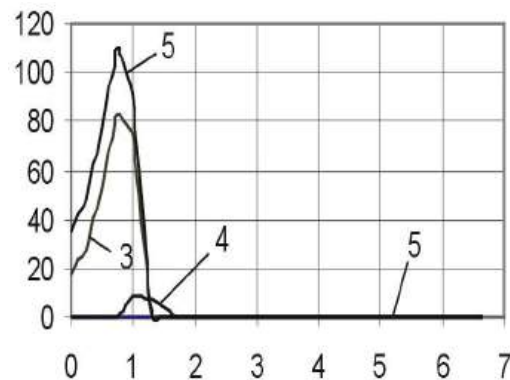
σ_{κ} , МПа



L3, мм

$\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа

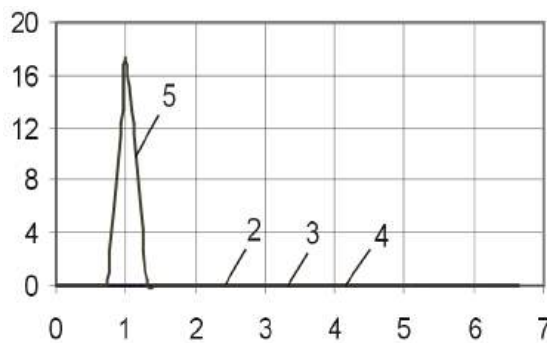
σ_{κ} , МПа



L3, мм

$\sigma^{\bar{b}p} = 130$ МПа

σ_{κ} , МПа



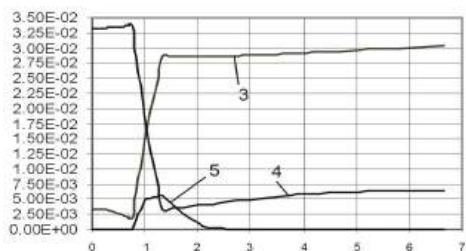
L3, мм

$\sigma^{\bar{b}p} = 160$ МПа

Рис. 2.53. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_{κ} на шляху L3

Про характер розподілу зазорів і контактного тиску між стінкою отвору пластини і тілом болта свідчать графіки (рис. 2.54 – 2.58), де показано вплив рівня навантаження і характеру установки болта на розподіл зазорів Δ по шляху їх найбільш вірогідної появи L3.

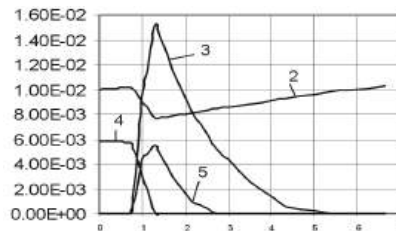
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 0 \text{ МПа}$$

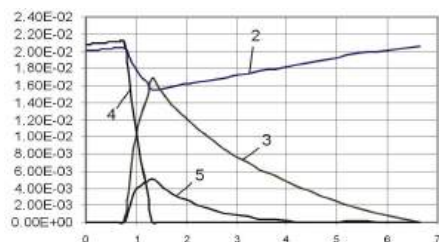
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 50 \text{ МПа}$$

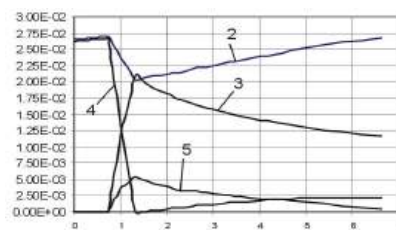
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 100 \text{ МПа}$$

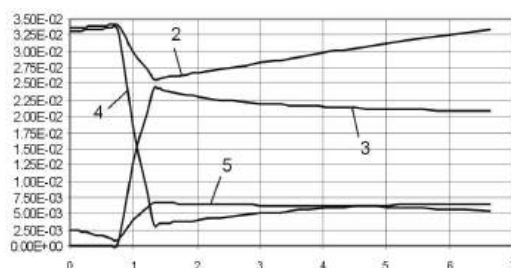
Δ , мм



L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 130 \text{ МПа}$$

Δ , мм

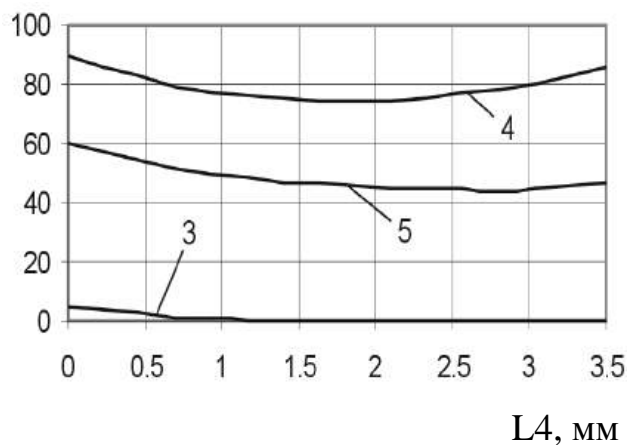


L3, мм

$$\sigma^{\delta p} = 160 \text{ МПа}$$

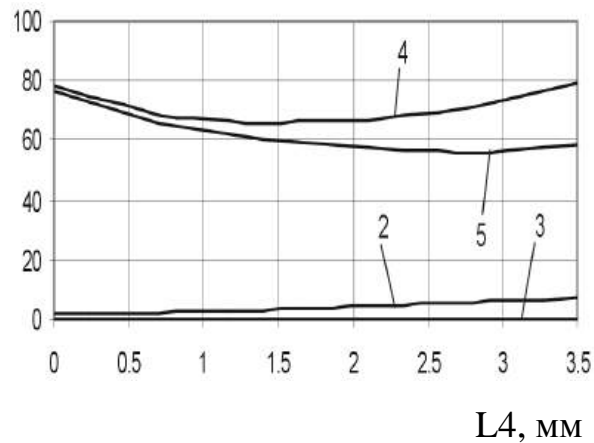
Рис. 2.54. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\delta p}$ на характер розподілу зазорів Δ між тілом болта і стінкою

σ_k , МПа



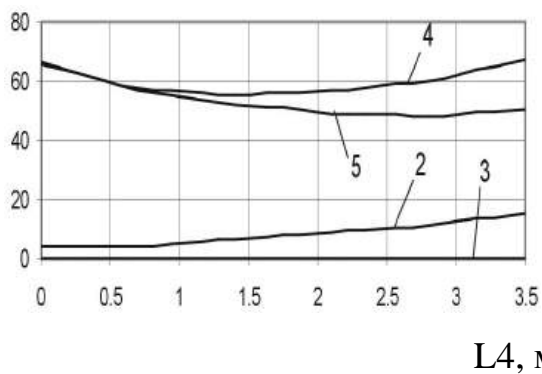
$\sigma^{\delta p} = 0$ МПа

σ_k , МПа



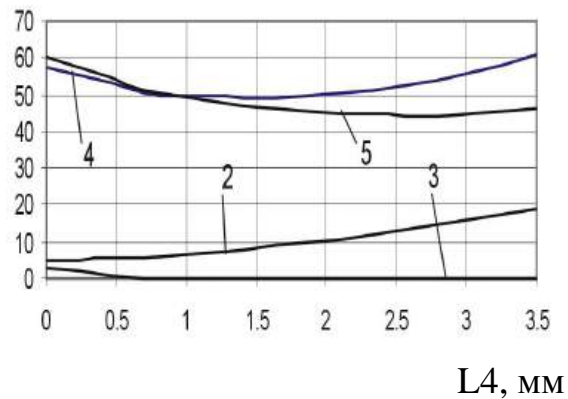
$\sigma^{\delta p} = 50$ МПа

σ_k , МПа



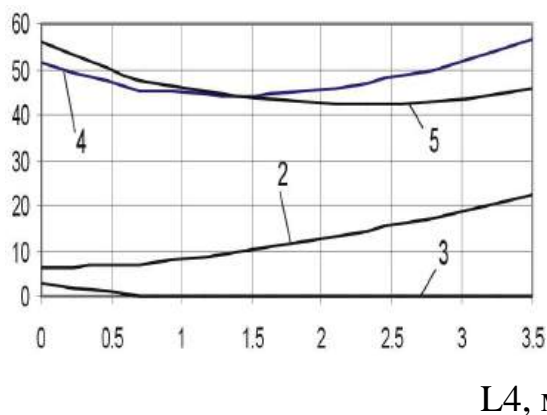
$\sigma^{\delta p} = 100$ МПа

σ_k , МПа



$\sigma^{\delta p} = 130$ МПа

σ_k , МПа



$\sigma^{\delta p} = 160$ МПа

Рис. 2.55. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\delta p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L_4

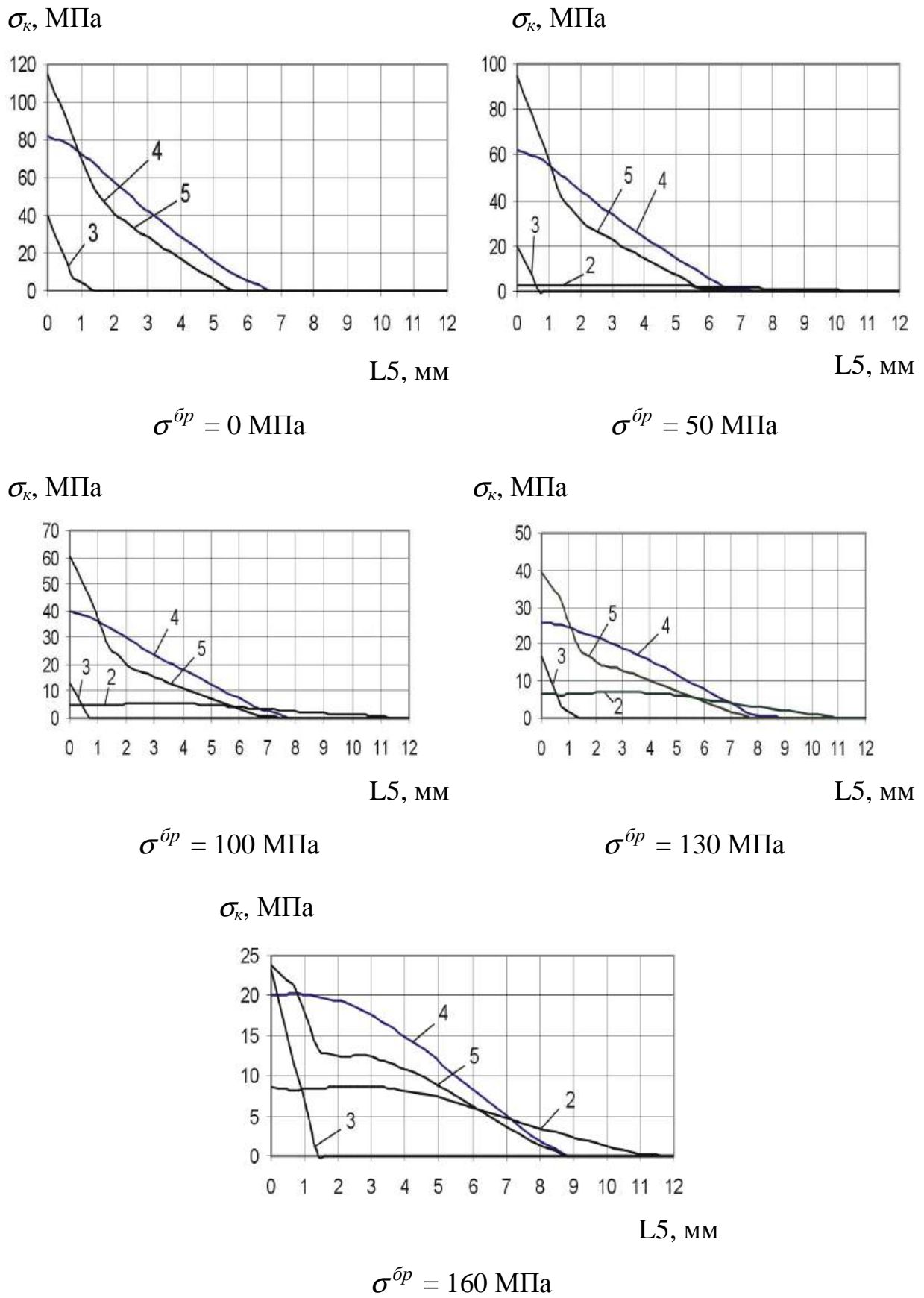
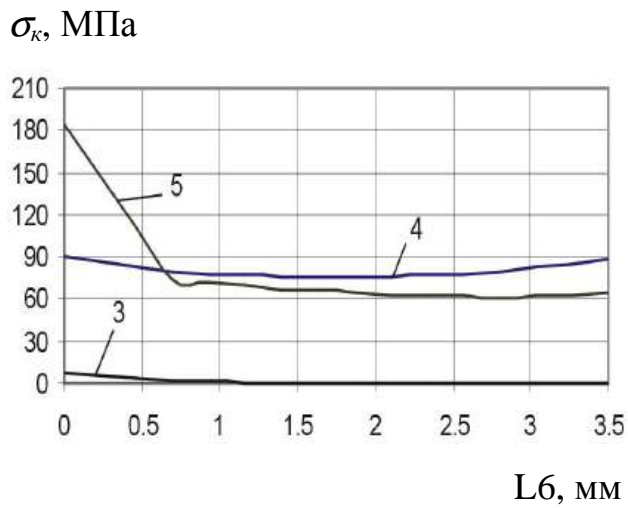
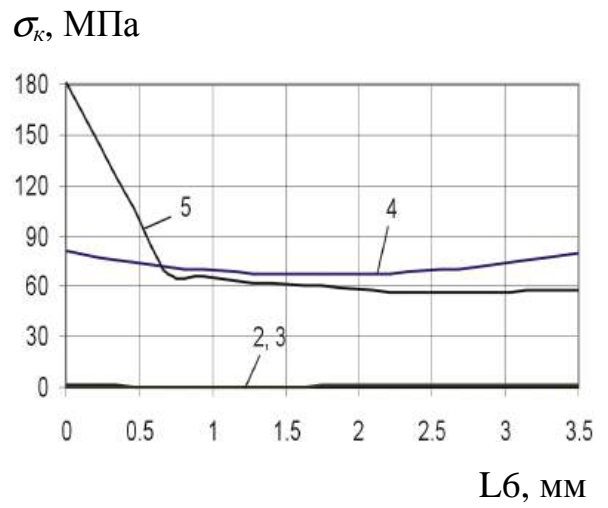


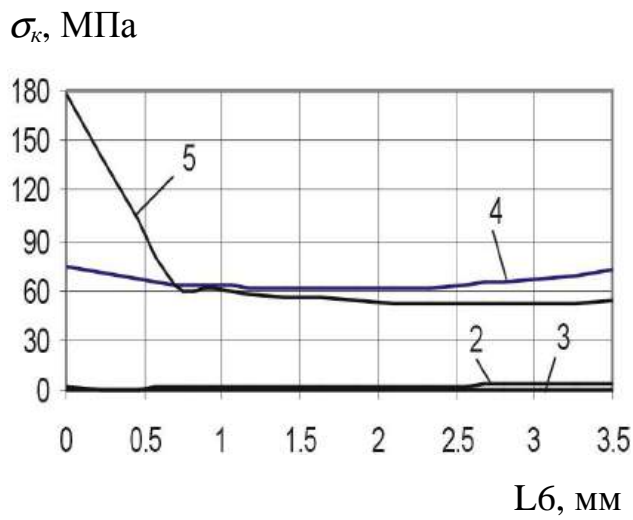
Рис. 2.56. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L5



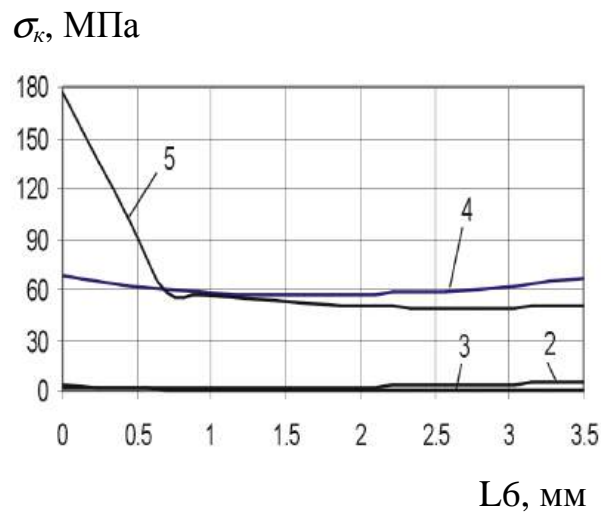
$$\sigma^{\delta p} = 0 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\delta p} = 50 \text{ МПа}$$

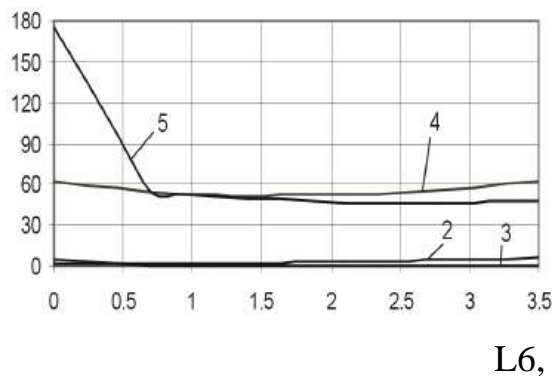


$$\sigma^{\delta p} = 100 \text{ МПа}$$



$$\sigma^{\delta p} = 130 \text{ МПа}$$

σ_k , МПа



$$\sigma^{\delta p} = 160 \text{ МПа}$$

Рис. 2.57. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\delta p}$ на характер розподілу контактної тиску σ_k на шляху L6

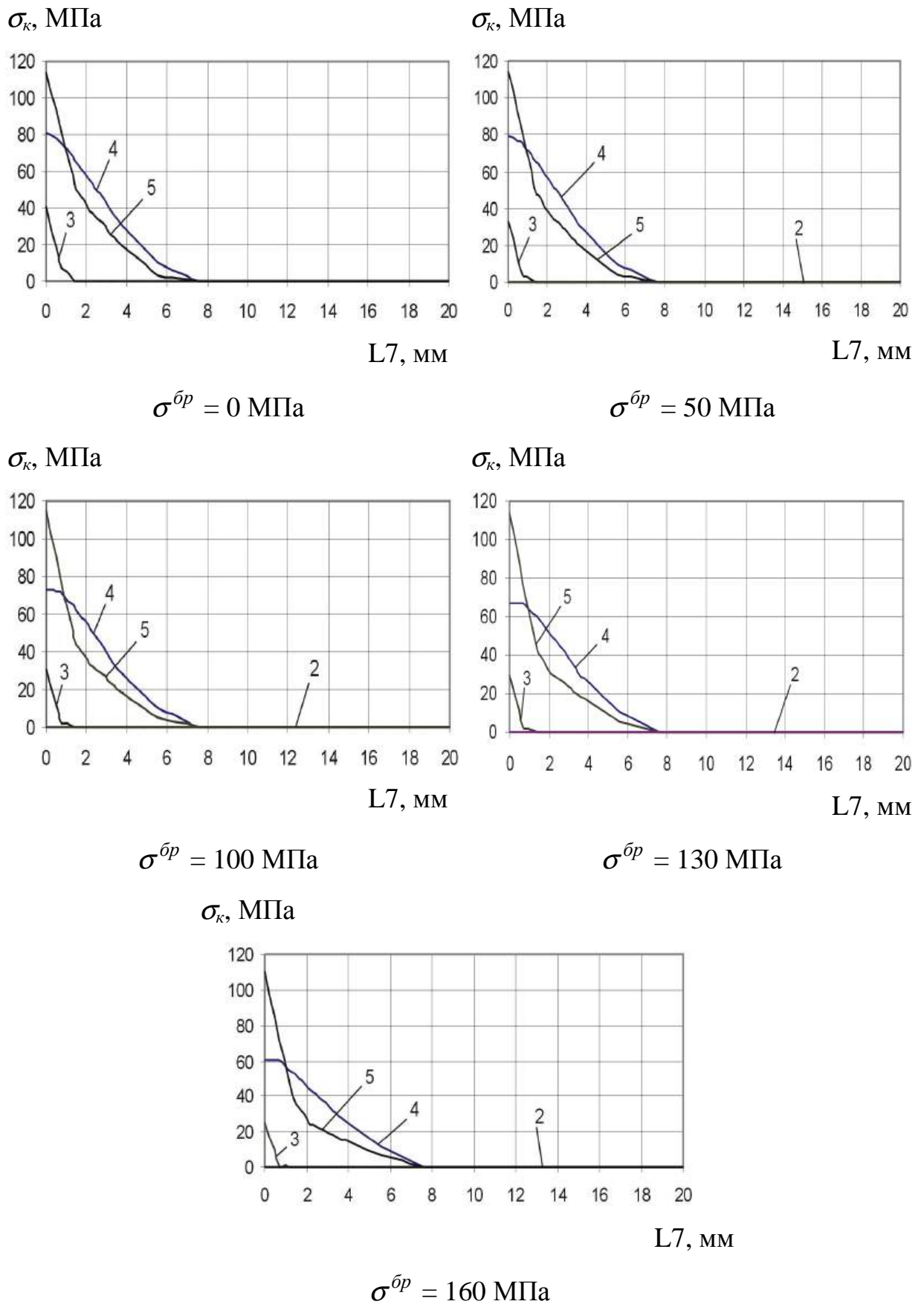


Рис. 2.58. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{p}}$ на характер розподілу контактного тиску σ_k на шляху L7

Використання радіального натягу $1\%d_6$ призводить до виникнення зазору в межах $2...3 \times 10^{-2}$ мм у конічній частині отвору в пластині на шляху L3. Після сумісного застосування радіального натягу з осьовим затягуванням зазор на шляху L3 практично відсутній як по циліндричній, так і по конічній частині отвору (за винятком перехідної частини конічного отвору в циліндричній) при нульовому рівні зовнішнього навантаження ($\sigma^{bp} = 0$ МПа). Додаток зовнішнього розтягального навантаження σ^{bp} призводить до виникнення зони зазору між стінкою отвору і тілом болта, яка із зростанням σ^{bp} розширюється і при рівні навантаження $\sigma^{bp} = 130$ МПа охоплює всю конічну частину отвору в пластині. Слід зазначити, що в з'єднанні з болтом, встановленим без радіального і осьового натягу, зазор виникає практично відразу після додатка зовнішнього навантаження. Зазор виникає в з'єднанні з осьовим затягуванням при σ^{bp} , що дорівнює $\sim 135...140$ МПа. У разі установа болта з радіальним натягом $1\%d_6$ зазору між стінкою отвору і тілом болта виникає при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 160$ МПа.

За наслідками проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Установлення в отвір болта з натягом $1\%d_6$ призводить до зростання коефіцієнта концентрації напруження в 1–1,33 раза порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором при $\sigma^{bp} = 50$ МПа; при підвищенні рівня навантаження до 100 МПа коефіцієнти концентрації напруження для варіантів 1 і 3 стають однаковими; на експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження ($\sigma^{bp} = 100...160$ МПа) коефіцієнт концентрації напруження в пластині з отвором, заповненим кріпильним елементом з радіальним натягом $1\%d_6$, стає менше (у 1–1,05 раза) порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором. Застосування затягування $P_3 = 10$ кН знижує коефіцієнт концентрації напруження в пластині порівняно з коефіцієнтом концентрації напруження в пластині з незаповненим отвором в 1–1,14 раза.

2. Установлення в отвір болта з натягом $1\%d_6$ знижує амплітуду максимального локального напруження в 1,82–1,84 раза порівняно з варіантом з незаповненим отвором при експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження σ^{br} . Затягування $P_3 = 10$ кН знижує амплітуду максимального локального напруження в 1,46–1,49 раза на експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження σ^{br} . Сумісне застосування радіального натягу 1% і осьового затягування $P_3 = 10$ кН знижує амплітуду максимального локального напруження в 2,58–3,19 раза.

3. Натяг $1\%d_6$ знижує амплітуду максимальних локальних амплітудних деформацій в 1,28–1,44 раза порівняно з амплітудою максимальних локальних амплітудних деформацій в пластині з незаповненим отвором. Затягування $P_3 = 10$ кН зменшує амплітуду максимальних локальних деформацій в 1,21–1,34 раза. Сумісна дія від радіального натягу $1\%d_6$ і осьового затягування $P_3 = 10$ кН дозволяє знизити амплітуду максимальних локальних деформацій у пластині в 1,27–1,43 раза.

4. При порівнянні максимальних значень контактного тиску для різних варіантів установлення болта зроблено висновок, що застосування радіального натягу $1\%d_6$ призводить до зростання максимального контактного тиску у всьому діапазоні зміни рівня зовнішнього навантаження (у 6,61 раза при $\sigma^{br} = 100$ МПа) порівняно з варіантом без радіального і осьового натягу. Сумісне застосування радіального натягу з осьовим затягуванням дещо знижує максимальний контактний тиск (у 1,01 – 1,1 раза), причому із зростанням рівня зовнішнього навантаження ця різниця збільшується. Проте видно, що для варіантів із використанням установлення болта з радіальним натягом (просто радіальний натяг $1\%d_6$ або радіальний натяг $1\%d_6$ + осьове затягування $P_3 = 10$ кН) з підвищенням рівня зовнішнього навантаження максимальний контактний тиск починає знижуватися. Для варіантів же з осьовим затягуванням і без осьового затягування і радіального натягу із зростанням зовнішнього навантаження σ^{br} максимальний контактний тиск теж збільшується. Аналізуючи вплив рівня навантаження σ^{br} на величину максимального контактного напруження, слід

зазначити, що застосування радіального натягу 1 % істотно підвищує небезпеку виникнення і розвитку фретинг-корозії по поверхнях, що з'єднуються.

5. Однією з вимог ефективної експлуатації сучасних авіаційних конструкцій є забезпечення герметичності в експлуатації, що характеризується появою зазорів у з'єднанні. У результаті аналізу зазорів встановлено, що застосуванню радіального натягу $1\%d_6$ запобігає утворення зазору між тілом болта і стінкою отвору в циліндричній частині отвору в пластині. Одночасне використання радіального натягу $1\%d_6$ і осьового затягування $P_3 = 10$ кН дозволяє зменшити величину зазору в конічній частині отвору в пластині в подовжньому напрямі в 4–6,1 раза порівняно з варіантом установа болта без радіального і осьового натягу при максимальному рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{6p} = 160$ МПа.

2.3.3. Аналіз характеристик загального і локального НДС у пластинах з необтяженим отвором, заповненим заклепкою згідно з ОСТ1 34055-92 (АНУ0309)

Геометричні параметри досліджуваного заклепочного зрізного з'єднання і зразка із заповненим необтяженим отвором показані на рис. 2.59, 2.60. Форма і розміри гнізда під заставну головку відповідають геометрії потайної головки.

Матеріал заклепки – алюмінієвий сплав В65 з модулем пружності $E = 71000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$. Для опису поведінки матеріалу заклепки вибрано полілінійну модель з ізотропним законом зміцнення [11,12].

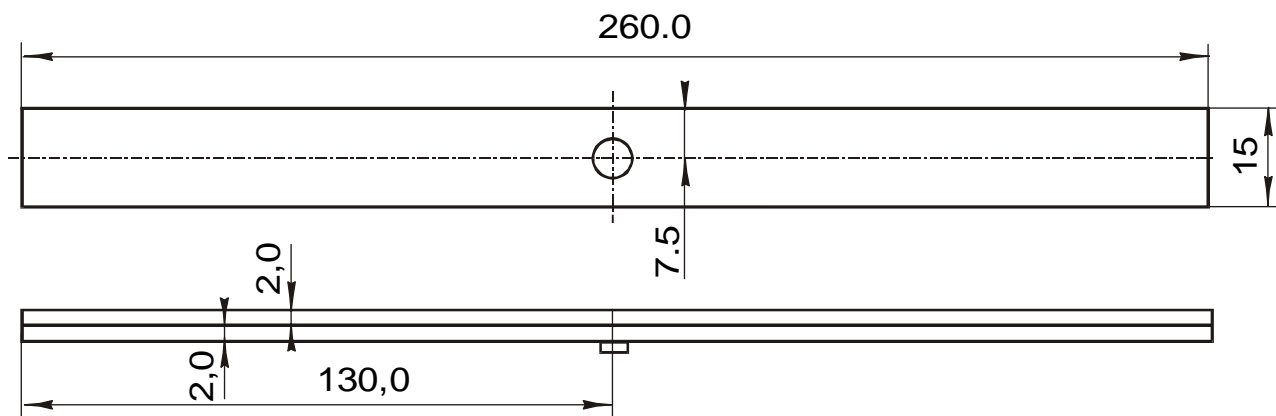


Рис. 2.59. Зразок із заповненим заклепкою необтяженим отвором

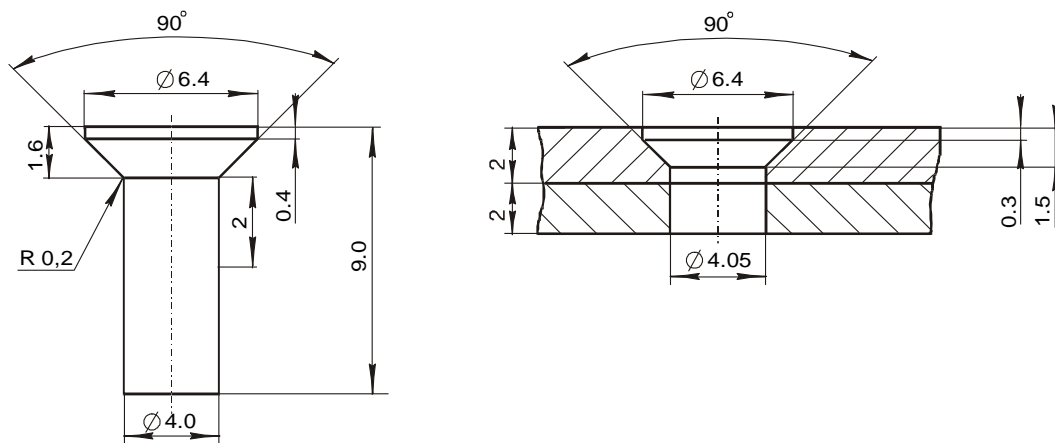


Рис. 2.60. Геометричні параметри досліджуваної заклепки АНУ 0309 (ліворуч) і зенкованого отвору під заклепку згідно з АНУ 0309 (праворуч)

Матеріал пластини, в яку встановлено заклепку, – алюмінієвий сплав Д16Тл2 з модулем пружності $E = 72000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$. У розрахунках було прийнято полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення [11].

При створенні скінченноелементної моделі в контактному алгоритмі було враховано тертя шляхом завдання коефіцієнта тертя $\nu = 0,02$ між заклепкою пластинами і $\nu = 0,15$ – між самими пластинами, штампами і заклепкою. Осідання замикаючої головки проводили до висоти, яка дорівнює $0,4d_3$, при цьому діаметр замикаючої головки $D_{3z} = 1,69d_3 = 5,91$ мм, що відповідає вимогам ТІ 36-21-86.

Ураховуючи симетрію зразка і характер додатка зовнішнього навантаження, в розрахунку розглядали 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення. Для обмеження переміщень моделі по осі Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці додатка зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення по Z -й компоненті. Обмеження по X - й і Y -й компонентах вектора переміщень задавали по площинах симетрії моделі (рис. 2.61).

Скінченноелементна модель (рис. 2.62) складається з об'ємних восьми вузлових елементів SOLID45, контактних елементів другого порядку TARGE170 і CONTA173, поданих у системі ANSYS [474].

Характер деформації заклепки і розподіл еквівалентного напруження в пластинах з отвором показані на рис. 2.63.

У ході розрахунку локального НДС були визначені максимальні еквівалентні $\sigma_{eqv\ max}$ і максимальне розтягальне напруження $\sigma_{x\ max}$ у пластині. Характер розподілу цього напруження у фрагменті пластини з боку заставної головки заклепки показані на рис. 2.64, 2.65. Пластина зображена з боку замикаючої головки заклепки, оскільки тут спостерігається найбільше напруження.

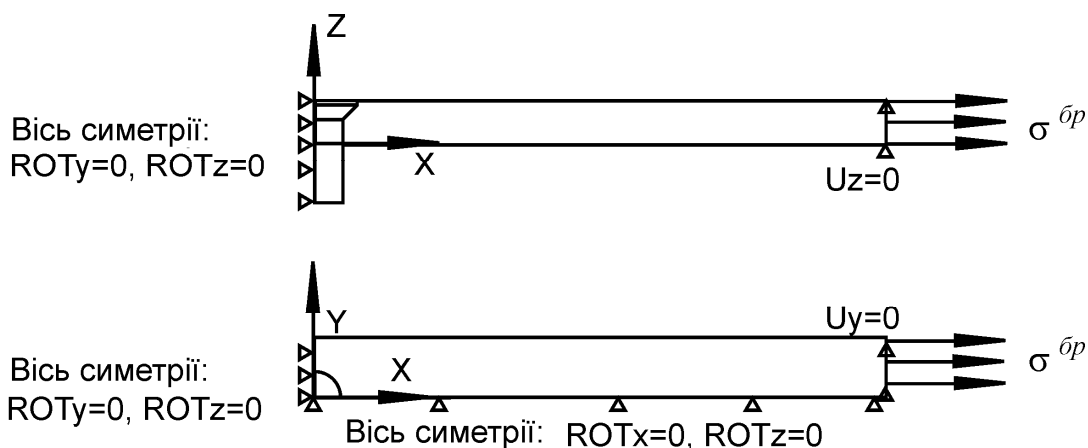


Рис. 2.61. Розрахункова схема не обтяженого на зріз заклепочного з'єднання



Рис. 2.62. Скінченноелементна модель заклепочного з'єднання

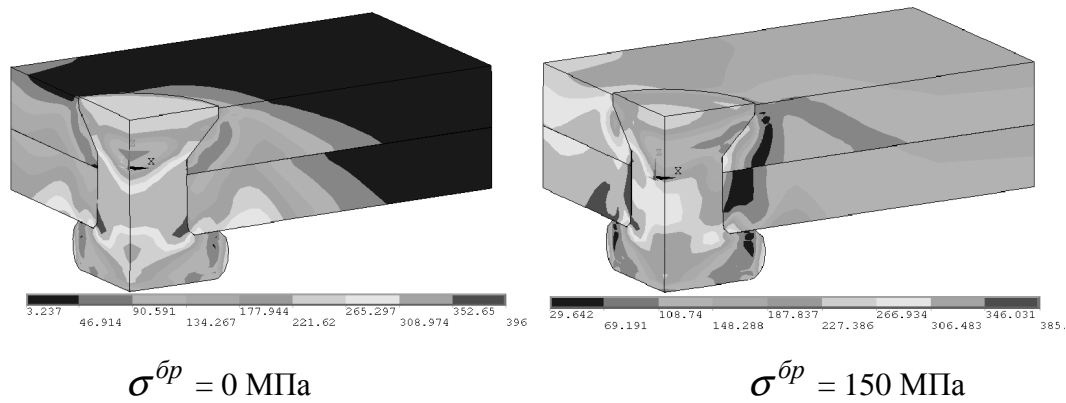


Рис. 2.63. Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластинах з отвором, заповненим розклепаною заклепкою АНУ0309, для різних варіантів навантаження σ^{br}

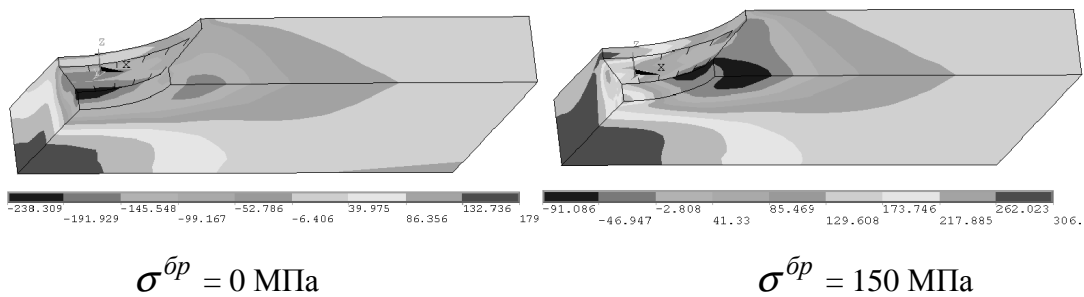


Рис. 2.64. Характер розподілу напруження σ_x у пластинах для різних варіантів навантаження σ^{br}

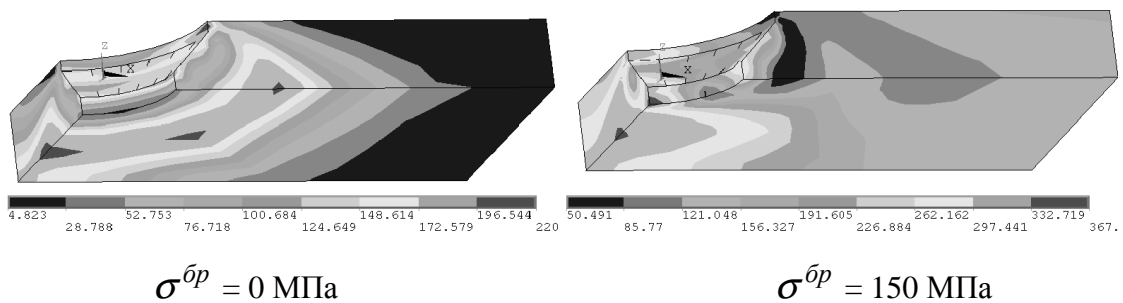


Рис. 2.65. Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластинах для різних варіантів навантаження σ^{br}

Залежності σ_{\max} , $\sigma_a \max$, $\sigma_m \max$, $\sigma_0 \max$, а також ϵ_{\max} , $\epsilon_a \max$, $\epsilon_m \max$ і $\epsilon_0 \max$ для еквівалентного і осьового напруження від рівня прикладення зовнішнього навантаження σ^{br} показані на рис. 2.66 – 2.69. Віднульові напруження визначали за формулою Одінга для асиметричного циклу навантаження.

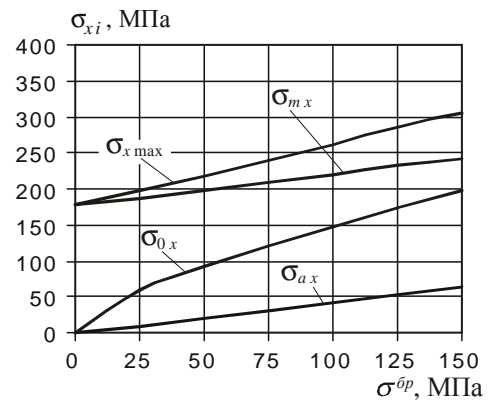
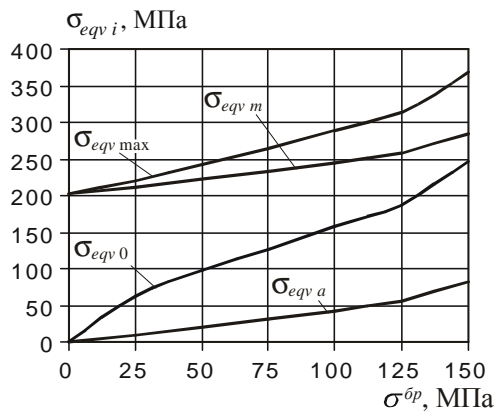


Рис. 2.66. Залежності σ_{\max} , σ_a , σ_m і σ_0 від рівня прикладення зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

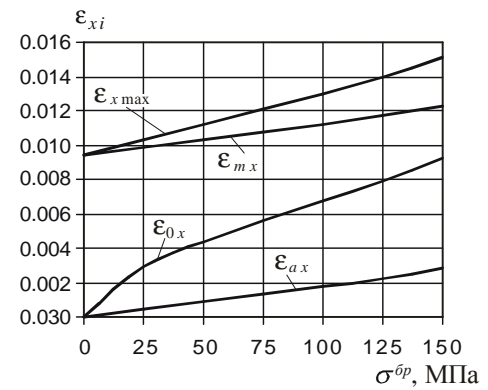
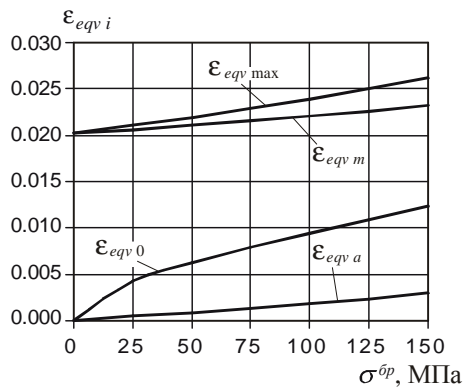


Рис. 2.67. Залежності ϵ_{\max} , ϵ_a , ϵ_m і ϵ_0 від рівня прикладення зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

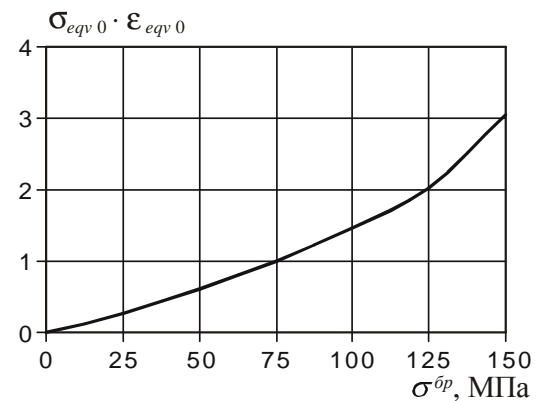
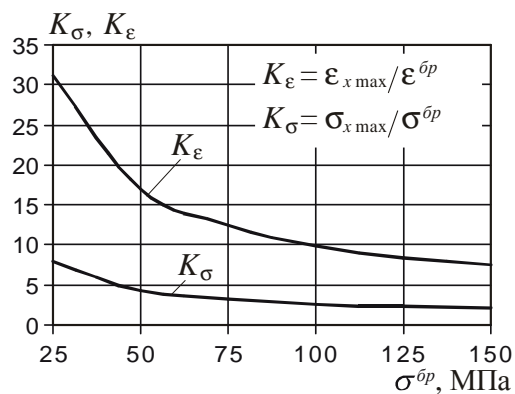


Рис. 2.68. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на зміну коефіцієнта концентрації розтягального напруження σ_x і розтяжних деформацій ϵ_x

Рис. 2.69. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на добуток $\sigma_{eqv0} \cdot \epsilon_{eqv0}$

Слід зазначити, що амплітудні значення еквівалентного і осьового напруження не перевищують 83 МПа, що пов'язано з великим залишковим напруженням у пластині після процесу клепання.

На рис. 2.70 показано поле розподілу контактної тиску між заклепкою і пакетом. Очевидною є його нерівномірність уздовж напрямків L1 і L2, залежна від рівня навантаження (рис. 2.71).

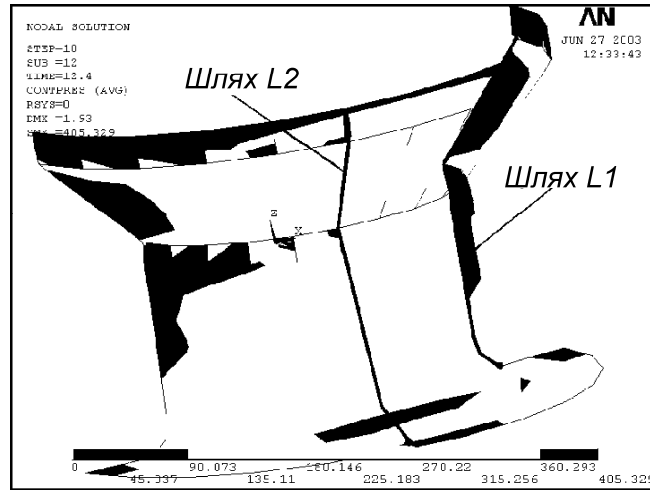


Рис. 2.70. Поле розподілу контактної тиску між заклепкою і пакетом

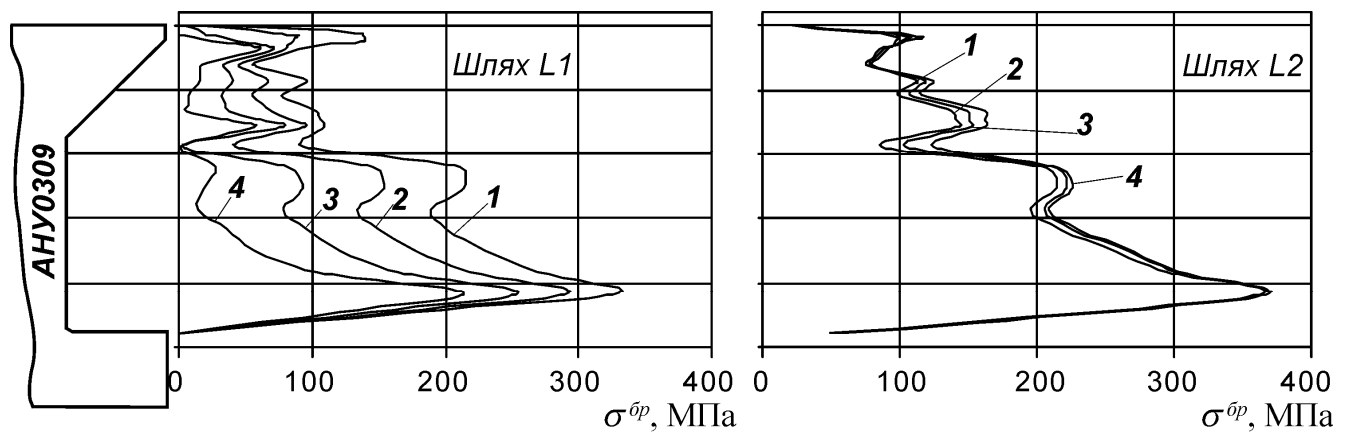


Рис. 2.71. Вплив рівня прикладення зовнішнього навантаження на розподіл контактної тиску між тілом заклепки і пакетом по напрямку L1:

1 – $\sigma^{бр} = 0$ МПа, 2 – $\sigma^{бр} = 50$ МПа, 3 – $\sigma^{бр} = 100$ МПа, 4 – $\sigma^{бр} = 150$ МПа

Встановлено, що розподіл контактної тиску між заклепкою і пакетом має надзвичайно нерівномірний характер. Найбільше контактне напруження виникає

в області замикаючої головки заклепки. У цій зоні їх величина досягає 365 МПа. У пластині найбільший контактний тиск спостерігається в кінчній частині отвору під потайною головкою заклепки. Числові значення контактного тиску в цій області лежать у діапазоні 100...150 МПа. В області циліндрового компенсатора і зоні переходу кінчної частини в циліндричну контактний тиск зменшується до нульового значення при досягненні $\sigma^{br} = 150$ МПа. Оскільки ці зони мають локальний характер і виявляються лише при рівнях навантаження, відповідних $\sigma^{br} = 150$ МПа, можна стверджувати, що з'єднання є герметичним у всьому діапазоні аналізованих навантажень.

На рис. 2.72 показано характер розподілу натягу по товщині пакета після процесу клепаання.



Рис. 2.72. Характер розподілу радіального натягу по товщині пакета

Під замикаючою головкою величина натягу досягає 3,51%, в середині пакета його значення лежать у діапазоні від 1 до 2% d_3 . Найменше значення радіального натягу спостерігається по циліндричному компенсатору, у цій області його величина не перевищує 0,25% d_k .

Для порівняння ефективності зменшення висоти замикаючої головки потайних заклепок проведено аналіз застосування заклепок АНУ 0314 при установленні їх в пластини Д16Тл2 з отвором. У ході розрахунку локального НДС

були визначені максимальні еквівалентні $\sigma_{eqv\ max}$ і максимальні розтяжні напруження $\sigma_{x\ max}$ у пластині. Характер розподілу цього напруження у фрагменті пластини з боку заставної головки заклепки показано на рис. 2.73, 2.74. Пластина зображена з боку замикаючої головки заклепки, оскільки тут спостерігається найбільше напруження.

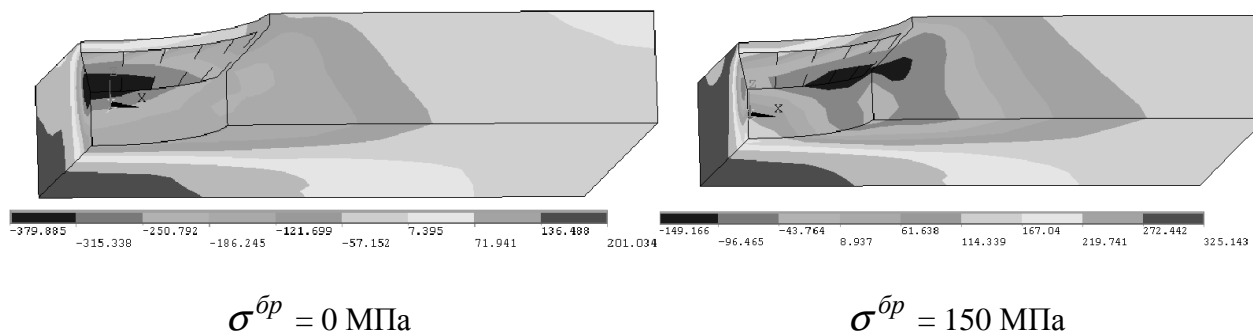


Рис. 2.73. Характер розподілу напруження σ_x у пластині для різних варіантів навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ (АНУ0314)

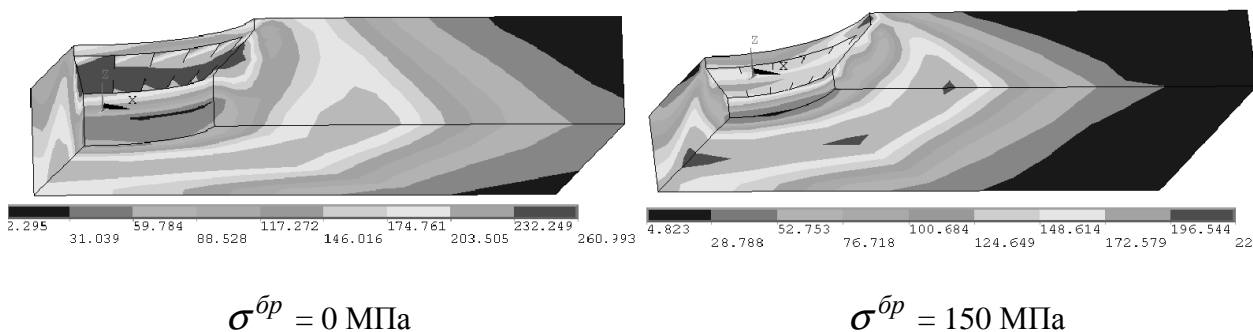


Рис. 2.74. Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластині для різних варіантів навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ (АНУ0314)

Максимальне залишкове еквівалентне напруження після процесу клепаання при застосуванні заклепки АНУ0314 із зменшеною потайною головкою спостерігається в кінчній області. У числовому виразі це напруження збільшилось у середньому на 15% і охопило практично всю область циліндричного компенсатора. Найбільше залишкове напруження $\sigma_{x\ max}$ у пластині для обох варіантів заклепок виникає в зоні переходу циліндричної частини в кінчну. Вони є стискальним напруженням. Проте у разі застосування заклепки

АНУ0314 напруження $\sigma_{x \max}$ охоплюють більший об'єм пластини і перевищують аналогічне напруження, що виникає при постановці заклепки АНУ0309, у середньому на 38 %.

Залежності σ_{\max} , σ_a , σ_m , σ_0 , а також ϵ_{\max} , ϵ_a , ϵ_m і ϵ_0 для еквівалентного і осьового напруження від рівня прикладання зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ показані на рис. 2.75, 2.76, де суцільною лінією вказані характеристики локального НДС пластин з отвором, заповненим заклепкою АНУ0309, пунктирною лінією – АНУ0314.

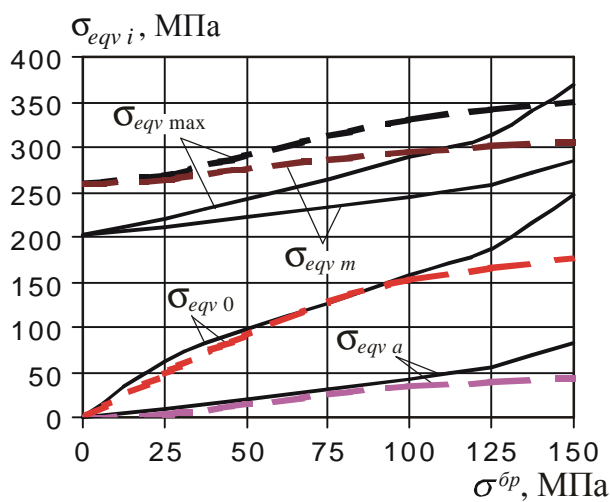


Рис. 2.75. Залежності σ_{\max} , σ_a , σ_m і σ_0 від рівня прикладання зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

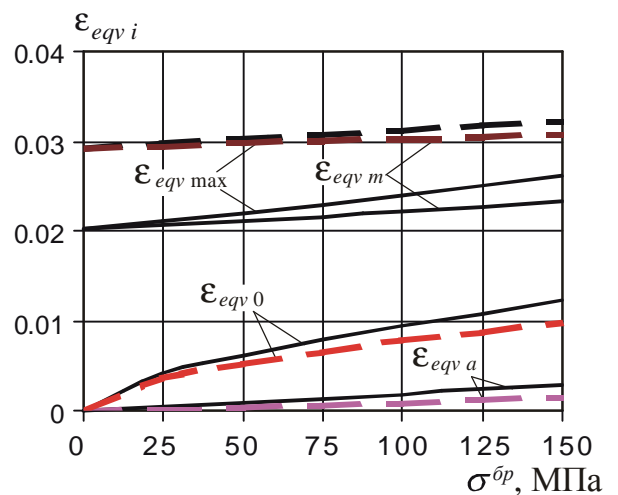


Рис. 2.76. Залежності ϵ_{\max} , ϵ_a , ϵ_m і ϵ_0 від рівня прикладання зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$

Незважаючи на те, що максимальне напруження і деформації в пластині при постановці заклепки АНУ0314 більше на 25...33%, чим у разі постановки заклепки АНУ0309, амплітудні і віднульові напруження і деформації мають числові значення нижче в середньому на 3.6 %. Аналіз енергетичного критерію $\sigma_{eqv0} \cdot \epsilon_{eqv0}$ (рис. 2.77) як такого, що якнайповніше відображає ефективність працездатності з'єднання, показав, що найбільш ефективною є заклепка АНУ0314. Для неї крива числових значень цього критерію у всьому діапазоні робочих навантажень розташовується нижче за криву, що описує характер енергетичного критерію пластини із заклепкою АНУ0309. Так, для розтягальних навантажень,

відповідних до напружень $\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа, різниця між питомими роботами деформації дорівнює 0,3, а при $\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа – 1.34, що має сприяти підвищенню довговічності з'єднань, виконаних із застосуванням заклепок АНУ0314.

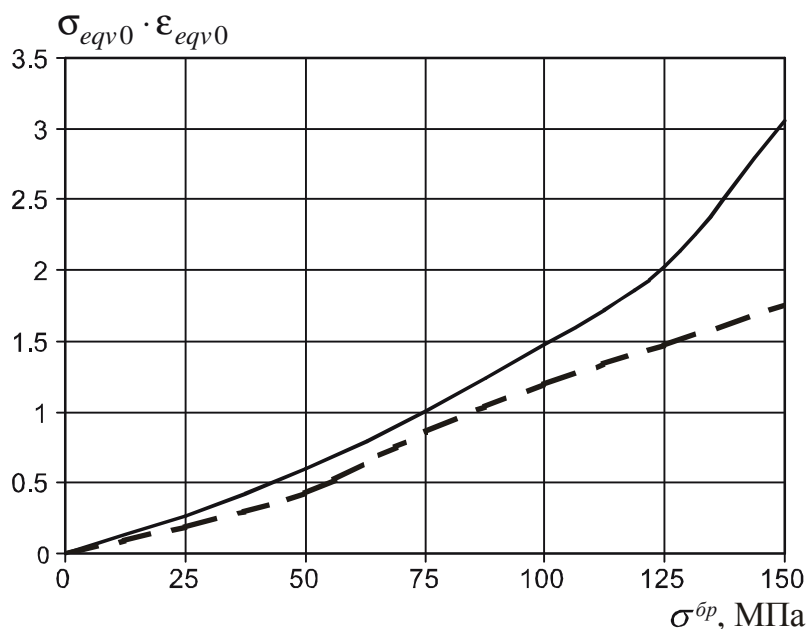


Рис. 2.77. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на добуток $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$

2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПОРУ ВТОМІ ТИПОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ РЕГУЛЯРНИХ ЗОН ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

2.4.1. Експериментальне дослідження довговічності пластин з отвором

Для дослідження характеристик опору втомі були виготовлені спеціальні зразки плоских пластин з матеріалу Д16АТл5: пластини в стані постачання з циліндричним отвором; пластини в стані постачання із зенкованими отворами; пластини, анодовані «НХ», із зенкованими отворами. Зенкування виконували на глибину 4 мм під кутом 90°. Пластини мали такі параметри: ширина – 50 мм, товщина – 5 мм, діаметр отвору – 8 мм (рис. 2.78).

Втомні випробування проведені на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ із максимальними циклічними навантаженнями P_{\max} , що дорівнюють

40, 30 і 25 кН ($\sigma_{p0}^{br} = 158, 119$ і 99 МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і частотою 13 Гц.

На кожному рівні циклічних навантажень було випробувано по шість зразків. Втомне руйнування пластин з отвором відбувалося в перерізі по осі отвору.

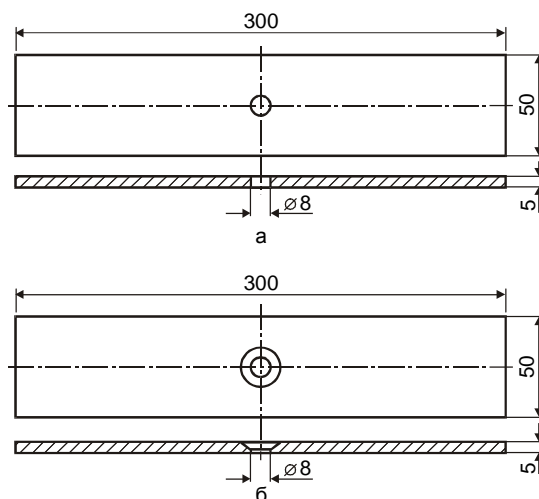


Рис. 2.78. Варіант виконання зразків пластин з отвором: а – пластина з циліндричним отвором; б – пластина із зенкованим отвором

Результати втомних випробувань показані на рис. 2.79. Точки кривих розраховані за середніми значеннями N на кожному рівні навантажень, на рисунку також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

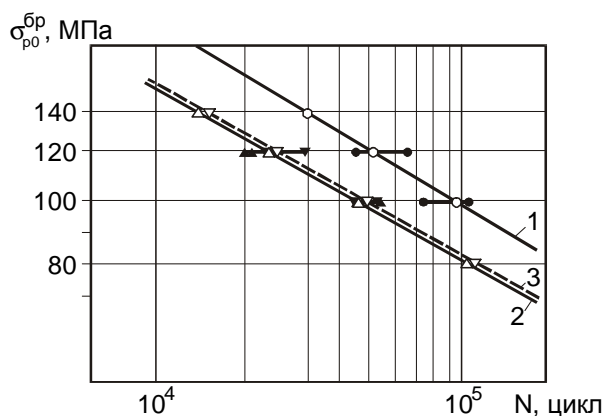


Рис. 2.79. Криві втоми пластин з отвором:

- 1 – пластина в стані постачання з циліндричним отвором;
- 2 – пластина в стані постачання із зенкованим отвором;
- 3 – пластина, анодована «НХ», із зенкованим отвором

За наслідками втомних випробувань отримані вирази для кривих втоми:

– пластини із циліндричним отвором (рис. 2.79, крива 1):

$$N \cdot \sigma^{3,42484} = 6,59712 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 2,82534 \cdot 10^3 N^{-0,291985};$$

– пластини із зенкованим отвором (пластини в стані постачання, рис. 2.79, крива 2):

$$N \cdot \sigma^{3,64667} = 8,68077 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 1,87854 \cdot 10^3 N^{-0,474222};$$

– пластини із зенкованим отвором (пластини анодовані, рис. 2.79, крива 3):

$$N \cdot \sigma^{3,58377} = 6,97894 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 2,01763 \cdot 10^3 N^{-0,279036}.$$

За наслідками досліджень встановлено таке:

- 1) витривалість пластини із циліндричним отвором у два рази вище за витривалість пластини із зенкованим отвором при глибині зенкування 80% від товщини пластини;
- 2) витривалість пластини із зенкованим отвором при її анодуванні підвищується приблизно на 7 %.

2.4.2. Експериментальне дослідження довговічності смуги з отворами, заповненими болтами

Довговічність смуги з отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, при постановці болтів по ковзній посадці

Експериментальне визначення витривалості смуги з отвором, заповненим незавантаженим болтом з шестигранною головкою, встановленим по ковзній посадці, проведено на випробувальній машині ЦДМ-10ПУ. Циклічне розтягальне навантаження прикладалося з частотою 800 циклів у хвилину з коефіцієнтом асиметрії циклу, який дорівнює 0,1. Максимальне навантаження P_{\max} становило 50, 40 і 30 кН, що відповідає $\sigma_{p0}^{\text{бп}} = 158,1; 126,5; 94,9$ МПа.

Для отримання характеристик витривалості пластин із циліндричним

отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим по ковзній посадці без затягування ($M_{кр.2} = 0$ Н·м), було випробувано на п'ятьох зразках на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на всіх рівнях навантаження відбувалося в перерізі по осі отвору.

Для отримання характеристик витривалості пластин з циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим по ковзній посадці із затягуванням ($M_{кр.2} = 30$ Н·м), було випробувано на п'ятьох зразках на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на рівнях навантажень $P_{max} = 40$ і 30 кН, що відповідає $\sigma_{p0}^{bp} = 126,5; 94,9$ МПа, відбувалося в зоні інтенсивної фретинг-корозії на зовнішній межі контакту шайби і поверхні пластини, при $P_{max} = 50$ кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 158,1$ МПа) – в перерізі по осі отвору.

Витривалість смуги з циліндричним отвором, заповненим болтом без затягування і без натягу, подана кривою 1 (рис. 2.80), витривалість смуги з отвором, заповненим болтом із затягуванням, але без натягу, – кривою 2. Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також показані інтервали розсіювання значень N .

За наслідками втомних випробувань отримані розрахунково-експериментальні залежності для визначення числа циклів N до руйнування пластини з циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою без затягування ($M_{кр.2} = 0$ Н·м) і натягу (2.1) і болтом із шестигранною головкою із затягуванням ($M_{кр.2} = 30$ Н·м) без натягу (2.2):

$$N \cdot \sigma^{4,27519} = 4,92978 \cdot 10^{13} \text{ або } \sigma = 1,59537 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,233908}; \quad (2.1)$$

$$N \cdot \sigma^{3,04806} = 7,91196 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 8,00872 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,328078}. \quad (2.2)$$

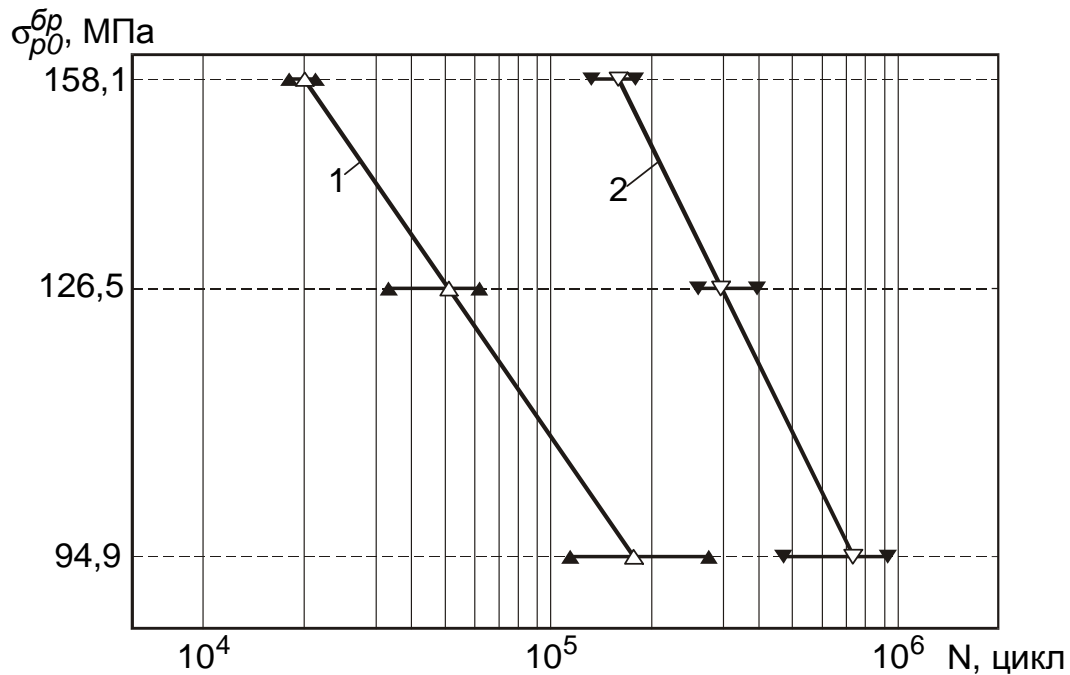


Рис. 2.80. Криві втоми смуги з отвором, заповненим болтом із шестигранною головою по ковзаючій посадці:

$$1 - M_{кр.з} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}; 2 - M_{кр.з} = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Аналіз результатів випробувань показує, що затягування гайок до $M_{кр.з} = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при ковзаючій посадці болта підвищила довговічність при $P_{\max} = 30 \text{ кН}$ у 4,3 раза, при $P_{\max} = 40 \text{ кН}$ – у 6,1 раза і при $P_{\max} = 50 \text{ кН}$ у 8 разів.

Довговічність смуги з отвором, заповненим болтом з шестигранною головою із затягуванням і натягом

Болти, що встановлюють з натягом, виготовляли шляхом доопрацювання болтів 3003А-10-46 на токарному верстаті. Доопрацювання полягало в знятті фаски на західній частині болта під кутом 10° і округленні переходу конічної ділянки в циліндричну радіусом $R = 2 \text{ мм}$.

Запресовування болтів, що встановлюють з натягом, проводили на гідравлічному пресі без мастила. Під головки болтів і під гайки встановлювали шайби 3401А-1-10-20. З метою більш рівномірного розподілу контактного тиску

від зусилля затягування гайки на смугу між шайбою і гайкою (головкою болта) встановлені сталеві циліндричні втулки висотою 12 мм із зовнішнім діаметром 20 мм і внутрішнім – 10 мм. Затягування гайок здійснювалося тарованим ключем і відповідало моменту $M_{кр.з} = 30$ Н·м. Таке затягування викликає контактний тиск під шайбою, що дорівнює 91 МПа.

Експериментальне визначення втомної довговічності смуги із заповненим незавантаженим отвором при постановці болтів з шестигранною головкою з натягом, який дорівнює $1,5\% d_{\sigma}$ проведено на машині ЦДМ-10ПУ. Змінне розтягальне навантаження прикладалося з частотою 800 циклів у хвилину з коефіцієнтом асиметрії циклу, який дорівнює 0,1. Максимальне навантаження $P_{\max} = 50, 40$ і 30 кН, що відповідає $\sigma_{p0}^{bp} = 158,1; 126,5; 94,9$ МПа.

Для отримання характеристик витривалості пластин із циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим із натягом без затягування ($M_{кр.з} = 0$ Н·м), було випробувано по три зразки на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на рівнях навантаження $P_{\max} = 50$ і 40 кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 158,1; 126,5$ МПа) відбувалося в зонах забоїн стружкою, отриманих при обробленні зразків, і один зразок руйнувався по переходу радіуса. При навантаженні $P_{\max} = 30$ кН зразки навантажувалися до 1.4 мільйона циклів, після чого знімалися з випробувань незруйнованими.

Для отримання характеристик витривалості пластин із циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою, встановленим із натягом і затягуванням ($M_{кр.з} = 30$ Н·м), було випробувано по три зразки на кожному рівні навантажень.

Втомне руйнування зразків на всіх рівнях навантаження відбувалося в зоні інтенсивної фретинг-корозії на зовнішній межі контакту шайби і поверхні пластини.

Витривалість смуги з циліндричним отвором, заповненим болтом із натягом без зтягування, показана кривою 3 (рис. 2.81), витривалість смуги з отвором, заповненим болтом із зтягуванням і натягом, — кривою 4. Точки кривих розраховані за середніми значеннями N на кожному рівні навантажень, на рисунку також показані інтервали розсіювання значень N .

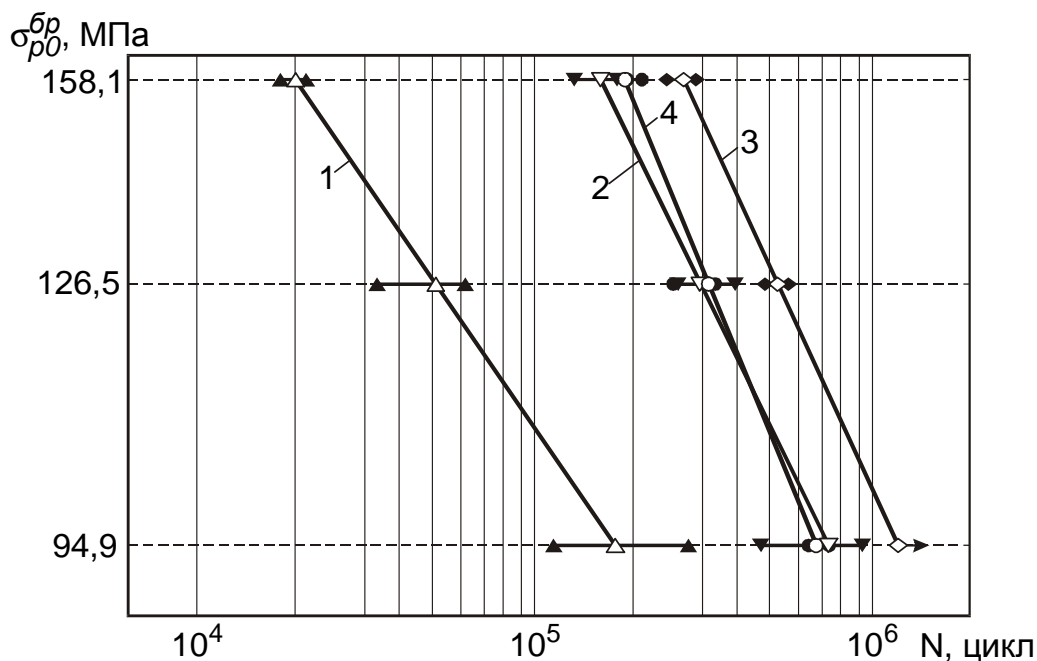


Рис. 2.81. Криві втоми смуги з отвором, заповненим болтом:

- 1 – без зтягування і натягу; 2 – із зтягуванням без натягу;
- 3 – без зтягування з натягом; 4 – із зтягуванням і натягом

За наслідками втомних випробувань отримані розрахунково-експериментальні залежності для визначення числа циклів N до руйнування пластини з циліндричним отвором, заповненим болтом із шестигранною головкою з натягом без зтягування ($M_{кр.г} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$) (2.3) і болтом із шестигранною головкою з натягом і зтягуванням ($M_{кр.г} = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$) (2.4):

$$N \cdot \sigma^{2,86761} = 5,59214 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 1,24925 \cdot 10^4 \cdot N^{-0,348723}; \quad (2.3)$$

$$N \cdot \sigma^{2,56359} = 8,02379 \cdot 10^{10} \text{ або } \sigma = 1,79292 \cdot 10^4 \cdot N^{-0,390078}. \quad (2.4)$$

При посадці болтів з натягом, який дорівнює $1,5\% d_0$, і затягуванням довговічність смуги практично не змінилася порівняно з довговічністю смуги, де болт встановлювали тільки із затягуванням (див. рис. 2.81, крива 4). Це пояснюється тим, що на всіх рівнях навантаження втомні тріщини в цьому випадку беруть початок на межі контакту смуги і шайби (рис. 2.82), тобто довговічність смуги визначається інтенсивністю фретинг-корозії, а не геометричною концентрацією напруження в перетині по осі отвору.

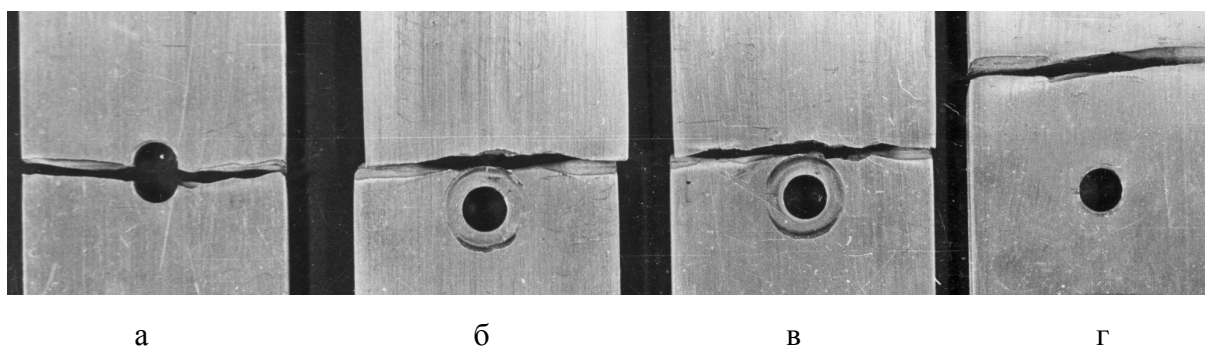


Рис. 2.82. Зони руйнування пластин з отворами, заповненими болтом із шестигранною головкою: а – без натягу і затягування; б – із затягуванням; в – з натягом і затягуванням; г – з натягом

У разі установлення болтів з натягом $1,5\% d_0$ без затягування при навантаженні $P_{\max} = 40$ і 50 кН втомні тріщини брали початок на вм'ятинах і забоїнах, отриманих при виготовленні зразків і можливих у процесі виробництва реальних конструкцій в результаті механічних пошкоджень, що наносяться стружкою і інструментом.

Отже, початкові механічні пошкодження плакувального шару матеріалу Д16АТ, які можуть виникнути при обробленні та збиранні, призводять до зниження витривалості елементів з'єднання, виконаного з пружнопластичним натягом болтів.

Зрозуміло, що довговічність зразків із натягом без затягування є найбільш високою, оскільки в даному випадку немає контактного тиску і фретинг-корозії під шайбами.

Дослідження характеристик опору втомі пластин з отворами, заповненими потайними незавантаженими болтами

Для дослідження характеристик опору втомі пластин з отворами, заповненими потайними незавантаженими болтами, були виготовлені спеціальні зразки плоских пластин (рис. 2.83).

Пластини і накладки для зразків виготовляли з листа Д16АТл5, анодованого «НХ» фрезеруванням по контуру.

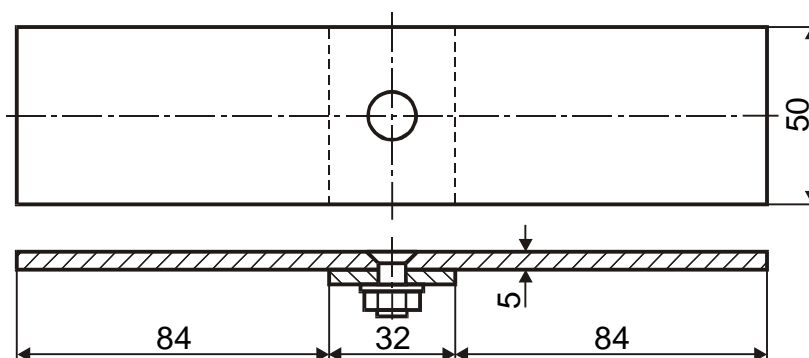


Рис. 2.83. Варіант виконання зразків пластин із заповненим незавантаженим отвором

У циліндроконічні отвори встановлювали сталеві болти 5015А з радіальним натягом $0,8...1,2\% d_\sigma$ (де d_σ — діаметр стрижня болта). Затягування гайок проводили тарувальним ключем: спочатку – крутильним моментом $M_{кр.г} = 25$ Н·м, потім слідували розвантаження до $M_{кр.г} = 0$ Н·м і остаточне затягування до $M_{кр.г} = 20$ Н·м.

Втомні випробування здійснювали на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ з максимальними циклічними навантаженнями P_{max} , що дорівнювали 30 і 25 кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 119$ і 99 МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і частотою 13 Гц.

На рівні навантажень $P_{max} = 30$ кН випробувано вісім зразків; $P_{max} = 25$ кН – чотири зразки.

Втомні руйнування пластини із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом із радіальним натягом і затягуванням, відбувалися головним чином у

пластині як наслідок інтенсивного розвитку фретинг-корозії по контактних поверхнях між пластиною і накладкою.

Результати втомних випробувань показані на рис. 2.84. Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

Результати втомних випробувань зразків пластин із циліндроконічним отвором, заповненим потайним незавантаженим болтом із радіальним і осьовим натягом, зруйнованим по пластині в зоні поверхонь, що сполучаються, внаслідок дії фретинг-корозії, показані на рис. 2.84 (крива 2).

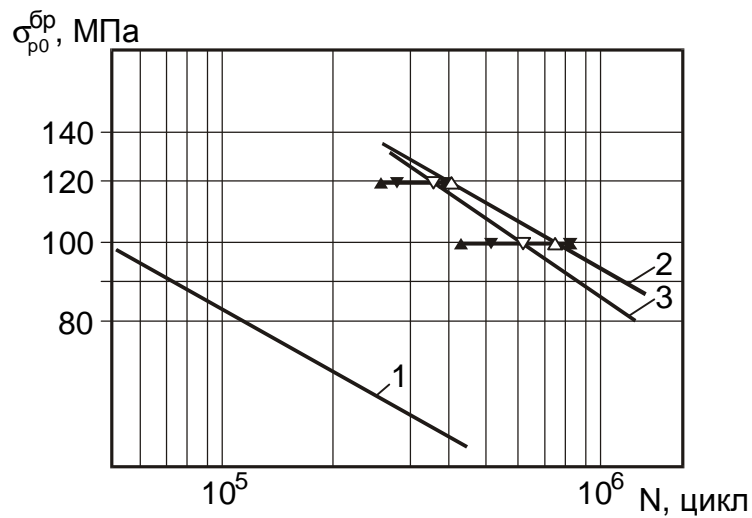


Рис. 2.84. Криві втоми пластин із циліндроконічними отворами, заповненими незавантаженими сталевими болтами 5015А:

- 1 – зразки з циліндроконічним отвором, анодовані;
- 2 – зразки з натягом і затягуванням болтів, зруйновані по пластині в зоні поверхонь, що сполучаються, внаслідок дії фретинг-корозії;
- 3 – зразки з натягом і затягуванням болтів, що руйнуються в зоні установлення накладки внаслідок дії фретинг-корозії, і що руйнуються в перерізі по осі отвору

Узагальнений вираз для кривої втоми пластин з отворами, заповненими незавантаженими болтами, встановленими з радіальним і осьовим натягом, при руйнуванні пластин у зоні постановки накладки внаслідок дії фретинг-корозії має вигляд

$$N_{\text{фр}} \cdot \sigma^{3,42313} = 5,14378 \cdot 10^{12} \text{ або } \sigma = 5,16829 \cdot 10^3 N^{-0,29213}.$$

Узагальнений вираз для кривої втоми пластин з отворами, заповненими незавантаженими болтами, встановленими з радіальним і осьовим натягом, при руйнуванні пластин у зоні установаження накладки внаслідок дії фретинг-корозії і по осі отвору має вигляд (див. рис. 2.84, крива 3)

$$N \cdot \sigma^{3,07512} = 8,66973 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 7,62293 \cdot 10^3 N^{-0,32519}.$$

За наслідками досліджень встановлено, що при прогнозуванні витривалості пластин із циліндроконічними отворами необхідно враховувати не тільки дію циклічного розтяжного напруження, але й інтенсивну дію фретинг-корозії. Застосування радіального натягу $\Delta = (1 \pm 0,2)\% d_{\sigma}$ і тарованого затягування, відповідного $M_{\text{кр.з}} = 20$ Н·м, забезпечує підвищення довговічності пластини з циліндроконічним отвором в 10–12 разів і зміщує зону руйнування з перерізу по осі отвору в зону фретинг-корозії між пластиною і накладкою.

2.4.3. Опір втомі пластин з отворами і типових заклепочних з'єднань

Аналіз результатів випробувань зразків натурних панелей крила із сплаву Д16чТ і їх стиків показує, що їх витривалість сумарна з витривалістю смуги з отвором із цього ж матеріалу.

В умовах експлуатації втомне руйнування силових елементів, з'єднаних за допомогою заклепок, відбувається як у зоні концентрації нормального напруження, так і в зоні концентрації контактного тиску й інтенсивного розвитку фретинг-корозії. Тому дослідження характеристик опору втомі конструктивних елементів з вільним отвором і отвором, заповненим прогресивними заклепками, необхідно проводити для прогнозування витривалості заклепочних з'єднань планера літака. Вони визначаються виразом [192]

$$\sigma_{\text{нр}}^*(N) = k_{\text{см}}(N) \cdot \sigma_{\text{см}} + \sigma_{\text{л}} + k_i(N) \cdot \sigma_i \quad (2.5)$$

або

$$\sigma_{np.фp}^*(N) = k_{см.фp}(N) \cdot \sigma_{см} + \sigma_l + k_i(N) \cdot \sigma_i \quad (2.6)$$

залежно від зони руйнування: (2.5) – по осі отвору, (2.6) – у зоні фретинг-корозії.

Довговічність пластин із вільним незавантаженим отвором

Для проведення втомних випробувань використано смугу з матеріалу Д16АТл2 шириною 30 мм з отвором (рис. 2.85). Отвір виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120.°

Випробування проведені на машині УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень, відповідних $\sigma_{p0}^{бp} = 221,4; 189,7$ і $158,1$ МПа (де $\sigma_{p0}^{бp}$ – величина максимального напруження еквівалентного віднульового циклу).

Зразок випробовували до руйнування в одній із контрольних зон, потім – до руйнування в іншій розрахунковій зоні. На кожному рівні навантажень випробувано по шість зразків.

Результати втомних випробувань показані на рис. 2.85.

Руйнування всіх зразків відбулося по пластині в перерізі по осі отвору.

Вираз для кривої втоми пластин із сплаву Д16АТл2 з вільним отвором має вигляд

$$N \cdot \sigma^{3,658109} = 6,758 \cdot 10^{12} \quad \text{або} \quad \sigma = 3,21534 \cdot 10^3 \cdot N^{-0.273365}.$$

Довговічність пластин з отвором, заповненим заклепкою

Для дослідження характеристик опору втомі обшивки з отвором, заповненим навантаженою на зріз заклепкою ОСТ 1 34052-85, виготовляли спеціальні зразки (рис. 2.85, поз. 2). Обшивку і накладку виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ» за серійною технологією. По периметру пластин знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки 4-9 ОСТ 1 34052-85 виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом

120°. Зенкування проводили на глибину $1,55 \pm 0,55$ мм. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання утворювали замикальні головки заклепок висотою 1,9...2,0 мм.

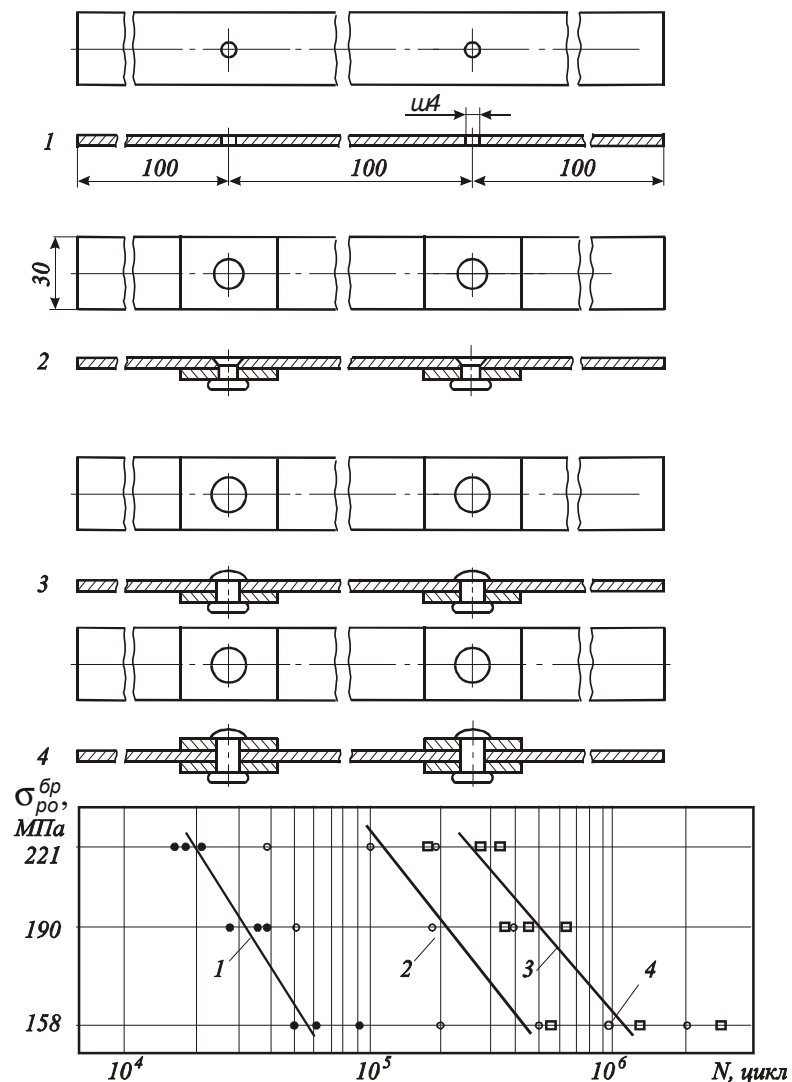


Рис. 2.85. Зразки для втомних випробувань і результати їх втомних випробувань:

- 1 – з вільним незавантаженим отвором;
- 2 – з отвором, заповненим заклепкою ОСТ 1 34052-85;
- 3, 4 – з отвором, заповненим заклепкою ОСТ 1 34040-79

Втомні випробування зразків проведені на машинах для випробувань на втому УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень, відповідних $\sigma_{po}^{br} = 221; 189,7$ і $158,1$ МПа по 15–35 зразків на кожному рівні.

Для дослідження характеристик опору втомі зразки, що мають дві залікові зони, встановлювали в захватах машин і проводили навантаження до моменту руйнування з'єднання в одній із контрольних зон.

Результати втомних випробувань зразків обшивки з отвором, заповненим потайною заклепкою, до руйнування зразків в одній з двох залікових зон показані на рис. 2.85 (поз. 2).

Аналіз результатів випробувань показує, що зразки, напрацьовані до руйнування при $\sigma_{p0}^{bp} = 158,1$ МПа 464900, 496200, 587500 і 662300 циклів навантаження, руйнувалися від втомних тріщин, що розвинулися по обшивці від фретинг-корозії в зоні накладки. Решта зразків руйнувалася по обшивці в перерізі по осі заклепок.

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заклепкою ОСТ 1 34052-85 має вигляд

$$N \cdot \sigma^{4,833427} = 1,7947987 \cdot 10^{16} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,3058676 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,2068925}.$$

Для дослідження характеристик опору втомі обшивки з отвором, заповненим не навантаженою на зріз заклепкою 4-9 ОСТ 1 34040-79, виготовляли спеціальні зразки (див. рис. 2.85, поз. 3). Обшивку і накладку (див. рис. 2.85) виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ». По периметру пластини знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки ОСТ 1 34040-79 діаметром 4 мм виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120°. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання утворювали замикаючі головки висотою 1,9...2,0 мм.

Втомні випробування зразків проведені на машинах УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень по 21–25 зразків на кожному з них.

Для дослідження характеристик опору втомі зразки, що мають дві залікові зони, встановлювали в захоплювачах машин і проводили навантаження до

моменту руйнування з'єднання в одній із контрольних зон.

Результати втомних випробувань зразків обшивки показані на рис. 2.85 (поз. 3).

Вираз кривої втоми смуги з отвором, заповненим заклепкою ОСТ 1 34040-79, має вигляд

$$N \cdot \sigma^{4,415393} = 5,853562 \cdot 10^{15} \text{ або } \sigma = 3,72402 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,2264804}.$$

При руйнуванні поза зоною накладки вираз кривої втоми смуг має вигляд

$$N \cdot \sigma^{5,171066} = 2,6058212 \cdot 10^{17} \text{ або } \sigma = 2,33325 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,193384}.$$

Для дослідження характеристик опору втомі обшивки з отвором, заповненим не завантаженою на зріз заклепкою ОСТ 1 34040-79 діаметром 5 мм, виготовляли спеціальні зразки (рис. 2.86).

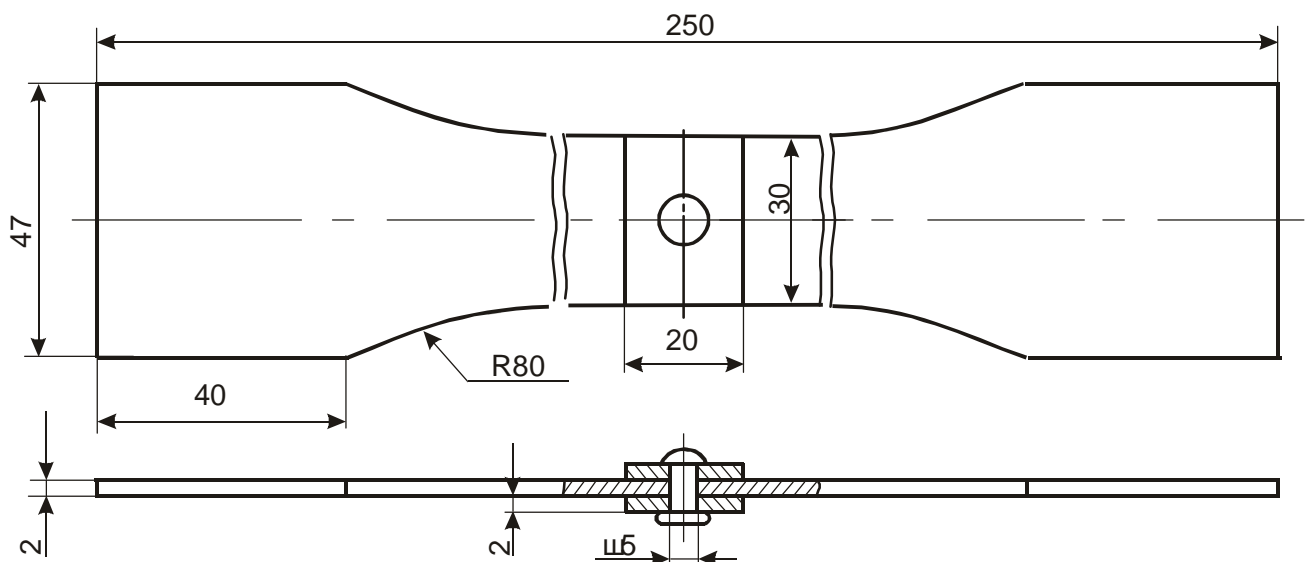


Рис. 2.86. Зразки пластин з листа Д16АТл2 із заповненим заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженим отвором

Обшивку і накладку виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ» за серійною технологією. По периметру пластин знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки 5-11 ОСТ 1 34040-79 виконували свердлом діаметром 5,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120°. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання

утворювалися замикаючі головки висотою $2,5 \pm 0,1$ мм.

Втомні випробування зразків проведені на машинах для випробувань на втому УРМ-2000 з частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ на трьох рівнях навантажень, відповідних $\sigma_{p0}^{bp} = 228, 196, 165$ МПа.

Результати втомних випробувань зразків обшивки з отвором, заповненим непотайною заклепкою, показані на рис. 2.87.

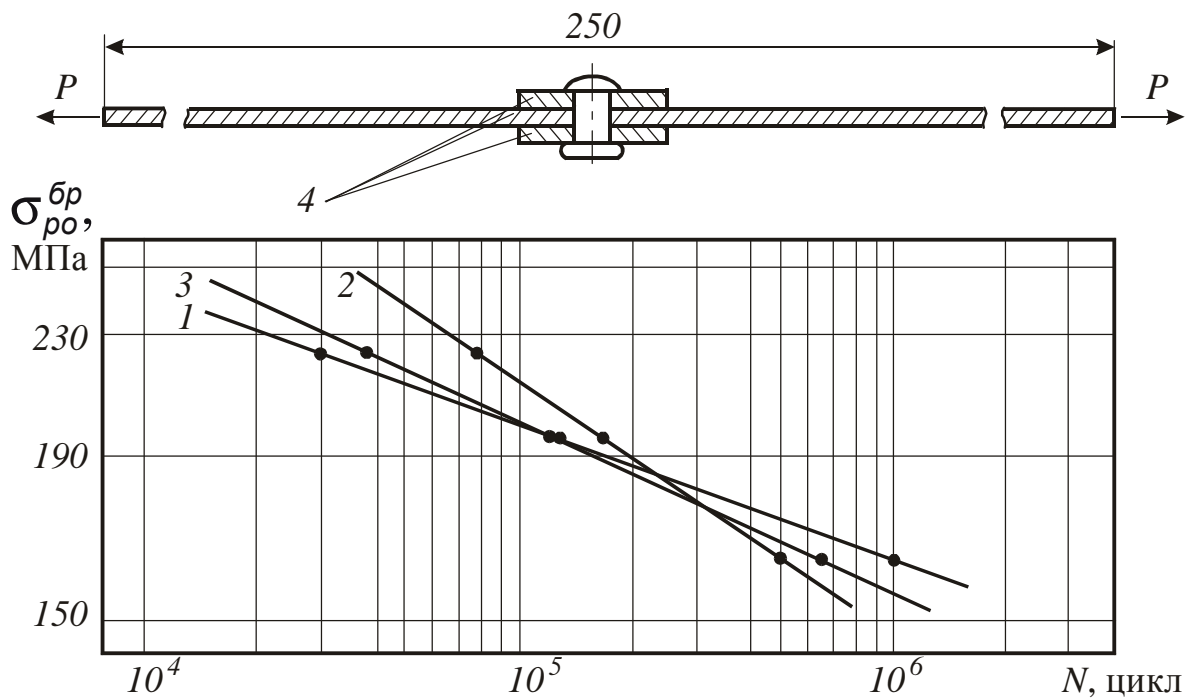


Рис. 2.87. Криві втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненим заклепками 5-11 ОСТ 2.34040-79 незавантаженим отвором:

1 – руйнування від стінки отвору; 2 – руйнування під накладкою;

3 – 1+2; 4 – пластина і накладка з листа Д16АТл2

У результаті аналізу втомних випробувань пластин з Д16АТл2 із заповненим заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 ненавантаженим отвором за характером руйнування зразки поділили на дві групи.

До першої групи віднесені зразки, що зруйнувались від сумісної дії геометричної концентрації напруження і фретинг-корозії в зоні контакту стрижня заклепки і стінки отвору. Тріщини розвивались від стінки отвору із зсувом від осі заклепки, що становив $0,65 \dots 1,5$ мм.

До другої групи віднесені зразки, які руйнуються від фретинг-корозії по поверхнях, що сполучаються, в зоні контакту накладки і пластини. У 70% зразків тріщина розвивалася в пластині в площинах поперечних перерізів пластини в зоні отвору. Ділянки зародження тріщини знаходилися на відстані від 5 до 12,6 мм від подовжньої осі зразка. Решта зразків руйнувалася по пластині в місцях її контакту з накладками по площинах у поперечних перерізах пластини поза зоною отвору. Відстань від центру отвору до зони зародження тріщини по осі, паралельній осі додатка навантаження, становила 7,0...7,5 мм, а по осі, перпендикулярній напрямку навантаження, що прикладається, – 3...5 мм.

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами має вигляд

$$N \cdot \sigma^{8,3785} = 1,989085 \cdot 10^{24} \quad \text{або} \quad \sigma = 7,9439 \cdot 10^2 \cdot N^{-0,193}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні в перерізі по осі отвору має вигляд

$$N \cdot \sigma^{11,0436} = 2,40729 \cdot 10^{30} \quad \text{або} \quad \sigma = 5,637 \cdot 10^2 \cdot N^{-0,09055}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні по поверхнях, що сполучаються, від фретинг-корозії є таким:

$$N \cdot \sigma^{6,03083} = 1,20099 \cdot 10^{19} \quad \text{або} \quad \sigma = 1,4577 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,165815}.$$

Для дослідження характеристик опору втоми обшивки з отвором, заповненим не завантаженою на зріз заклепкою ОСТ 1 34040-79 діаметром 4 мм, були проведені додаткові дослідження. Для випробувань виготовляли спеціальні зразки (рис. 2.88).

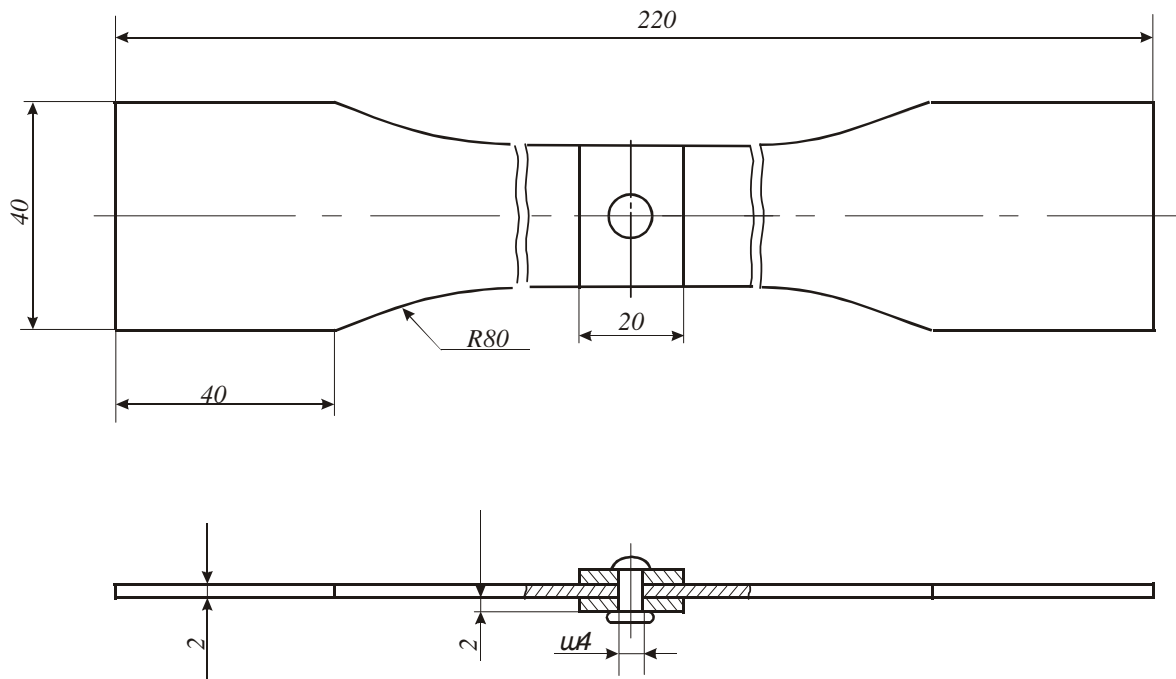


Рис. 2.88. Зразки пластин із листа Д16АТл2 із заповненим заклепкою 4-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженим отвором

Обшивку і накладки виготовляли фрезеруванням по контуру з листа Д16АТл2, анодованого «НХ» за серійною технологією. По периметру пластин знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 45°.

Отвори під заклепки 4-11 ОСТ 1 34040-79 виконували свердлом діаметром 4,05 мм. По периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120°. Заклепки розклепували на пресі КП-204М. У процесі клепаання утворювалися замикальні головки висотою $2,0 \pm 0,1$ мм.

Втомні випробування зразків проведені на машинах для випробувань на втому УРМ-2000 із частотою 40 Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$.

Результати втомних випробувань зразків обшивки з отвором, заповненим непотайною заклепкою, показані на рис. 2.89.

У результаті аналізу втомних випробувань пластин з Д16АТл2 із заповненим заклепкою 4-11 ОСТ 1 34040-79 ненавантаженим отвором за характером руйнування зразки розділили на дві групи.

До першої групи віднесені зразки, що руйнуються від сумісної дії

геометричної концентрації напруження і фретинг-корозії в зоні контакту стрижня заклепки і стінки отвору. Тріщини розвивалися від стінки отвору із зсувом від осі заклепки, що становив 0,5...1,2 мм.

До другої групи віднесені зразки, що руйнуються від фретинг-корозії по поверхнях, що сполучаються, в зоні контакту накладки і пластини. У 25 % зразків тріщина розвивалася в площинах поперечних перерізів пластини в зоні отвору. Ділянки зародження тріщини знаходилися на відстані 3...7 мм від подовжньої осі зразка. Решта зразків руйнувалася по пластині в місцях її контакту з накладками по площинах у поперечних перерізах пластини поза зоною отвору. Відстань від центру отвору до зони зародження тріщини по осі, паралельній осі додатка навантаження, становила 5,0...8,5 мм, а по осі, перпендикулярній напрямку навантаження, що прикладається, – 3...7 мм.

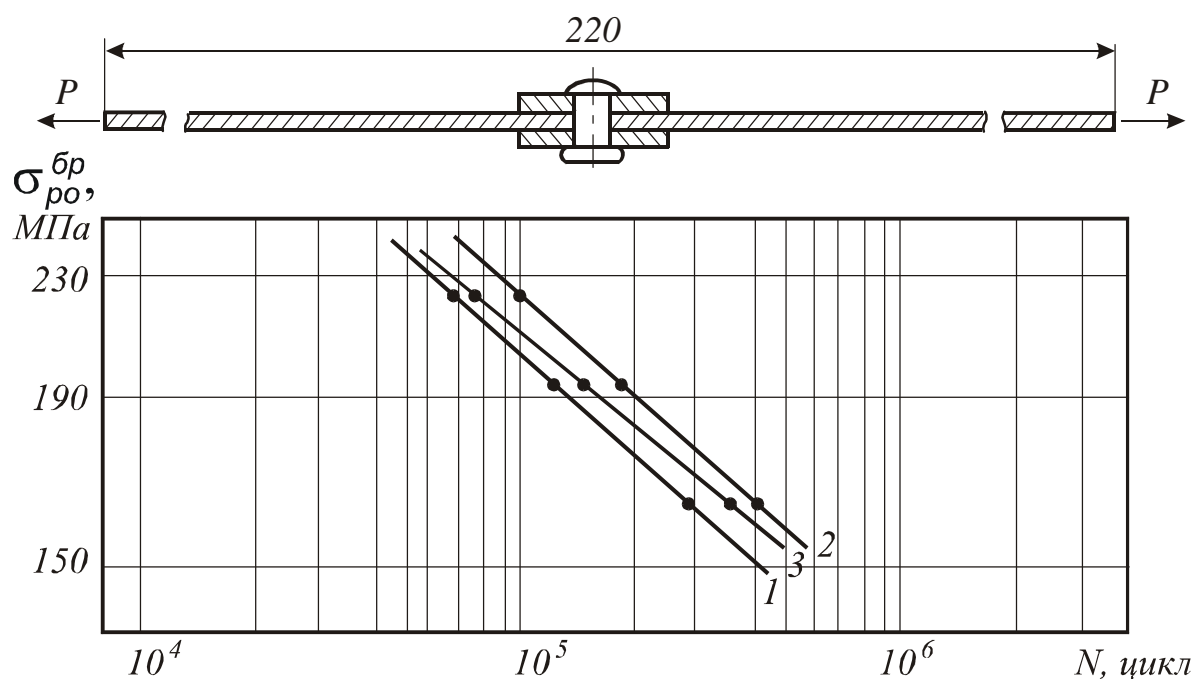


Рис. 2.89. Криві втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненим заклепками 4-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженим отвором

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 4-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами має вигляд

$$N \cdot \sigma^{5,0567} = 5,7748 \cdot 10^{16} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,064 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,1978}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою

5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні від сумісної дії геометричної концентрації напруження і фретинг-корозії в зоні контакту стрижня заклепки і стінки отвору є таким:

$$N \cdot \sigma^{4,6724} = 6,63 \cdot 10^{15} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,433 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,214}.$$

Вираз кривої втоми пластини з листа Д16АТл2 із заповненими заклепкою 5-11 ОСТ 1 34040-79 незавантаженими отворами при руйнуванні від фретинг-корозії по поверхнях, що сполучаються, в зоні контакту накладки і пластини має вигляд

$$N \cdot \sigma^{4,5772} = 5,84699 \cdot 10^{15} \quad \text{або} \quad \sigma = 2,7836 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,2185}.$$

2.5. МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ПЛАСТИН З ОТВОРОМ

Ресурс крила літака визначається ресурсом подовжніх з'єднань панелей крила. Проектування інших конструктивних нерегулярностей виконується так, щоб їх ресурс дорівнював ресурсу подовжніх з'єднань панелей крила або перевищував його [196, 290].

Ресурсні випробування літаків показали, що втомна довговічність подовжніх з'єднань панелей крила з матеріалу Д16чТ збігається з втомою довговічності типових пластин із циліндричним отвором, яка описується виразом, що має вигляд

$$N \cdot \sigma_{\text{бр.0}}^m = C,$$

де $\sigma_{\text{бр.0}}$ – номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, приведені до віднульового циклу навантаження; m і C – експериментально визначувані константи, що враховують ресурсні властивості матеріалу і тип зони нерегулярності.

При цьому встановлено, що для зразків із сплаву Д16чТ залежність, що описує довговічність, має вигляд [3]

$$N = 3 \times 10^9 \sigma_{екв}^{-4}, \quad (2.7)$$

а для зразків із сплаву В95пчГ2 [2] –

$$N = 4.414 \times 10^8 \sigma_{екв}^{-3.5}. \quad (2.8)$$

У формулах (2.7), (2.8) еквівалентне напруження має розмірність кгс/мм².

Зміна параметрів і форми отвору в пластині приводить до зміни характеристик локального напружено-деформованого стану і, як наслідок, втомної довговічності до появи тріщини.

Розроблені методи розрахунку довговічності конструктивних елементів з отворами базуються на визначенні ефективних коефіцієнтів концентрації напруження. Слід зазначити, що вживані розрахунково-експериментальні залежності для прогнозування довговічності за номінальним напруженням конструктивних елементів, виконаних з одного матеріалу з різних товщин і напівфабрикатів, потребують великих обсягів експериментальних досліджень для визначення коефіцієнтів m і C . Ці методи використовують для прогнозування витривалості на стадії ескізного проектування.

Дослідження [437 – 441] показали, що для конструктивних елементів складної форми розрахунок довговічності доцільно проводити на основі характеристик локального напруженого стану. Метод розрахунку довговічності за локальними НДС розробляли для забезпечення підвищеної точності розрахунків. Оснований він на визначенні концентрації локального напруження і деформацій, а також на застосуванні втомних характеристик гладких зразків.

Запропоновано і далі наведено метод прогнозування втомної довговічності конструктивних елементів з геометричним концентратором у вигляді отвору на базі енергетичного критерію і характеристик локального пружнопластичного НДС, а також опору втомі типової пластини з отвором.

Даний метод містить:

1. Визначення локальних максимальних пружнопластичних напружень і деформацій на контурі геометричного концентратора пластини з отвором досліджуваної моделі з урахуванням історії навантаження методом скінченного елемента, реалізованим у системі інженерного аналізу ANSYS.

2. Розрахунок величини максимального віднульового напруження і деформацій циклу навантаження за формулою Одінга в базовому і досліджуваному зразках.

3. Розрахунок впливу рівня навантаження на зміну енергетичного критерію ($\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0}$) у зразках.

4. Визначення експериментальних характеристик опору втомі типових пластин з отвором з досліджуваного матеріалу.

5. Визначення параметрів розрахунково-експериментальної залежності прогнозування довговічності базових зразків пластин на основі енергетичного критерію.

6. Розрахунок прогнозованої довговічності досліджуваного зразка.

Розглянемо зону конструкції з вільним отвором. Для визначення втомних характеристик таких зон проведені розрахунки характеристик локального НДС за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS [474] зразків пластин із циліндричними і зенкованими отворами, показаних на рис. 2.90, 2,91.

Ураховуючи симетрію пластини і характер прикладання зовнішнього навантаження, в розрахунку розглядали 1/4 частину моделі з відповідними умовами закріплення. Для обмеження переміщень моделі по осях Y і Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці прикладання зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення по Y-й і Z-й компонентах. Для вузлів скінченноелементної сітки, що лежать у площинах OX і OY, задані умови симетрії (рис. 2.92).

Скінченноелементна модель пластини з отвором складається з об'ємних

восьмивузлових елементів SOLID45, наведених у системі ANSYS [474]. Всього модель містить 1500 скінченних елементів.

Характер розподілу еквівалентних напружень у пластині із зенкованим отвором показано на рис. 2.93.

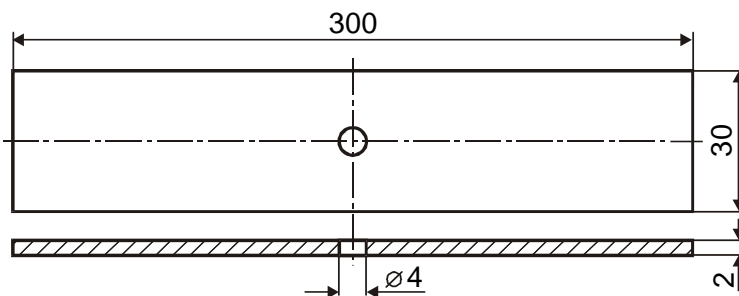


Рис. 2.90. Конструкція зразка пластини із циліндричним отвором

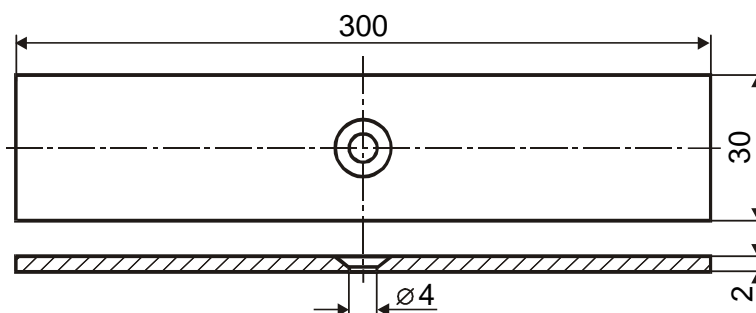


Рис. 2.91. Конструкція зразка пластини із зенкованим отвором

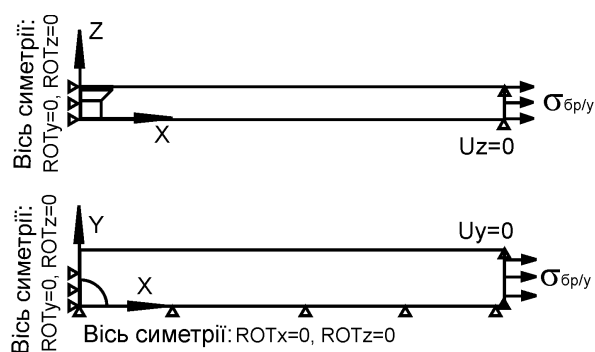


Рис. 2.92. Розрахункова схема пластини з отвором

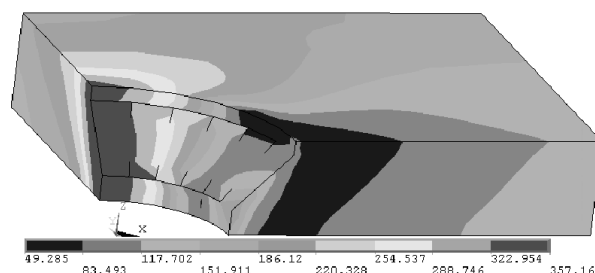


Рис. 2.93. Характер розподілу еквівалентного напруження в пластині із зенкованим отвором

Результати розрахунків локального НДС показані на рис. 2.94 у вигляді

залежності $\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0}$ від $\sigma_0^{\bar{b}p}$.

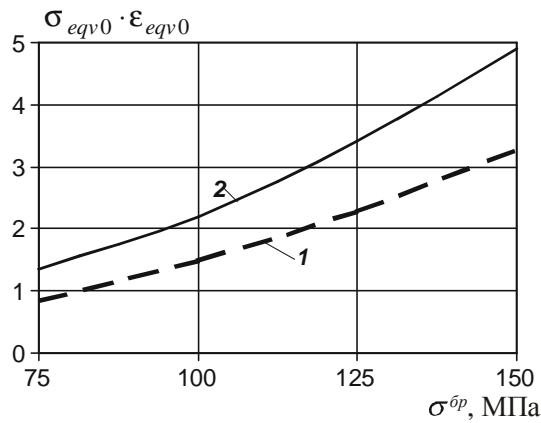


Рис. 2.94. Залежність добутка локального напруження і деформацій в найбільш навантаженій точці на контурі від номінального напруження $\sigma_0^{\bar{b}p}$ для пластини: 1 – з вільним циліндричним отвором; 2 – з вільним зенкованим отвором

На рис. 2.95 показані криві втоми пластини з циліндричними і зенкованими вільними отворами в координатах $\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0}$ від N . Втомна крива для пластини з циліндричним отвором була узята з праць ЦАГІ [414, 415]. Точки, що характеризують довговічність пластини із зенкованим отвором, визначені за умови, що витривалість пластини з циліндричним отвором в два рази вище за витривалість пластини із зенкованим отвором при глибині зенкування 80 % від товщини пластини [246].

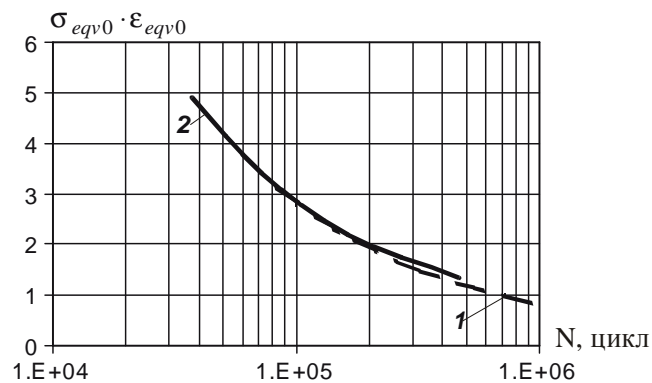


Рис. 2.95. Криві втоми пластини в координатах $N = f(\sigma_{eqv.лок.0} \times \varepsilon_{eqv.лок.0})$:

- 1 – з вільним циліндричним отвором;
- 2 – з вільним зенкованим отвором

Отримані експериментальні криві втоми пластини з циліндричним отвором апроксимуються виразом

$$(\sigma_{eqv0} \times \varepsilon_{eqv0})^{m_e} N = C_e, \quad (2.9)$$

де $m_e = 1,8528$; $C_e = 6,91619 \times 10^5$.

Збіг кривих втоми в цих координатах дозволяє припустити, що константа C_e у виразі (2.9) буде однаковою для смуг із даними формами отворів у них, якщо локальні НДС визначаються енергетичним критерієм, що дорівнює добутку максимального еквівалентного віднульового напруження і деформацій.

За наявною кривою довговічності пластини із циліндричним отвором і з урахуванням збігу констант c отримуємо вираз для прогнозування довговічності пластини із зенкованим отвором (рис. 2.96):

$$N_2 = N_1 \times \left(\frac{(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_{Ц}}{(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_{К}} \right)^{m_e}, \quad (2.10)$$

де N_2 – довговічність пластини із зенкованим отвором; N_1 – довговічність пластини з циліндричним отвором; $(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_{Ц}$ – утворення локального напруження і деформацій пластини з циліндричним отвором; $(\sigma_{eqv.лок.0} \times e_{eqv.лок.0})_{К}$ – утворення локального напруження і деформацій пластини із зенкованим отвором.

Результати втомних випробувань і розрахунків довговічності пластин з циліндроконічним і циліндричним отворами показані на рис. 2.96.

Аналіз довговічності пластин із циліндричними зенкованими отворами із сплаву Д15АТл5 показує, що витривалість пластини із циліндричним отвором у два рази вище за витривалість пластини із зенкованим отвором при глибині зенкування 80% від товщини пластини [246].

Отримана розрахунковим шляхом за залежністю (2.10) довговічність пластини із зенкованим отвором (див. рис. 2.96) також у два рази нижче за

довговічність пластини з циліндричним отвором, що дає можливість відзначити задовільну відповідність результатів розрахунку і експерименту.

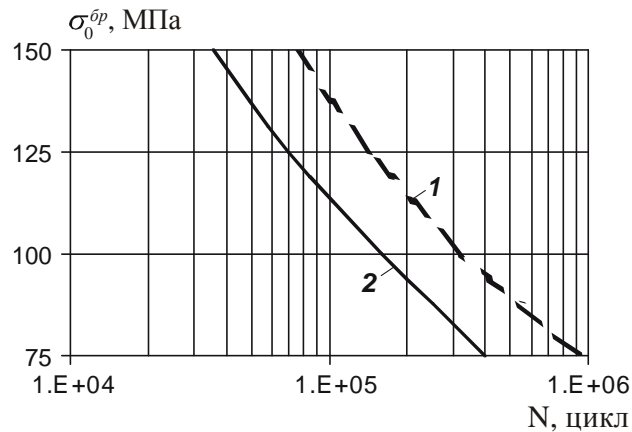


Рис. 2.96. Криві втоми пластини в координатах $N=f(\sigma_0^{\bar{p}})$:

1 – з вільним циліндричним отвором (експеримент);

2 – з вільним зенкованим отвором (розрахунок)

2.6. МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ З'ЄДНАНЬ, ВИКОНАНИХ З ОСЬОВИМ І РАДІАЛЬНИМ НАТЯГАМИ БОЛТІВ ІЗ ШЕСТИГРАННОЮ ГОЛОВКОЮ

Призначенням даного методу є прогнозування втомної довговічності зрізних болтових з'єднань, виконаних з пружнопластичним радіальним та осьовим натягом при їх циклічному навантаженні в зонах можливого руйнування як від геометричної концентрації напруження, так і від контактного тиску, що викликає розвиток фретинг-корозії.

Метод прогнозування довговічності до появи тріщини модифікованих моделей зрізних болтових з'єднань з осьовим і радіальним натягами базується на гіпотезі еквівалентності пошкоджувальної дії коефіцієнтів концентрації повної питомої енергії деформації в найбільш навантажених зонах елементів модифікованих з'єднань і в типовій смузі з отвором, заповненим болтом з осьовим і радіальним натягами за однаковою технологією і з однакових матеріалів, а також на основі розрахунку характеристик їх контактної взаємодії. При розрахунку

враховують зміну характеристик НДС в елементах з'єднань, виконаних із пружнопластичним натягом після прикладання зовнішнього навантаження.

Метод прогнозування довговічності зрізних болтових з'єднань, виконаних з натягом, містить такі етапи:

1. Аналіз конструктивно-технологічних параметрів зрізних болтових з'єднань, виконаних із пружнопластичними осьовим і радіальним натягами.

2. Вибір типових зразків зрізних болтових з'єднань і конструктивно-технологічних параметрів, вплив яких на довговічність з'єднань досліджуватиметься. Виготовлення типових зразків за відповідною технологією серійного виробництва.

3. Проведення втомних випробувань типових зразків і дослідження їх характеристик опору втомі. Апроксимація результатів випробувань аналітичними виразами і побудова кривих втоми за номінальним віднульовим напруженням.

4. Розрахунок характеристик локального НДС у зонах концентрації напруження і контактного тиску в елементах деталей типових зразків, що з'єднуються, за допомогою методу скінченних елементів. Визначення коефіцієнтів концентрації питомого енергетичного критерію і величин контактного тиску на поверхні деталей, що сполучаються, з урахуванням зміни НДС після першого циклу навантаження.

5. Прогнозування довговічності модифікованого з'єднання на основі прийнятого критерію з урахуванням змін конструктивних параметрів.

Для апробації запропонованого методу на основі аналізу (етап 1) існуючих конструктивно-технологічних параметрів болтових з'єднань авіаційних конструкцій [285] на етапі 2 вибрані типові зразки пластини із заповненим незавантаженим отвором, однорядних, дворядних і трирядних зрізних з'єднань болтами 8-24-Кд-ОСТ131103-80, встановленими з радіальним натягом $1\%d_6$ і осьовим затягуванням $Pз = 10$ кН, позначені далі 1, 2, 3, 4 відповідно (рис. 2.97).

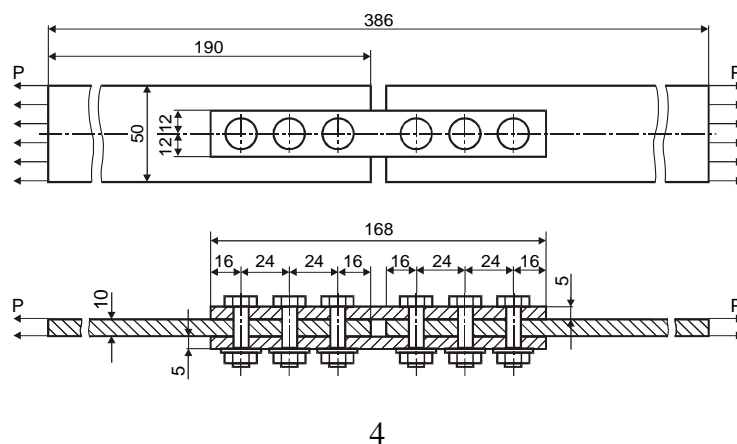
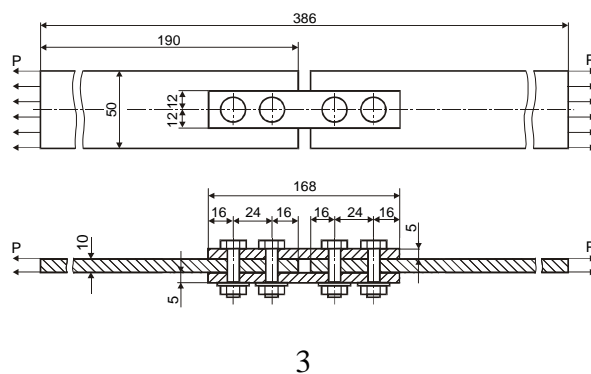
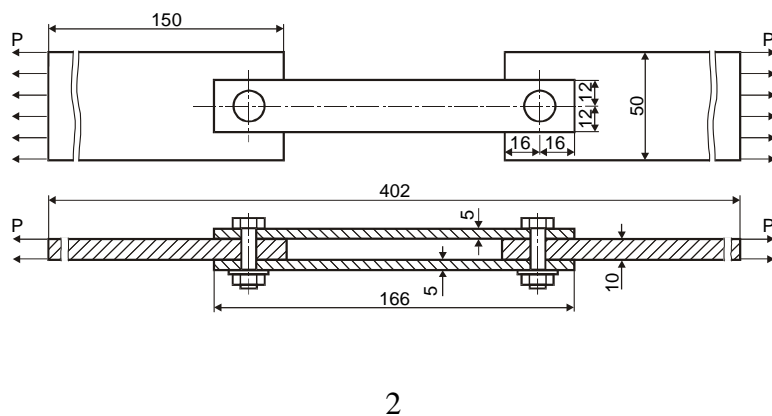
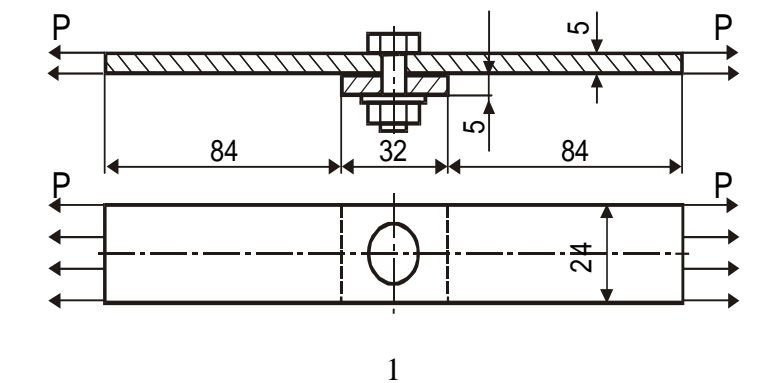


Рис. 2.97. Досліджувані зразки різних болтових з'єднань

На етапі 3 результати проведених втомних випробувань типових зразків пластини з незаповненим отвором (1о), з отвором, заповненим болтом із

затягуванням (1зат), натягом (1нат) і з натягом і затягуванням (1нат+зат), а також двозрізних з'єднань (2, 4), апроксимовані аналітичними виразами вигляду

$$N \cdot (\sigma_0^{\bar{p}})^m = C,$$

де $\sigma_0^{\bar{p}}$ – номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, приведене до віднульового циклу навантаження; m і C – константи, визначені за наслідками втомних випробувань даних конструктивних елементів (рис. 2.98).

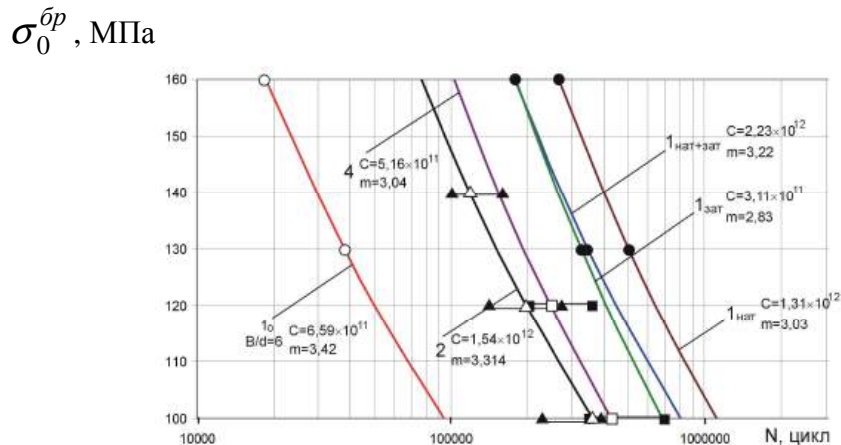


Рис. 2.98. Криві втоми типових зразків, побудовані шляхом апроксимації результатів випробувань

Встановлено, що руйнування типових зразків з'єднань, виконаних з радіальним натягом і осьовим затягуванням, при циклічному прикладенні розтягального навантаження від геометричної концентрації напруження відбувається лише на верхньому рівні навантаження. В основному ж зразки руйнувалися в зонах розвитку фретинг-корозії по сполучних поверхнях елементів з'єднань, що підтверджує необхідність оцінки втомної довговічності зрізних болтових з'єднань з натягом як у зонах концентрації напруження, так і в зонах можливого розвитку фретинг-корозії.

На етапі 4 для визначення характеристик НДС в елементах з'єднань за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS [474] створені скінченноелементні моделі досліджуваних зразків (рис. 2.99), що складаються з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45 і контактних елементів другого порядку CONTA173, TARGE170, наведених у базі даних ANSYS. Для зменшення часу розрахунку розглядали 1/4 частини моделей з відповідними умовами закріплення. Зовнішнє навантаження моделювалося прикладанням тиску до торцевих поверхонь моделей.

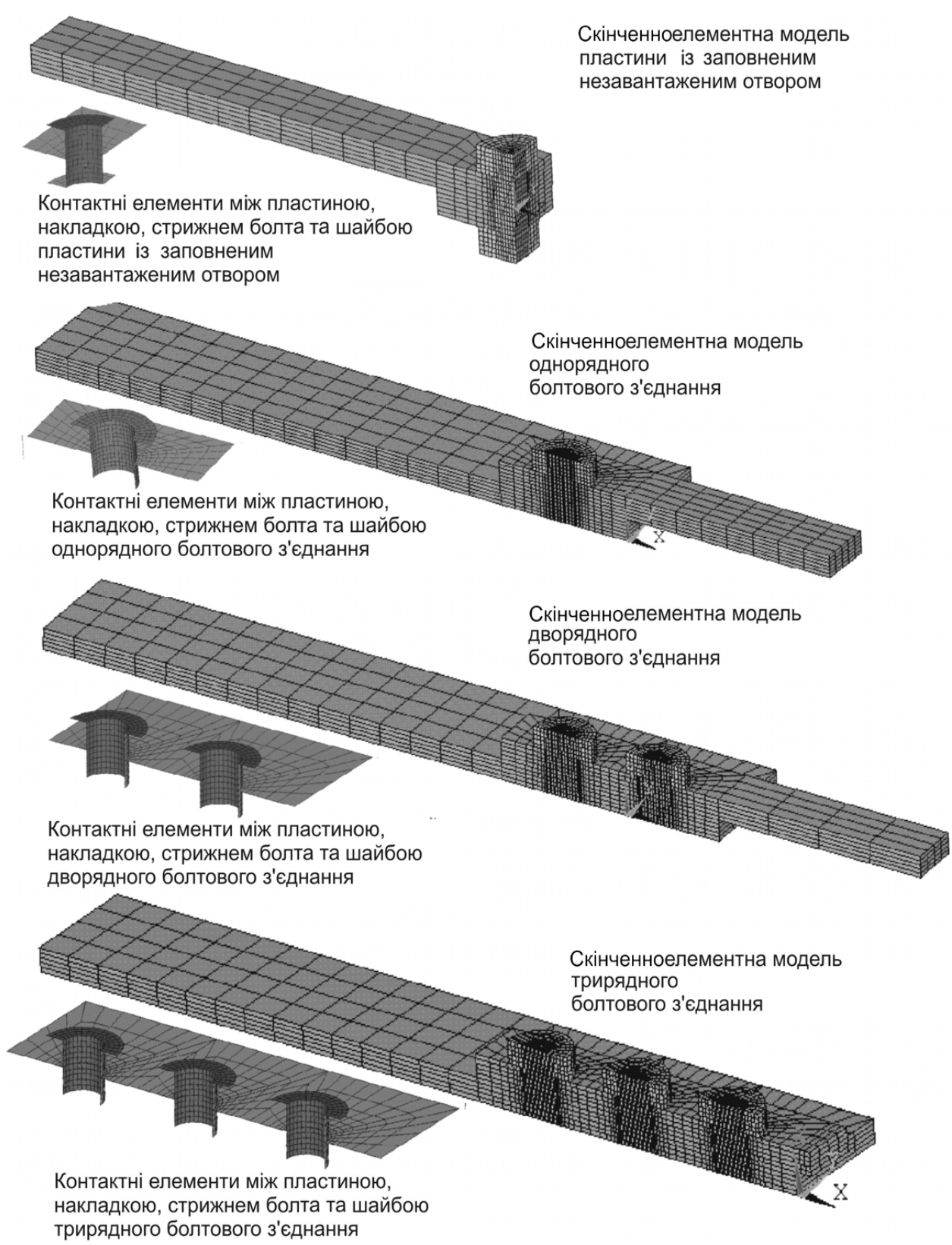


Рис. 2.99. Скінченноелементні моделі досліджуваних зразків зрізних болтових з'єднань

Аналіз характеристик НДС елементів даних зразків з'єднань проводили при моделюванні зовнішнього розтягального напруження величиною 100, 120 і 140 МПа.

Як зона вірогідного втомного руйнування від геометричної концентрації напруження розглянуто поперечний перетин сполучної накладки в зоні концентрації напруження крайнього ряду досліджуваних зразків (рис. 2.100).

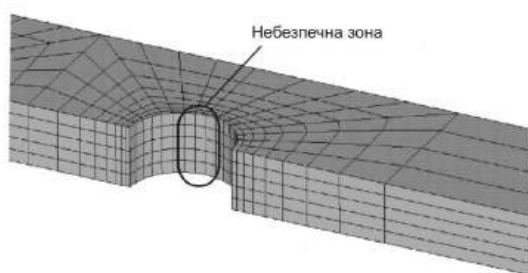


Рис. 2.100. Зона вірогідного втомного руйнування від геометричної концентрації напруження

Для виявлення характеру зміни НДС у небезпечній зоні після першого циклу визначено напруження і деформації після постановки болтів з натягом і затягуванням в отвори, потім – при прикладанні зовнішнього розтягального навантаження, а також після повного розвантаження (рис. 2.101).

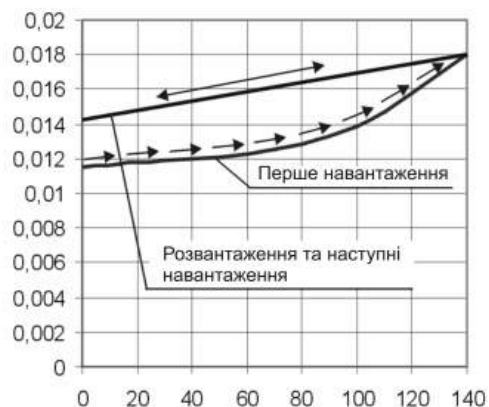
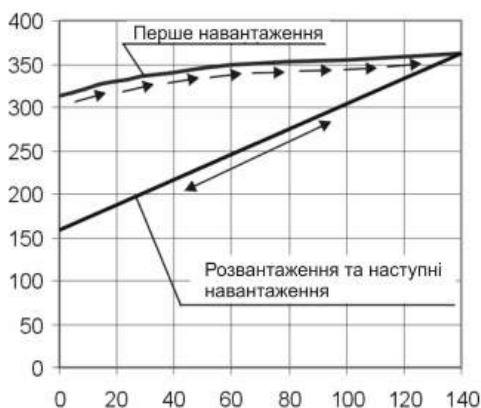


Рис. 2.101. Зміна залишкових еквівалентних: а – напруження; б – деформацій в даній зоні однрядного зрізного болтового з'єднання, після додавання зовнішнього розтягального напруження $\sigma^{bp} = 140$ МПа

Як видно з рис. 2.101, уже при другому циклічному навантаженні зразка

однорядного з'єднання розтягальним навантаженням, відповідним $\sigma^{\bar{b}p} = 140$ МПа, знижується ефект від пружнопластичного натягу за напруженням (при розвантаженні залишкового еквівалентного напруження зменшується в два рази). При цьому залишкові еквівалентні деформації зростають ~на 24 %. При подальшому циклічному навантаженні залежності еквівалентного напруження і деформацій від $\sigma^{\bar{b}p} < 140$ МПа матимуть лінійний характер (при поступовому накопиченні залишкових деформацій), тобто набудуть стабілізованих значень. Це дозволяє оперувати добутком віднульових напружень і деформацій як критерієм, пропорційним повній питомій енергії деформації в локальній зоні.

На рис. 2.102 показані залежності величин максимальних значень додатка $(\sigma_{eqv} \cdot \varepsilon_{eqv})_{max}$ в елементах досліджуваних зразків з'єднань при зміні зовнішнього розтягального навантаження.

Як видно з рис. 2.102, максимальні значення додатка $(\sigma_{e0} \times \varepsilon_{e0})_{max}$ у локальних зонах не завжди адекватно відбивають зміну втомних характеристик досліджуваних зразків з'єднань за циклічного навантаження при їх окремому розгляді.

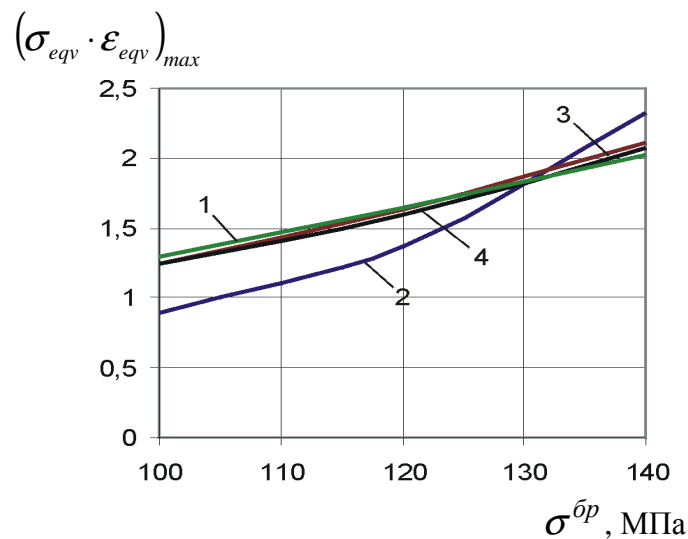


Рис. 2.102. Вплив зовнішнього розтягального навантаження на величину

максимальних значень додатка $(\sigma_{eqv} \cdot \varepsilon_{eqv})_{max}$ в елементах досліджуваних зразків з'єднань

Значний вплив на довговічність з'єднань при циклічному навантаженні надає характер зміни напруження за поперечним перерізом елементів. Наявні в літературі дані свідчать про те, що межа втоми металів при випробуваннях в умовах неоднорідного напруженого стану вище, ніж в умовах однорідного напруженого стану [187].

Досліджено розподіл еквівалентного напруження і деформацій за товщиною і шириною накладки в поперечному перерізі по осі отвору в накладці (шляхи L1 і L2, рис. 2.103) і їх величини приведені до віднульового еквівалентного напруження за формулою Одінга

$$\sigma_0 = \sqrt{2\sigma_a\sigma_{\max}} ; \varepsilon_0 = \sqrt{2\varepsilon_a\varepsilon_{\max}} ,$$

де σ_a – амплітуда напруження, що діє в елементах конструкції; σ_{\max} — максимальне за величиною напруження в елементах конструкції.

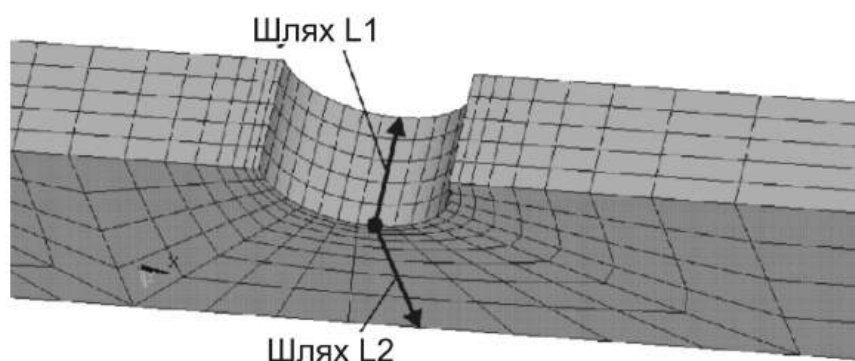


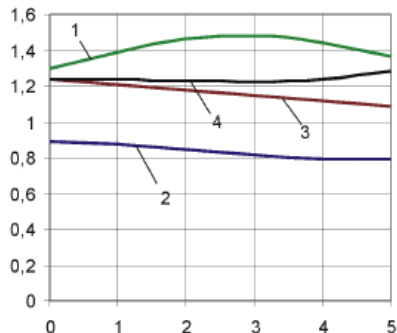
Рис. 2.103. Шляхи, по яких визначалися значення величин $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$

На рис. 2.104 показано характер розподілу величин $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною і шириною накладки в зоні концентрації напруження.

Як видно з рис. 2.104, унаслідок вигину болта в з'єднаннях спостерігається нерівномірність розподілу величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною накладок у зонах отворів під установлення болтів. При зовнішньому розтягальному напруженні $\sigma^{bp} = 140$ МПа максимальне значення $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ перевищує мінімальне в 1,8 раза в зразку однорядного з'єднання і в 1,4 раза – в зразках дворядного і трирядного з'єднань. У пластині із заповненим незавантаженим отвором

нерівномірність розподілу величини додатка $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ полягає в зменшенні значень на нижній і верхній поверхнях унаслідок дії затягування болта. Максимальне значення $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною пластини перевищує мінімальне в 1,12 раза при $\sigma^{\bar{\sigma}p} = 140$ МПа.

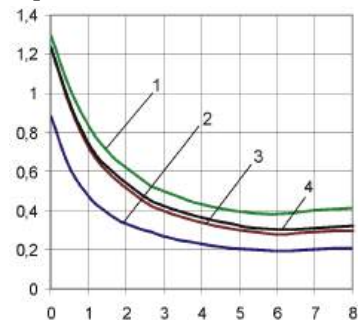
$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, МПа



L1, мм

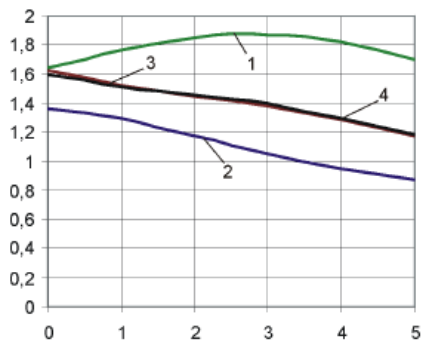
$\sigma^{\bar{\sigma}p} = 100$ МПа

$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, МПа



L2, мм

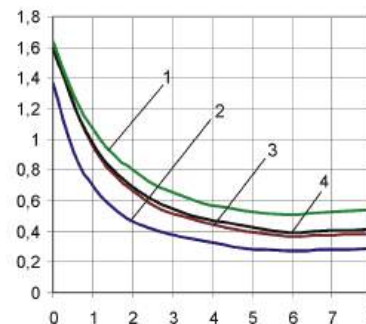
$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, МПа



L1, мм

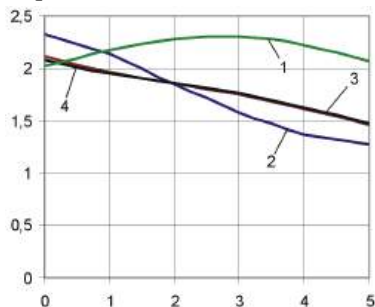
$\sigma^{\bar{\sigma}p} = 120$ МПа

$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, МПа



L2, мм

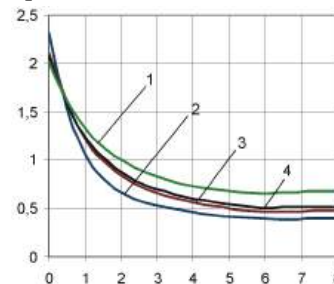
$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, МПа



L1, мм

$\sigma^{\bar{\sigma}p} = 140$ МПа

$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, МПа



L2, мм

Рис. 2.104. Розподіл величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за шириною і товщиною з'єднувальної накладки

Для кількісного урахування ступеня неоднорідності напружено-деформованого стану в зоні вірогідного втомного руйнування введені коефіцієнти нерівномірності розподілу величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною L1 і коефіцієнт концентрації величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за шириною L2 з'єднувальної накладки в зоні крайнього ряду:

$$\theta = \left[\frac{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\max}}{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\text{сеп}}} \right]_{L1} ; k = \left[\frac{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\max}}{(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\text{сеп}}} \right]_{L2} ,$$

де $(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\max}$ – максимальне значення величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$;

$$(\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0})_{\text{сеп}} = \frac{\int_0^{L1(L2)} (\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}) dL_i}{L_i} \text{ – середньоінтегральне значення величини}$$

$\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною (шириною) з'єднувальної накладки.

На рис. 2.105 показані залежності коефіцієнтів θ і k , а також величини їх добутку $\theta \cdot k$ у зоні вірогідного втомного руйнування від рівня зовнішнього розтягального напруження $\sigma^{\bar{b}p}$, МПа.

Для **однорядного з'єднання** при зміні $\sigma^{\bar{b}p}$ від 100 до 140 МПа коефіцієнт θ зростає з 1,06 до 1,33, а k – з 2,94 до 3,55. Величина додатка $\theta \cdot k$ при зміні $\sigma^{\bar{b}p}$ від 100 до 140 МПа збільшується з 3,13 до 4,74.

Для **дворядного і трирядного з'єднань** коефіцієнти θ і k із зростанням $\sigma^{\bar{b}p}$ змінюються не так інтенсивно, як для однорядного з'єднання, і величина їх додатка $\theta \cdot k$ лежить у межах 2,6...3.

Отримані коефіцієнти концентрації і нерівномірності величини $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ (див. рис. 2.105) необхідні для прогнозування втомної довговічності від геометричної концентрації напруження в елементах модифікованого зразка на основі результатів втомних випробувань базового зразка.

Для прогнозування довговічності елементів з'єднання в зоні фретинг-корозії (етап 5) розглянуто зону контактної взаємодії з'єднувальної накладки і головки болта і визначено характер розподілу контактного тиску по поверхні контакту (рис. 2.106).

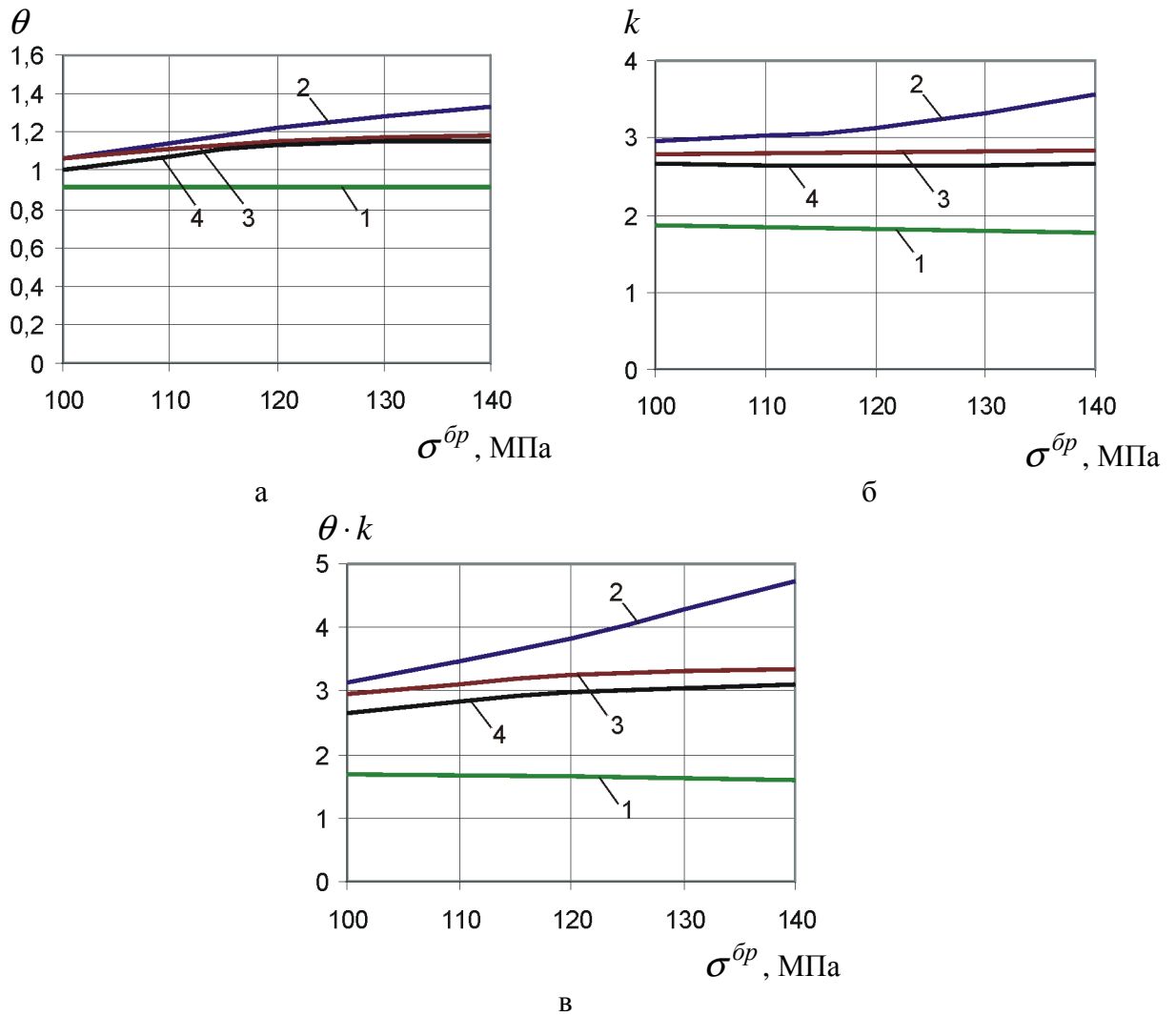


Рис. 2.105. Вплив зовнішнього розтягального напруження $\sigma^{\bar{p}}$ на коефіцієнти неоднорідності $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за товщиною (а); коефіцієнти концентрації $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ за шириною (б); величину додатка $\theta \cdot k$ (в)



Рис. 2.106. Характер розподілу контактного тиску між накладкою і шайбою болта при дії розтягального навантаження в з'єднанні

Ступінь нерівномірності розподілу контактного тиску між шайбою і

накладкою внаслідок вигину болта (див. рис. 2.106) має подібний характер для всіх досліджених зразків зрізних болтових з'єднань. На рис. 2.107 показані залежності зміни величин максимального контактного тиску між головкою болта і накладкою при зміні $\sigma^{\bar{b}p}$ у зразках типових з'єднань.

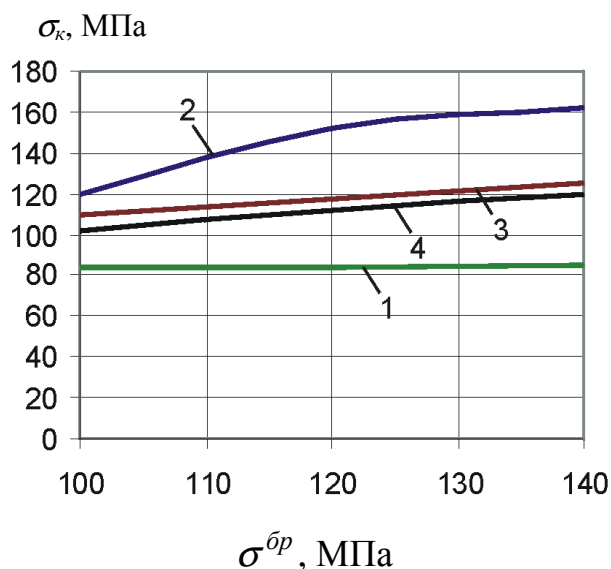


Рис. 2.107. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ на величину максимального контактної тиску між накладкою і головкою болта

З рис. 2.107 видно, що збільшення числа рядів з одного до двох зменшує максимальне значення контактної тиску, що діє між шайбою і накладкою, приблизно на 23 %. При збільшенні числа рядів із двох до трьох максимальний контактний тиск трохи зменшується.

У пластині з отвором, заповненим болтом, максимальний контактний тиск між шайбою і пластиною із зростанням величини зовнішнього навантаження в даному діапазоні практично не змінюється за величиною, складаючи ~ 84 МПа.

Отримані характеристики локального НДС дозволяють перейти до прогнозування характеристик опору втомі досліджуваних зразків у зоні концентрації величини енергетичного критерію

$$N_{.m} = \frac{C_{\bar{\sigma}}}{\left(\sigma_0^{\bar{\sigma}p}\right)^m \left[\frac{(\theta \cdot k)_{.m}}{(\theta \cdot k)_{\bar{\sigma}}}\right]^t}, \quad (2.11)$$

де $\sigma_0^{\bar{\sigma}p}$ – номінальне напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, приведене до віднульового циклу навантаження; m і $C_{\bar{\sigma}}$ – константи для апроксимації кривої втоми базового зразка, визначувані за наслідками втомних випробувань; $t = 0,8$ – показник ступеня впливу нерівномірності напружено-деформованого стану при переході від базового зразка (індекс «б») до модифікованого (індекс «м»). Як базовий прийнято зразок пластини з отвором, заповненим болтом із натягом.

На рис. 2.108 побудовані криві втоми досліджуваних зразків на основі розрахунку за формулою (2.11) – для зон геометричної концентрації напруження і за формулою (1.1) – для зон виникнення фретинг-корозії.

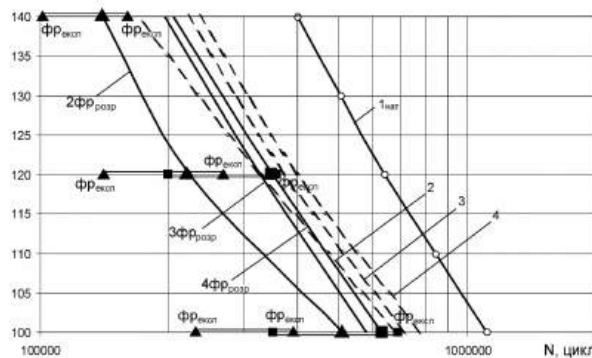


Рис. 2.108. Криві втоми для досліджуваних зразків:

- — базова крива втоми пластини з отвором, заповненим болтом із натягом;
- — — — криві втоми досліджуваних зразків зрізних болтових з'єднань, розраховані за (2.11); фр_{розр} – криві, що обмежують довговічність при дії фретинг-корозії, визначені за (1.1); ■ фр_{експ}, ▲ фр_{експ} – нанесені точки руйнування від фретинг-корозії при випробуваннях

Із цього рисунка видно, що на нижньому рівні навантаження руйнування елементів від фретинг-корозії відбувається значно раніше, ніж руйнування від геометричної концентрації напруження в зонах установлення болтів, тобто фретинг-корозію обмежує позитивний вплив пружнопластичного натягу на довговічність з'єднання.

Слід зазначити, що запропонований метод апробований при розрахунку довговічності модифікованого зразка на основі базового лише у разі модифікації, що полягає в зміні числа рядів. Автори проводять аналіз застосовності даного методу при широкому варіюванні параметрів з'єднань (величини пружнопластичного натягу при установленні болтів, товщини елементів, що сполучаються, діаметрів кріпильних елементів).

За наслідками проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено метод прогнозування характеристик довговічності зрізних болтових з'єднань із радіальним і осьовим натягом на базі характеристик опору втоми, локального НДС і контактної взаємодії елементів типових зрізних зразків болтових з'єднань.

2. При дослідженні характеристик НДС в елементах зрізних болтових з'єднань у зонах концентрації напруження встановлено, що після першого циклу зовнішнього навантаження залишкові деформації і напруження набувають значень, які не дорівнюють початковим від натягу і зтягування, внаслідок чого змінюються величини амплітуд напруження і деформацій, що діють у локальних зонах.

3. Як критерій, що впливає на довговічність з'єднань, виконаних з натягом, прийнято коефіцієнт концентрації повної питомої роботи деформації $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$, що враховує неоднорідність НДС у локальній зоні.

4. Встановлено характер зміни контактної тиску між елементами з'єднань у процесі навантаження і визначено залежності їх максимальних значень від величини зовнішнього розтягального навантаження і числа рядів.

5. Запропонований метод апробовано при розрахунку довговічності типових

зрізних болтових з'єднань, виконаних із радіальним та осьовим натягами при зміні числа рядів. Отримані розрахункові криві втомі зіставляли з результатами проведених експериментів. Встановлено задовільне узгодження результатів розрахунку і експерименту.

2.7. ВИСНОВКИ

1. Розроблено нову концепцію, принципи і методи інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання збірних літакових конструкцій за допомогою комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS і системи CAD\CAE ANSYS.

2. Розроблено метод створення майстер-геометрії, моделі розподілу простору і параметричних аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій. Метод апробовано і реалізовано при комп'ютерному моделюванні збірних конструкцій літаків Ан-140, Ан-74ТК-300, Ан-148.

3. Розроблено метод аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики локального НДС елементів регулярних зон збірних літакових конструкцій за допомогою системи ANSYS з урахуванням геометричної, фізичної нелінійностей і контактної взаємодії елементів конструкції.

4. Експериментальним шляхом отримано характеристики опору втомі типових моделей регулярної зони збірних літакових конструкцій. Розроблено критерії розрахунково-експериментальної залежності для прогнозування довговічності регулярних зон збірних конструкцій.

5. Розроблено метод прогнозування довговічності зон високоресурсних збірних літакових конструкцій на основі енергетичного критерію з урахуванням фретинг-корозії і технологій виконання з'єднань.

РОЗДІЛ 3

МЕТОД ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЯГНЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Розроблення методології інтегрованого проектування авіаційної техніки за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем CAD\CAM\CAE\PLM та інформаційної підтримки життєвого циклу літаків створює передумови до забезпечення їх конкурентоспроможності на світовому ринку авіаційних транспортних послуг завдяки досягненню заданих замовником тактико-технічних, екологічних і економічних характеристик, відповідних міжнародним стандартам.

Інтегроване проектування літака містить інтегроване проектування і моделювання з'єднань літакових конструкцій. Алгоритм інтегрованого проектування і моделювання зрізних болтових з'єднань конструкцій показано на рис. 3.1. Він містить початкові дані для створення з'єднань, проектування з'єднань заданого ресурсу мінімальної маси, технологію виконання з'єднань, випробування на довговічність і герметичність, комп'ютерне моделювання і інженерний аналіз НДС з'єднань, розроблення методів досягнення заданого ресурсу при лабораторних випробуваннях і в експлуатації, розроблення конструкторської, технологічної, експлуатаційної і ремонтної документації за допомогою комп'ютерних систем.

Метою інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання з'єднань збірних літакових конструкцій за допомогою систем CAD\CAM\ CAE\PLM є визначення конструктивних параметрів з'єднань, технології їх виконання, що забезпечують заданий рівень статичної міцності, довговічності, що регламентується, герметичності, якості зовнішньої поверхні при мінімумі маси з'єднань і втомній якості, що перевищує раніше досягнутий рівень.

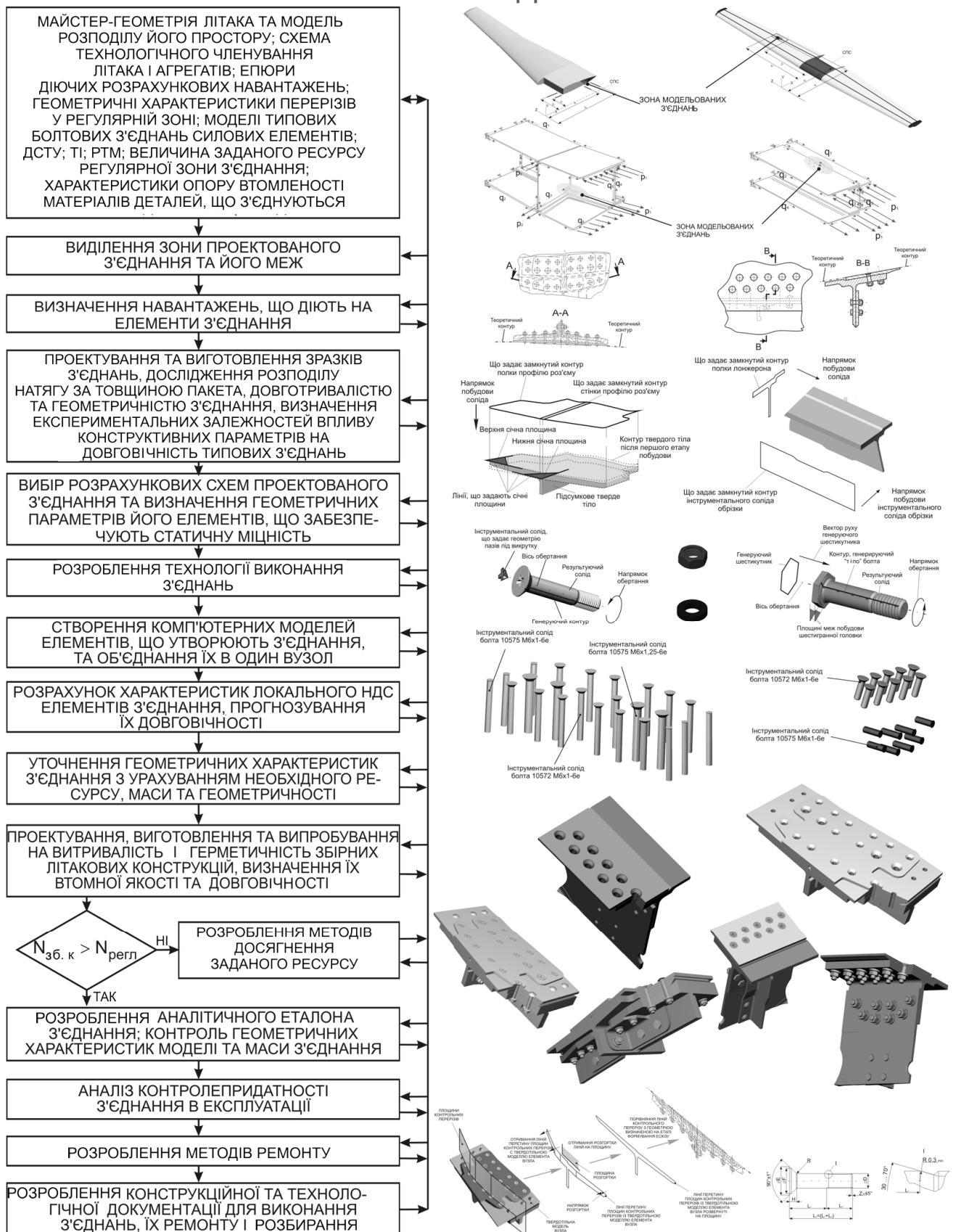


Рис. 3.1. Метод інтегрованого проектування і моделювання зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій регламентованої довговічності

Реалізація цієї мети досягається на основі розроблення нових концепцій: за рахунок застосування матеріалів, прогресивних кріпильних елементів, конструкції з'єднань, технології постановки кріпильних елементів, нових розрахунково-експериментальних методів аналізу характеристик об'ємного локального НДС і опору втомі елементів з'єднань, методів затримки зростання втомних тріщин, застосування інтегрованих систем проектування, моделювання й інженерного аналізу, інформаційної підтримки їх життєвого циклу.

Об'єднуючи нові конструктивно-технологічні рішення щодо кріпильних елементів, технологічних способів установа і конструктивних особливостей з'єднань з комп'ютерними методами тривимірного моделювання, отримуємо нову концепцію інтегрованого проектування з'єднань збірних літакових конструкцій, що полягає в розробленні аналітичного еталона з'єднання літакової конструкції на основі узгодженого застосування:

- параметричних аналітичних об'ємних еталонів елементів, що з'єднуються, і літакових конструкцій;
- методу аналізу впливу конструктивних і технологічних особливостей елементів з'єднання на характеристики його об'ємного локального НДС;
- методу дослідження впливу конструктивних і технологічних особливостей елементів з'єднання на характеристики його опору втомі;
- методу вибору конструктивно-технологічних параметрів з'єднання, що забезпечують задані характеристики статичної міцності, втомної довговічності, герметичності й якості зовнішньої поверхні при мінімумі маси з'єднання;
- методу затримки зростання втомних тріщин для продовження ресурсу і забезпечення безпеки польотів.

Забезпечення заданих характеристик з'єднань літакових конструкцій потребує розроблення методу інтегрованого аналізу впливу конструктивно-технологічних чинників на характеристики локального напружено-деформованого стану елементів з'єднань (рис. 3.2).

Аналіз характеру та причин втомного руйнування елементів зрізних з'єднань в експлуатації та при лабораторних випробуваннях

Аналіз конструктивно-технологічних параметрів і методів забезпечення заданого ресурсу з'єднань літакових конструкцій. Створення типових моделей з'єднань елементів планера літака

Виділення з конструкції планера літака зони з'єднання, визначення руйнівних навантажень, вибір параметрів з'єднань за умовами статичної міцності

Визначення експлуатаційних навантажень на з'єднання і приведення їх до еквівалентного віднульового циклу навантаження

Створення параметричної тривимірної моделі з'єднання. Вибір та обґрунтування розрахункової схеми з'єднання та діаграм деформування матеріалів

Створення скінченноелементної моделі з'єднання, додаток діючих навантажень і завдання граничних умов

Формування розрахункових випадків і розрахунок НДС в елементах з'єднання при різних навантаженнях і типах посадок кріпильних елементів

Розрахунок розподілу зусиль між рядами в багатоболтовому з'єднанні та піддатливості

Аналіз характеристик локального НДС ($\sigma_x, \epsilon_x, \sigma_y, \epsilon_y, \sigma_z, \epsilon_z, \sigma_{\theta}, \epsilon_{\theta}, \sigma_{e0}, \epsilon_{e0}, K_{\sigma}, K_{\epsilon}, \sigma_{a0}, \epsilon_{a0}, \sigma_{\theta 0}, \epsilon_{\theta 0}, \sigma_{\kappa}, \zeta$, зазор, ν (мікрозміщення) в зонах ймовірного втомного руйнування

Аналіз впливу конструктивних параметрів, величини осьового та радіального натягів кріпильних елементів на характеристики локального НДС елементів з'єднання

Визначення зон максимального значення енергетичного критерію та деформацій в елементах з'єднання

Розроблення рекомендацій щодо зниження значення енергетичного критерію та контактних напружень

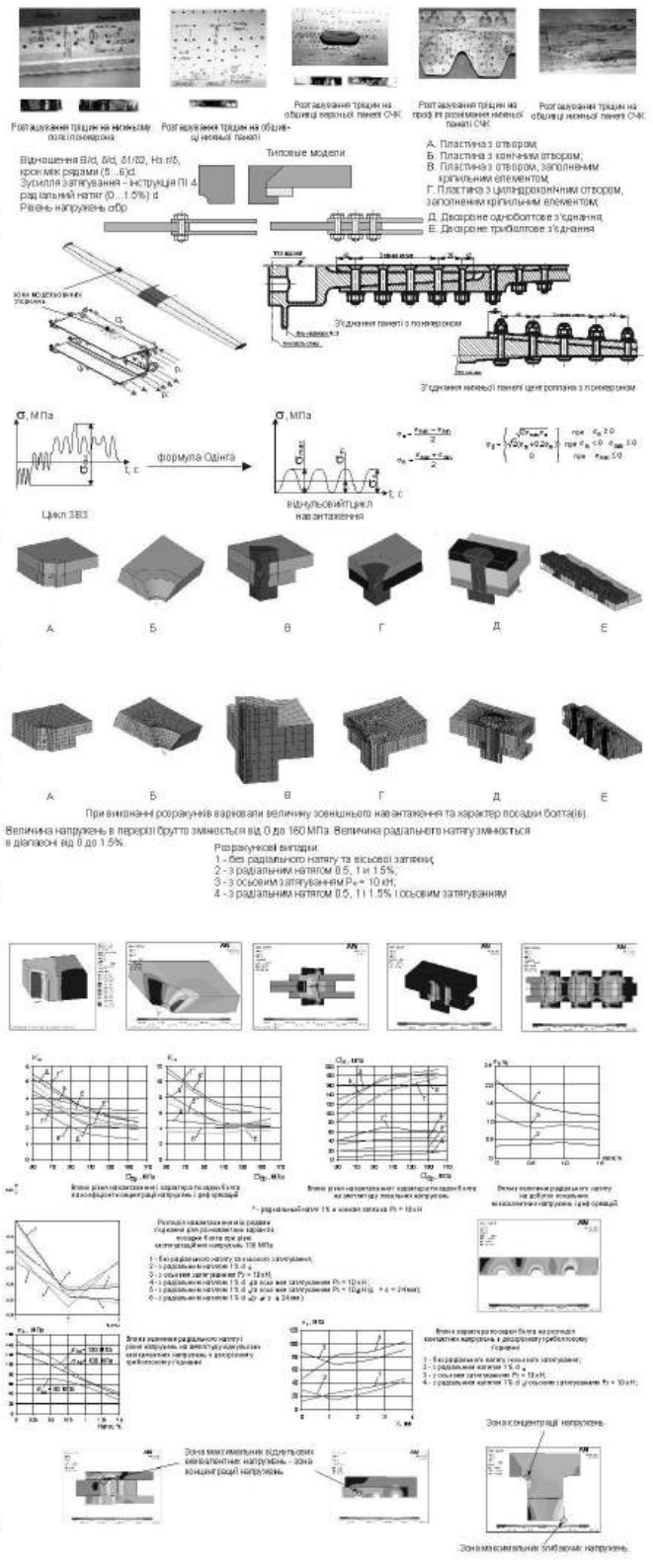


Рис. 3.2. Метод інтегрованого аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики локального НДС в елементах зрізних болтових з'єднань

Розглянемо особливості реалізації запропонованого методу при визначенні локального ПДВ у типових моделях з'єднань за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем інженерного аналізу.

3.1. ІНТЕГРОВАНІЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЇ УСТАНОВЛЕННЯ БОЛТА І РІВНЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКАЛЬНОГО НДС В ЕЛЕМЕНТАХ ДВОЗРІЗНОГО ОДНОРЯДНОГО ПОТАЙНОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ ІНЖЕНЕРНОГО АНАЛІЗУ ANSYS

Визначення характеристик опору втомі зрізних болтових з'єднань літакових конструкцій розрахунково-експериментальним методом базується на встановленні характеристик локального напружено-деформованого стану в елементах з'єднання в зонах їх вірогідного втомного руйнування від концентрації нормального і контактного напруження, а також на основі кривих втомної довговічності типового болтового з'єднання пластини з отвором, заповненим болтом за заданою технологією, і характеристик локального НДС у зоні отвору [169].

На рис. 3.3 показано фрагмент панелі крила літака Ан-12 з пошкодженнями конструкції, що виникли від концентрації напруження в зонах установлення потайних болтів. Із цього рисунка видно, що утворення тріщин ініціюється зенкованими отворами під установлення потайних болтів і конструктивно-технологічними параметрами з'єднання.

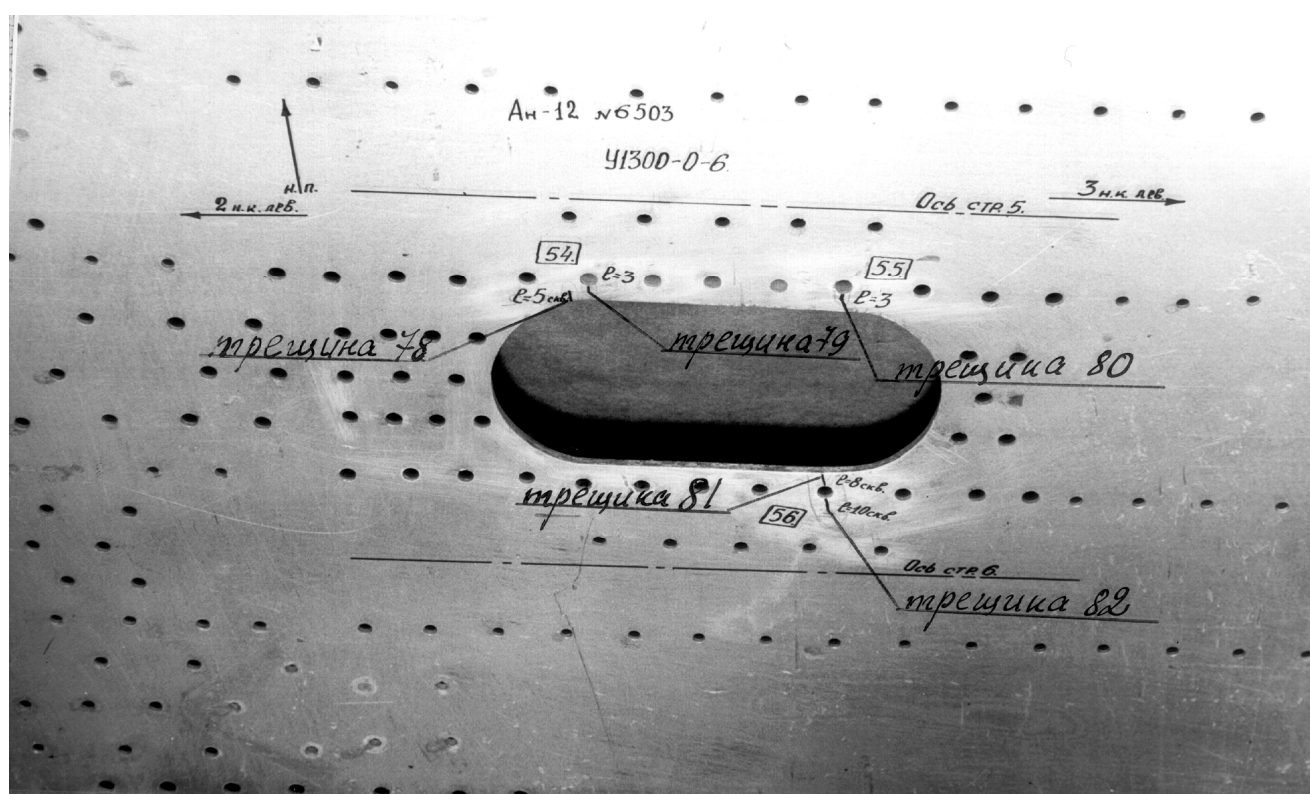
Для забезпечення заданих характеристик працездатності зрізних болтових з'єднань розроблено алгоритм аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики об'ємно-локального НДС елементів зрізних болтових з'єднань за допомогою системи CAD\CAE ANSYS (рис. 3.4). Його апробацію проведено на моделях зрізних болтових з'єднань.

Досліджувана модель однорядного двозрізного болтового потайного з'єднання є центральною пластиною розмірами 150×50×10 мм і дві накладки розмірами 166×24×5 мм, з'єднані болтом діаметром 8 мм з потайною головкою.

Геометричні розміри моделі з'єднання показані на рис. 3.5.

Матеріал пластини і накладок – алюмінієвий сплав Д16АТ з модулем пружності $E = 70000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона, що дорівнює 0,3. Для опису поведінки матеріалу пластини і накладки вибрано полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення.

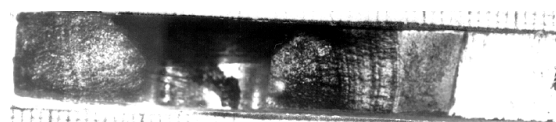
Матеріал болта – сталь 30ХГСА, модуль пружності $E = 210000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. У розрахунках було прийнято лінійно-пружну поведінку матеріалу болта, що описується законом Гука.



а



б



в

Рис. 3.3. Пошкодження конструкції панелі крила літака Ан-12 у зоні установлення потайних болтових з'єднань: а – зовнішній вигляд панелі крила; б, в – вигляд пошкодженої ділянки з'єднання

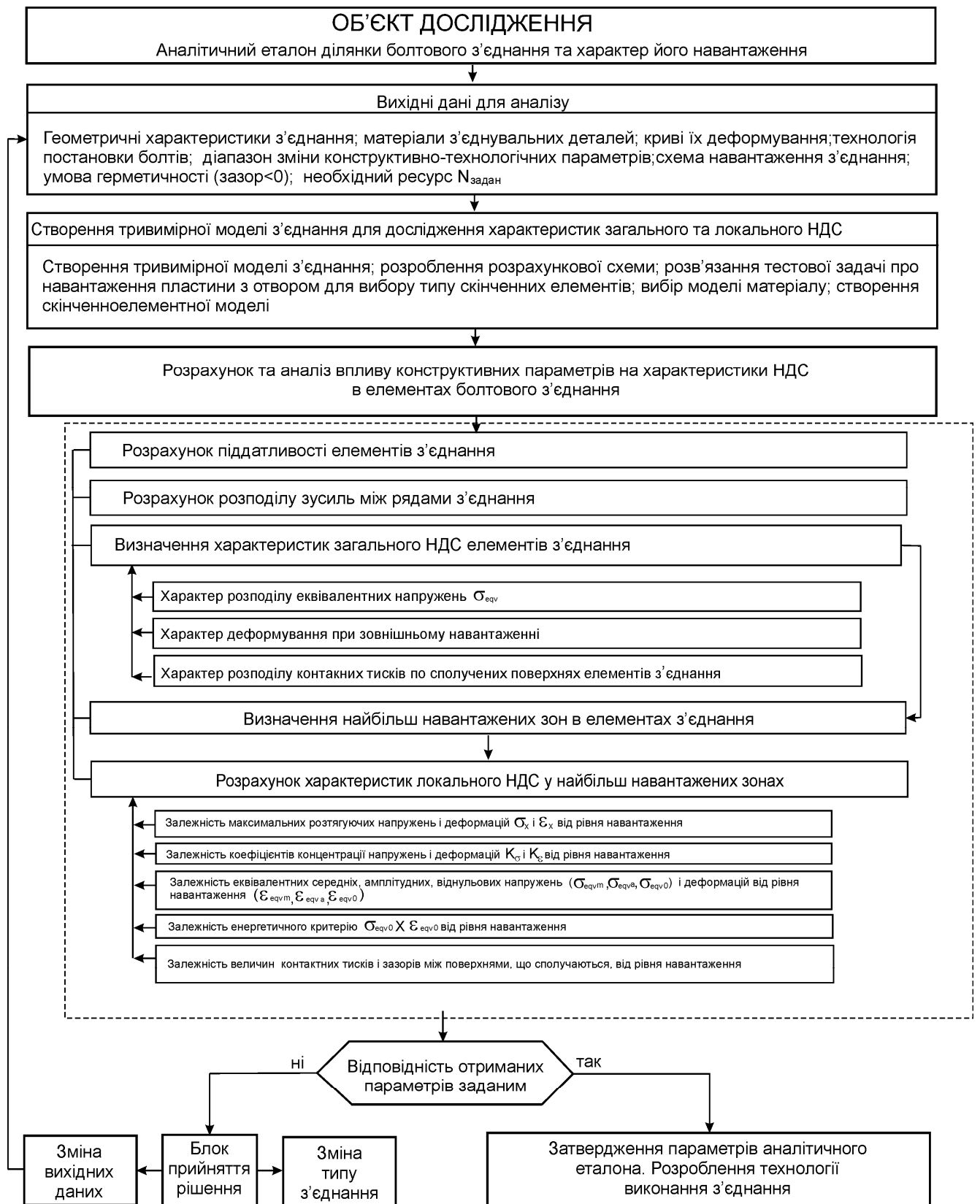


Рис. 3.4. Алгоритм аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів (КТР) на характеристики об'ємного локального НДС елементів зрізних болтових з'єднань

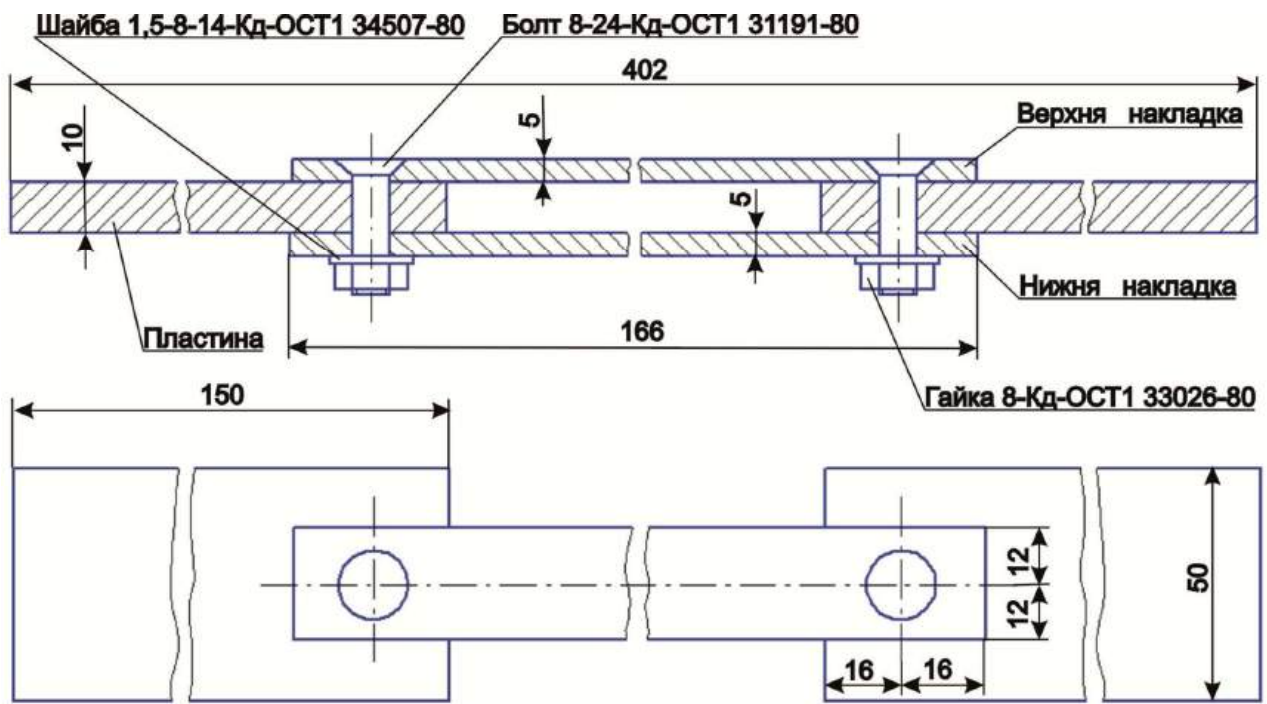


Рис. 3.5. Геометрична модель двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання

Розрахунок локального НДС в елементах з'єднання при зовнішньому розтягальному навантаженні проводили за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS для таких варіантів з'єднань верхньої і нижньої накладок з центральною пластиною болтом:

- 1) без осьового та радіального натягу;
- 2) з радіальним натягом $1\% d_b$;
- 3) з осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН;
- 4) з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН.

Зусилля розтягування прикладали до пластини. У розрахунках їх приймали такими, що дорівнюють: А) $P_{nl} = 0$ Н; Б) $P_{nl} = 12000$ Н; В) $P_{nl} = 24000$ Н; Г) $P_{nl} = 31200$ Н; Д) $P_{nl} = 38400$ Н. Цим зусиллям у перерізі брутто пластини відповідало номінальне напруження: А) $\sigma_{nl}^{br} = 0$ МПа; Б) $\sigma_{nl}^{br} = 24$ МПа;

В) $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа; Г) $\sigma_{пл}^{бр} = 62,4$ МПа; Д) $\sigma_{пл}^{бр} = 76,8$ МПа. У перерізі брунто накладок номінальне розрахункове напруження відповідало: А) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 0$ Н; Б) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 50$ МПа; В) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа; Г) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа; Д) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 160$ МПа.

Враховуючи симетрію зразка і характер прикладання зовнішнього навантаження, в розрахунку розглядали тільки 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення. Для обмеження переміщень моделі по осі Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці прикладання зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення за Z-ою компонентою. Обмеження X-ї і Y-ї компонент вектора переміщень задавали по площинах симетрії моделі (рис. 3.6).

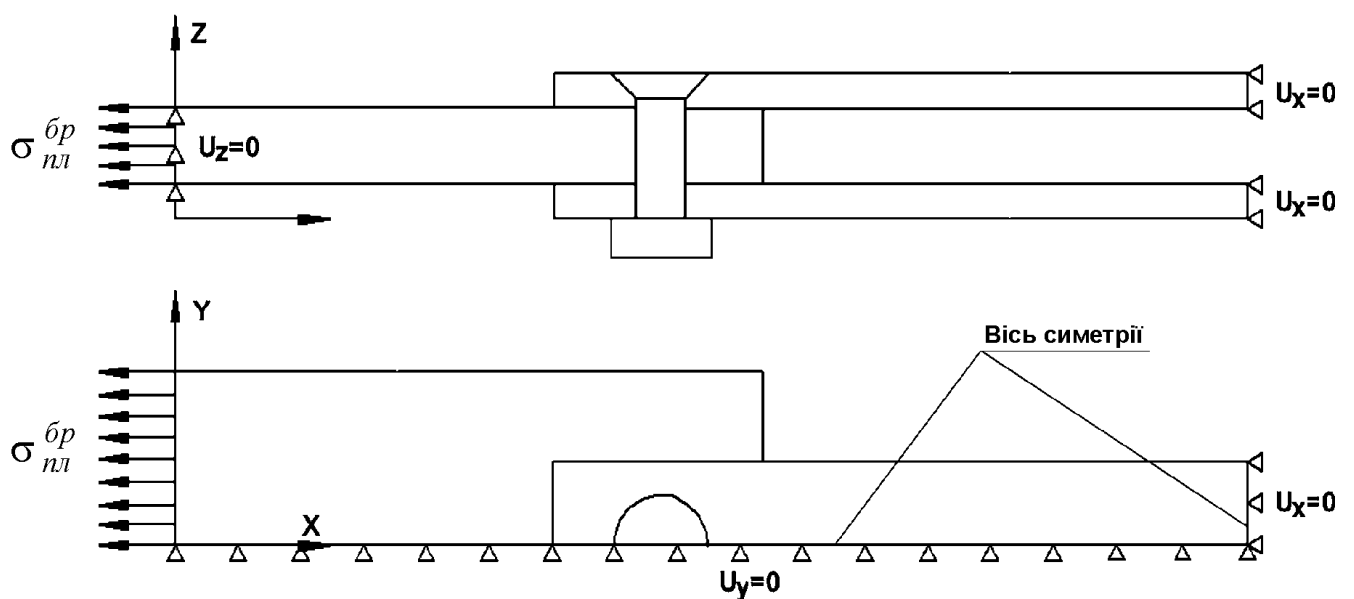


Рис. 3.6. Розрахункова схема двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання

Скінченноелементна модель (рис. 3.7, 3.8) складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, а також контактних елементів CONTA173 і елементів затягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

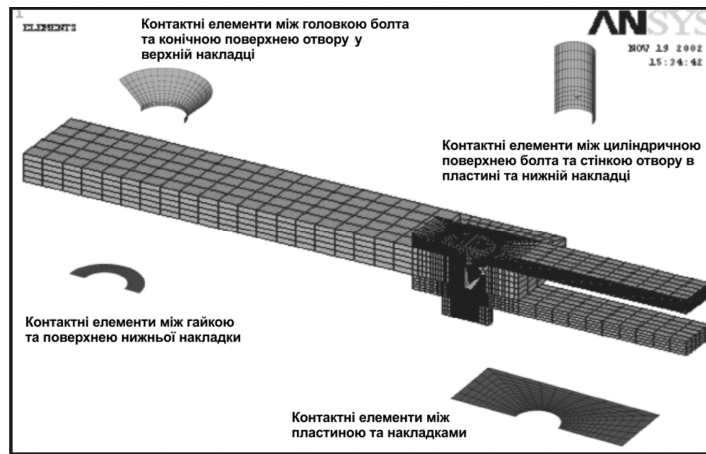


Рис. 3.7. Скінченноелементна модель двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання

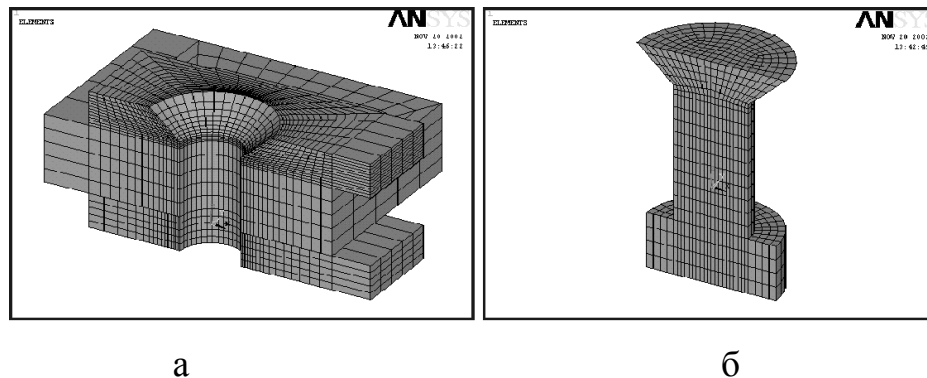


Рис. 3.8. Фрагменти скінченноелементної моделі:
а – пластина і накладки; б – болт із гайкою

Радіальний натяг моделювали за допомогою реалізації в контактному алгоритмі ефекту «початкового проникнення» тіла болта в стінку отвору. При моделюванні контактної взаємодії було вибрано модель контакту «поверхня в поверхню» і використано пружну кулонівську модель тертя з коефіцієнтом тертя 0,15. Осьове затягування болта і переднапружений стан в елементах з'єднання, що виникає в результаті додатка осьового затягування, моделювали з використанням спеціального елемента затягування PRETS179. Заздалегідь мешірований болт був «розсічений» на дві частини, і по вузлах скінченних елементів, які лежать у перерізі, що розтинається, шляхом вставлення згенерували спеціальні елементи затягування PRETS179.

У результаті вирішення скінченноелементної задачі було розраховано локальне НДС у пластині, накладках і в болті від дії радіального натягу, осьового

затягування і їх сумісної дії в умовах одновісного розтягування з'єднання. На рис. 3.9, 3.10 показані характер деформації зразка і поле розподілу еквівалентного напруження в елементах з'єднання при дії зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа).

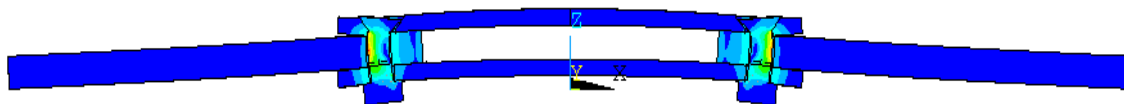
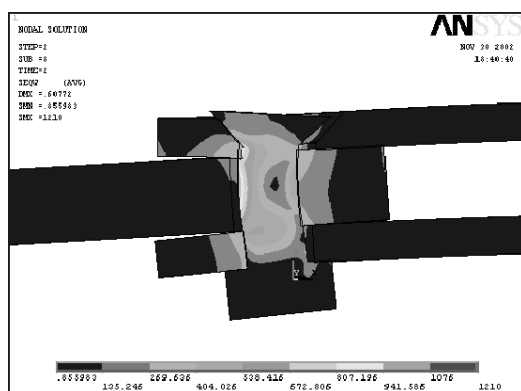
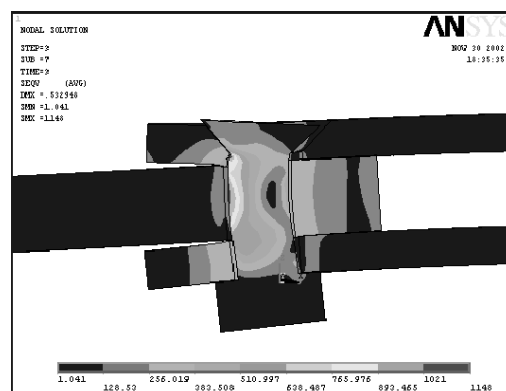


Рис. 3.9. Характер деформації зразка під впливом зовнішнього навантаження

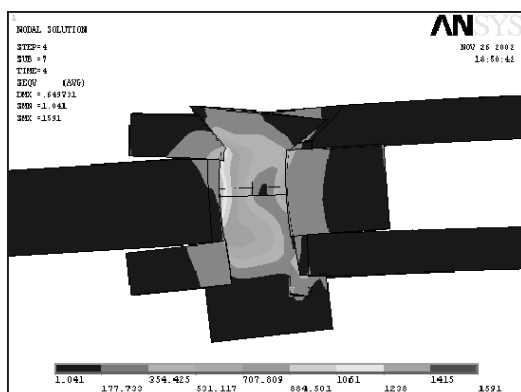
$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа} \quad (\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа}) \quad (\text{масштаб переміщень} - 20:1)$$



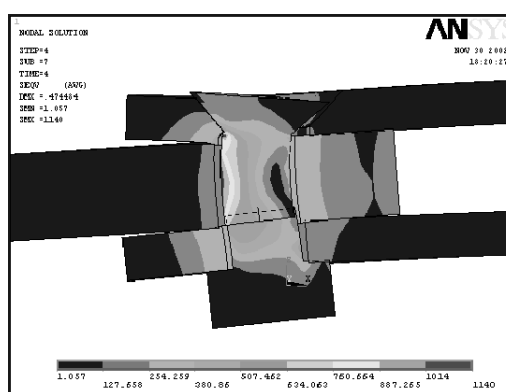
1



2



3



4

Рис. 3.10. Характер розподілу еквівалентних напружень σ_{eqv} в елементах

з'єднання при рівні навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа) і

характер деформації елементів з'єднання при різних варіантах

установлення болта (масштаб переміщень – 20:1)

Очевидно, що у разі прикладення зовнішнього розтягального навантаження до з'єднання болт працює на зріз і вигин. Для визначення зони дії максимального розтягального напруження в тілі болта на рис. 3.11 показано поле розподілу σ_z у болті при застосуванні до з'єднання розтягального навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа).

З рис. 3.11 видно, що найбільш навантаженими зонами в тілі болта є циліндрична частина і область переходу стрижня болта в потайну головку. Обидві зони знаходяться під впливом розтяжних зусиль. Для отримання точнішої інформації були виведені залежності розподілу розтяжних зусиль σ_z у найбільш навантажених зонах (шлях Н (рис. 3.12)) від характеру установлення болта і рівня зовнішнього напруження $\sigma_{пл}^{бр}$ (рис. 3.13).

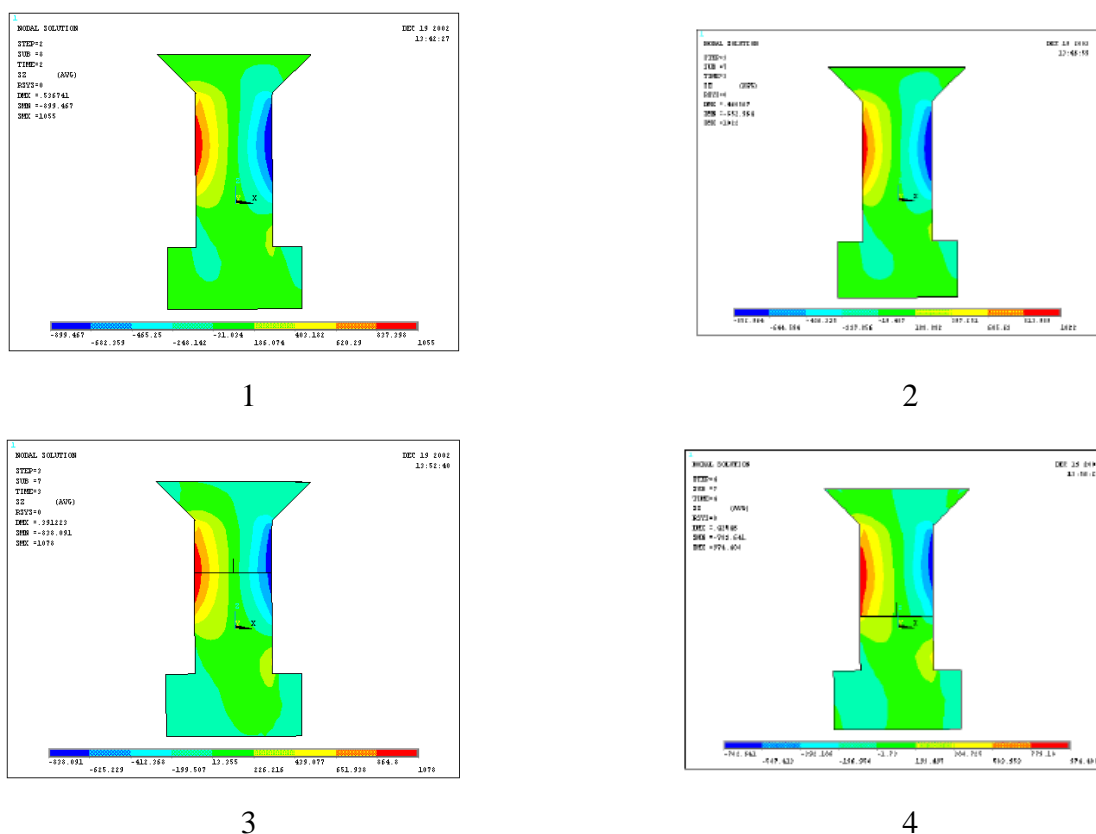


Рис. 3.11. Поле розподілу нормальних напружень σ_z у болті при різних варіантах установлення і рівні зовнішнього навантаження

$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа} \left(\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа} \right)$$

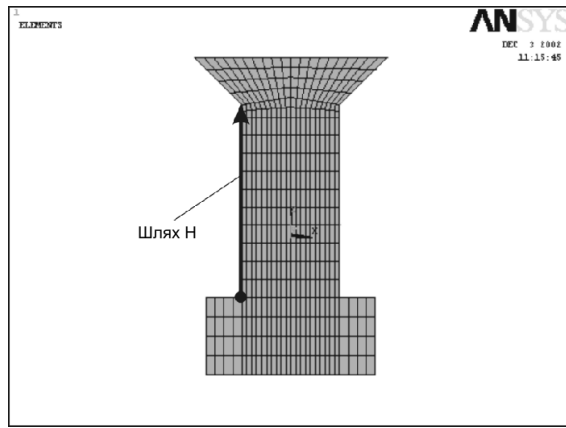


Рис. 3.12. Відображення шляху Н, яким здійснюється розподіл нормального напруження σ_z , МПа

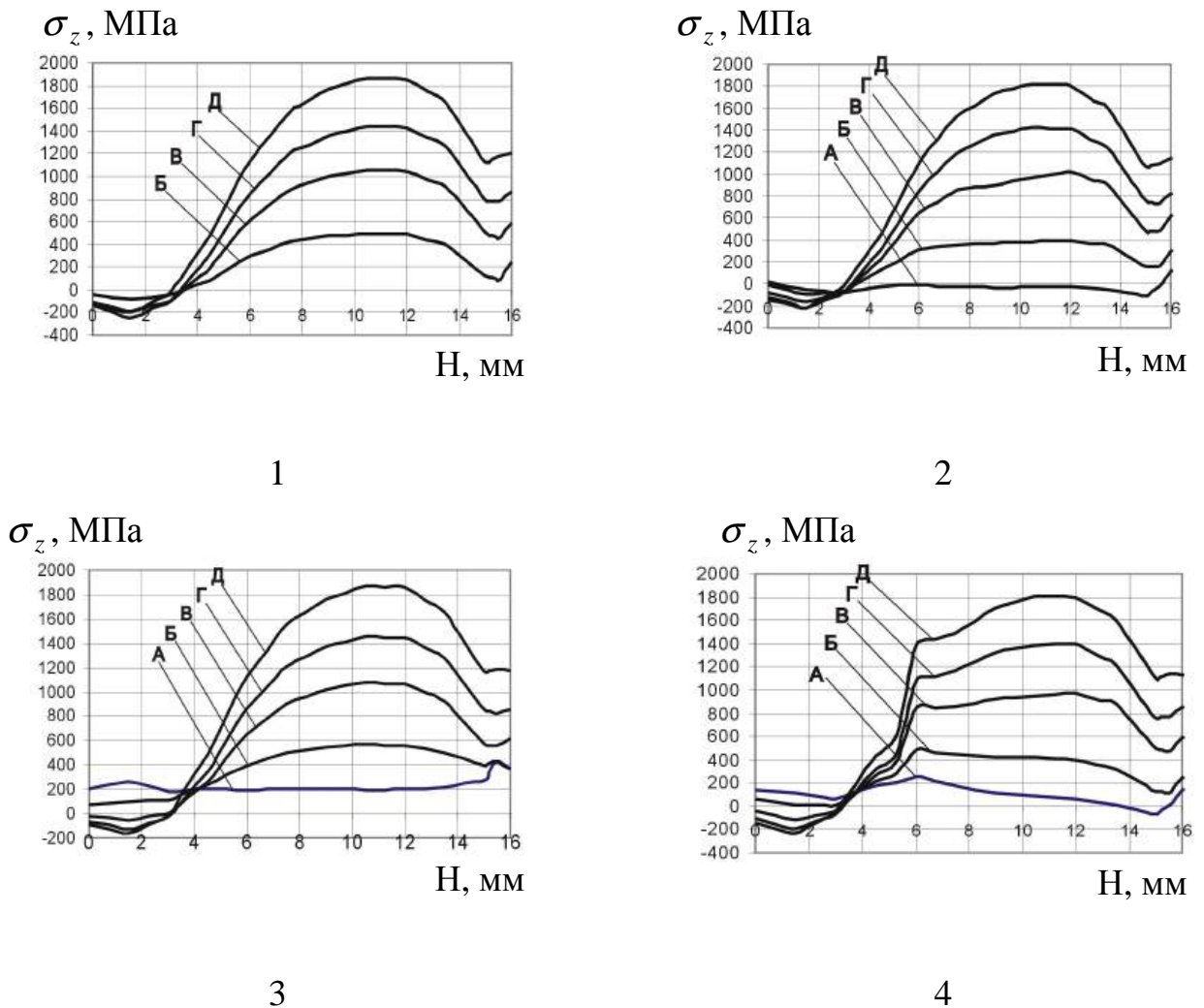
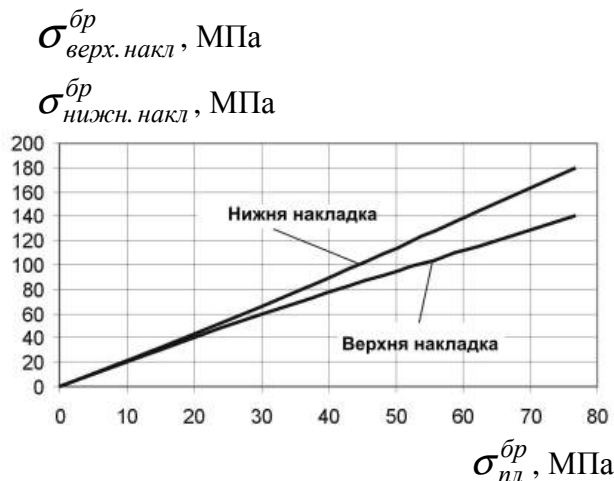
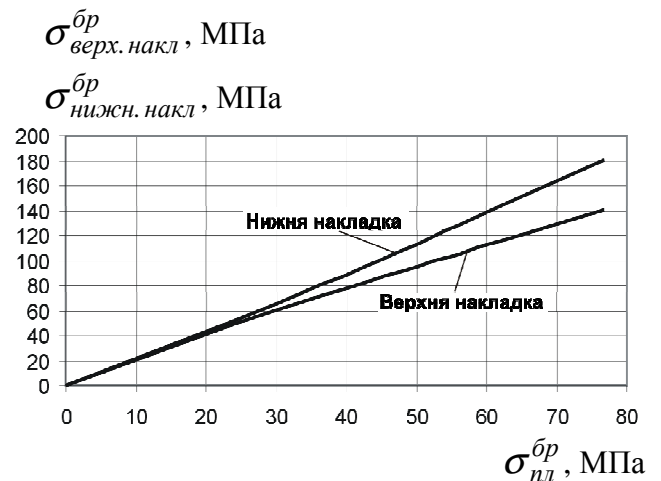


Рис. 3.13. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{bp}$ і характеру установалення болта на розподіл нормального напруження σ_z за довжиною циліндричної частини болта (шлях Н)

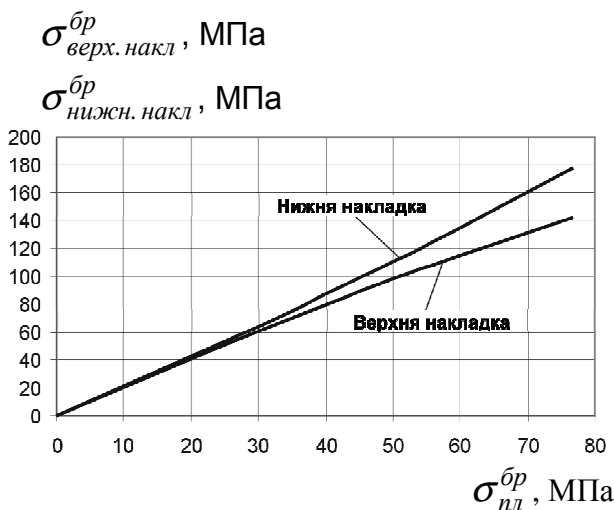
Відмінність у характері взаємодії верхньої і нижньої накладок з потайним болтом приводить до прояву їх неоднакової піддатливості, а отже, і до різної величини деформації при докладанні розтяжних зусиль до пластини (див. рис. 3.9, 3.10). У результаті цього відбувається перерозподіл напруження, тобто зусиль, передаваних через верхні і нижні накладки. На рис. 3.14 показано вплив рівня прикладеного до пластини зовнішнього розтягального навантаження на перерозподіл напружень у регулярній частині верхньої та нижньої накладок.



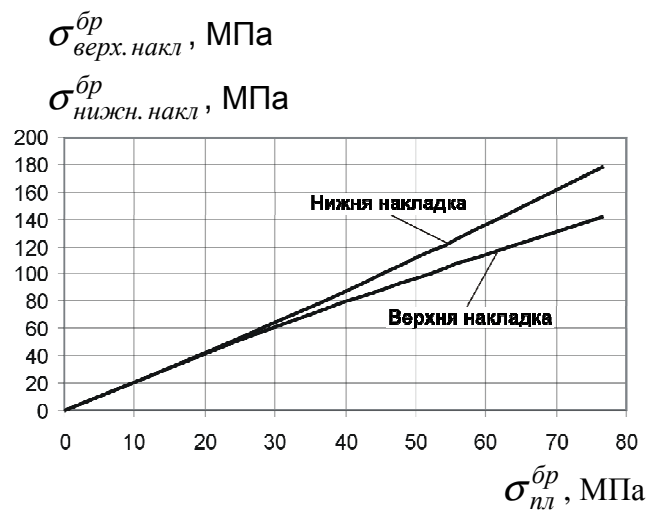
Болт установлено без осьового та радіального натягів



Болт установлено з радіальним натягом $1\% d_0$



Болт установлено з осьовою затяжкою $P_3 = 10 \text{ кН}$



Болт установлено з радіальним натягом $1\% d_0$ та осьовою затяжкою $P_3 = 10 \text{ кН}$

Рис. 3.14. Вплив рівня прикладеного до пластини зовнішнього розтяжного навантаження на перерозподіл напруження в регулярній частині верхньої і нижньої накладок

Аналіз розподілу нормального напруження σ_z у тілі болта показує, що найбільш розтягнутою є зона болта, розташована в подовжньому перерізі з'єднання. Величина максимальних значень σ_z визначається рівнем навантаження з'єднання і трохи знижується при радіальному натязі болта.

Різниця у величині переданого накладками навантаження може досягати 20 %. Встановлено, що характер посадки болта незначно впливає на перерозподіл зусиль між накладками з'єднання.

У ході розрахунку локального НДС були визначені максимальні еквівалентні $\sigma_{eqv \max}$ і максимальне розтягальне напруження $\sigma_{x \max}$ у пластині і накладках. Характер розподілу еквівалентного напруження у верхній накладці показано на рис. 3.15.

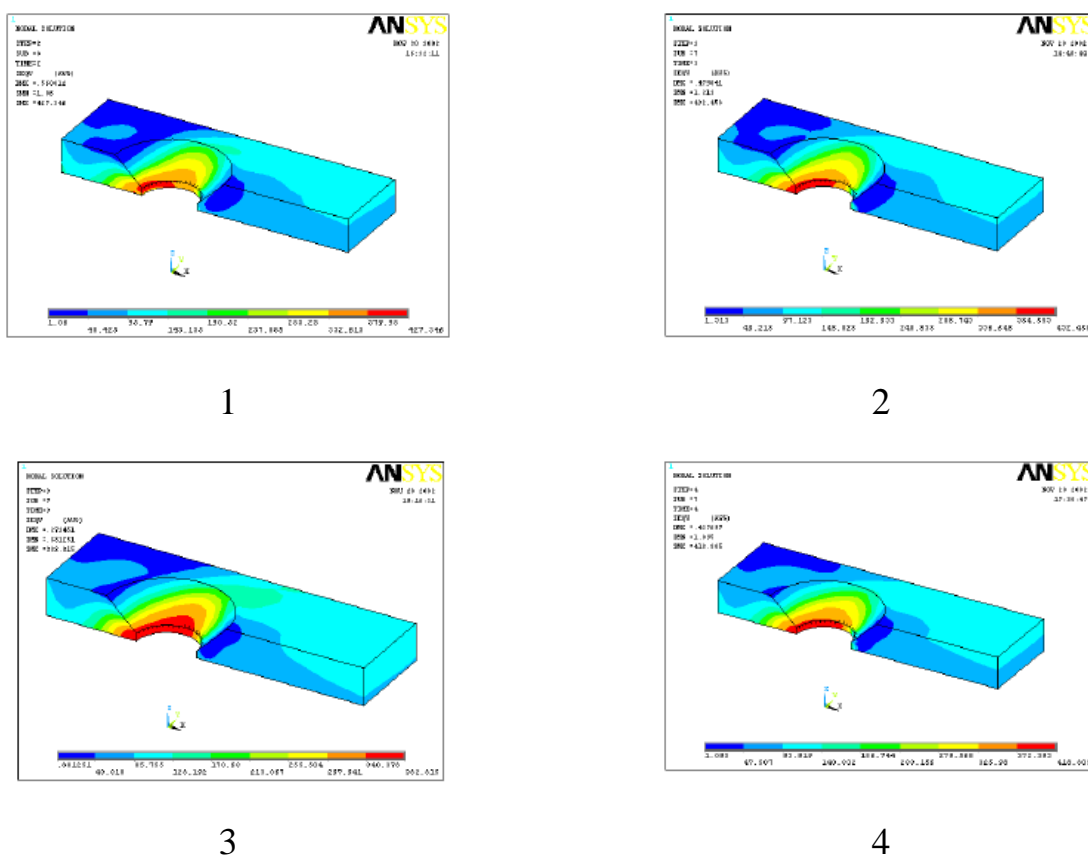


Рис. 3.15. Характер розподілу еквівалентних напружень σ_{eqv} у верхній накладці при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього

$$\text{навантаження } \sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа } (\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа})$$

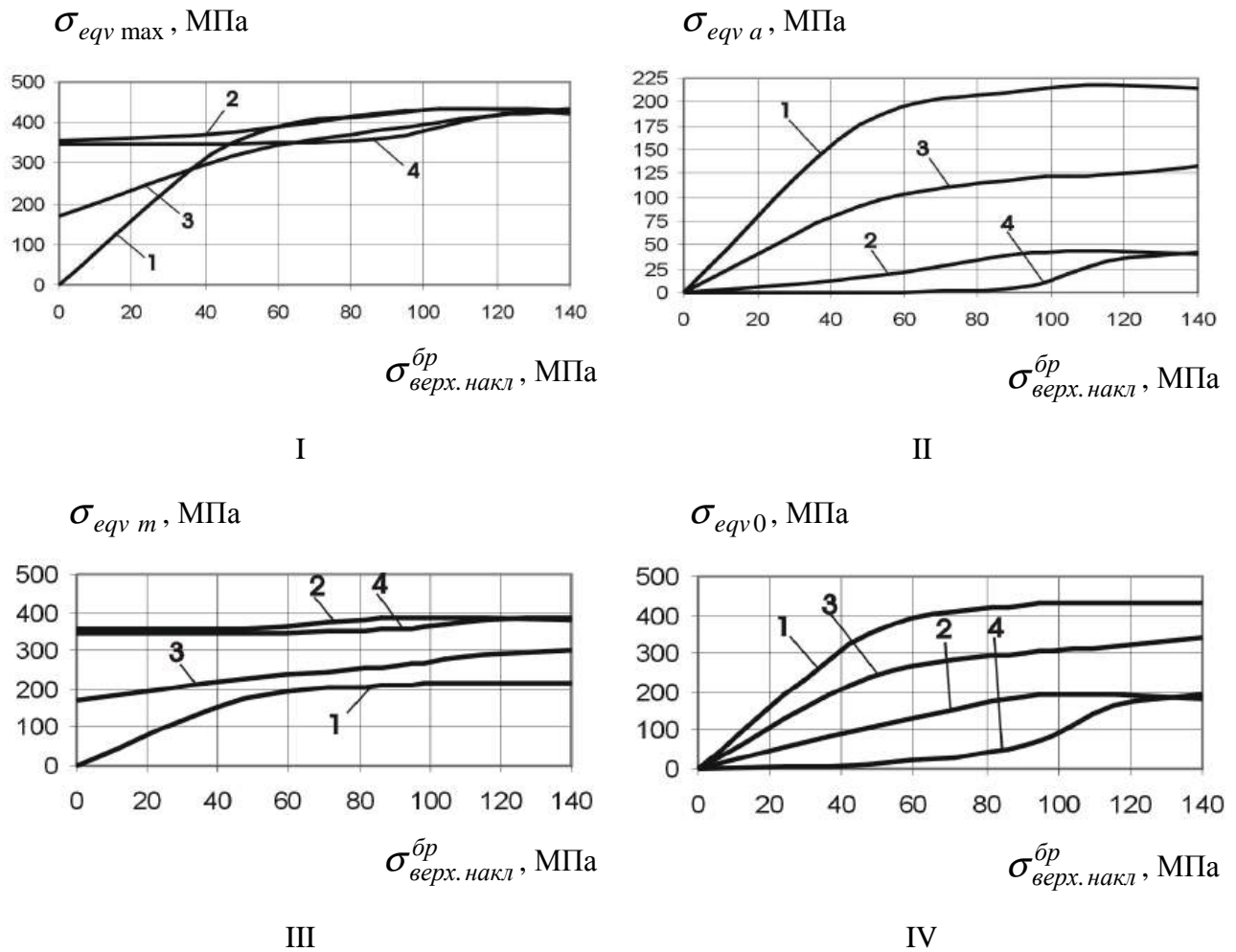


Рис. 3.16. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величини: I – максимального еквівалентного напруження у верхній накладці; II – амплітудного еквівалентного напруження у верхній накладці; III – середнього еквівалентного напруження у верхній накладці; IV – віднульового еквівалентного напруження у верхній накладці

При відомих максимальних еквівалентних напруженнях у верхній накладці в кожному випадку навантаження моделі ($\sigma_{\text{пл}}^{\text{бр}} = 24, 48, 64$ і 72 МПа) і значеннях початкового еквівалентного напруження (від затягування $P_3 = 10$ кН, від радіального натягу $1\% d_{\sigma}$ і від сумісної дії радіального і осьового затягувань) можна обчислити еквівалентні амплітудні $\sigma_{\text{eqv a}}$, середні $\sigma_{\text{eqv m}}$ напруження в

місцях з максимальними значеннями еквівалентного напруження $\sigma_{eqv \max}$. За формулою Одінга були визначені віднульові напруження при асиметричному циклі навантаження:

$$\sigma_{eqv0} = \sqrt{2\sigma_{eqv \max} \sigma_{eqv a}}.$$

Аналіз результатів розрахунку локального НДС у верхній накладці показав таке:

1. При установленні болта **без осевого та радіального натягу** зона максимального розтягального напруження знаходиться в області переходу конічного отвору в циліндричне, виходячи з площини поперечного перерізу від осі зенкування у напрямі регулярної частини верхньої накладки. Зона виникнення максимального еквівалентного напруження $\sigma_{eqv \max}$ у верхній накладці знаходиться в області переходу конічного отвору в циліндричний і при підвищенні рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ зона $\sigma_{eqv \max}$ зміщується по дузі отвору на 10...15 градусів.

2. У разі установлення болта з **радіальним натягом 1% $d_{\bar{o}}$** зона максимального розтягального напруження розташована на зенкованій поверхні частини отвору у верхній накладці. Із зростанням $\sigma^{\bar{b}p}$ зона максимального розтягального напруження зміщується до межі переходу конічного отвору в циліндричний. Максимальні еквівалентні напруження σ_{eqv} виникають на циліндричній поверхні отвору у верхній накладці. Із зростанням прикладеного

зовнішнього розтягального навантаження $\sigma^{\bar{b}p}$ зона виникнення $\sigma_{eqv \max}$ зміщується до області переходу конічної частини отвору в циліндричну і зміщується приблизно на 15 градусів по дузі кромки переходу циліндра в конус.

3. При **осьовому затягуванні болта $Pz = 10$ кН** зона максимального розтягального напруження знаходиться на нижній кромці отвору у верхній накладці і з додаванням зовнішнього навантаження зміщується до межі переходу конічного отвору в циліндричний. Із зростанням $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\bar{b}p}$ максимальне еквівалентне напруження зміщується в межах 10 градусів по дузі кромки переходу конічної частини в циліндричну.

4. При **осьовому затягуванні болта $Pz = 10$ кН і радіальному натязі $1\% d_b$** поведінка зони максимального розтягального напруження практично відповідає випадку з установленням болта з радіальним натягом $1\% d_b$. Зона максимального розтягального напруження знаходиться на нижній кромці отвору у верхній накладці. Із зростанням рівня $\sigma^{\bar{b}p}$ вона зміщується до області переходу конічного отвору в циліндричний і приблизно у 10 градусах від площини подовжнього від осі зенкування отвору перерізу.

Проведено розрахунок впливу рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\bar{b}p}$ і характеру посадки болта на характеристики $\varepsilon_{eqv \max}$, $\varepsilon_{eqv a}$, $\varepsilon_{eqv m}$, $\varepsilon_{eqv 0}$ і добуток $\sigma_{eqv0} \cdot \varepsilon_{eqv0}$ (рис. 3.17, 3.18).

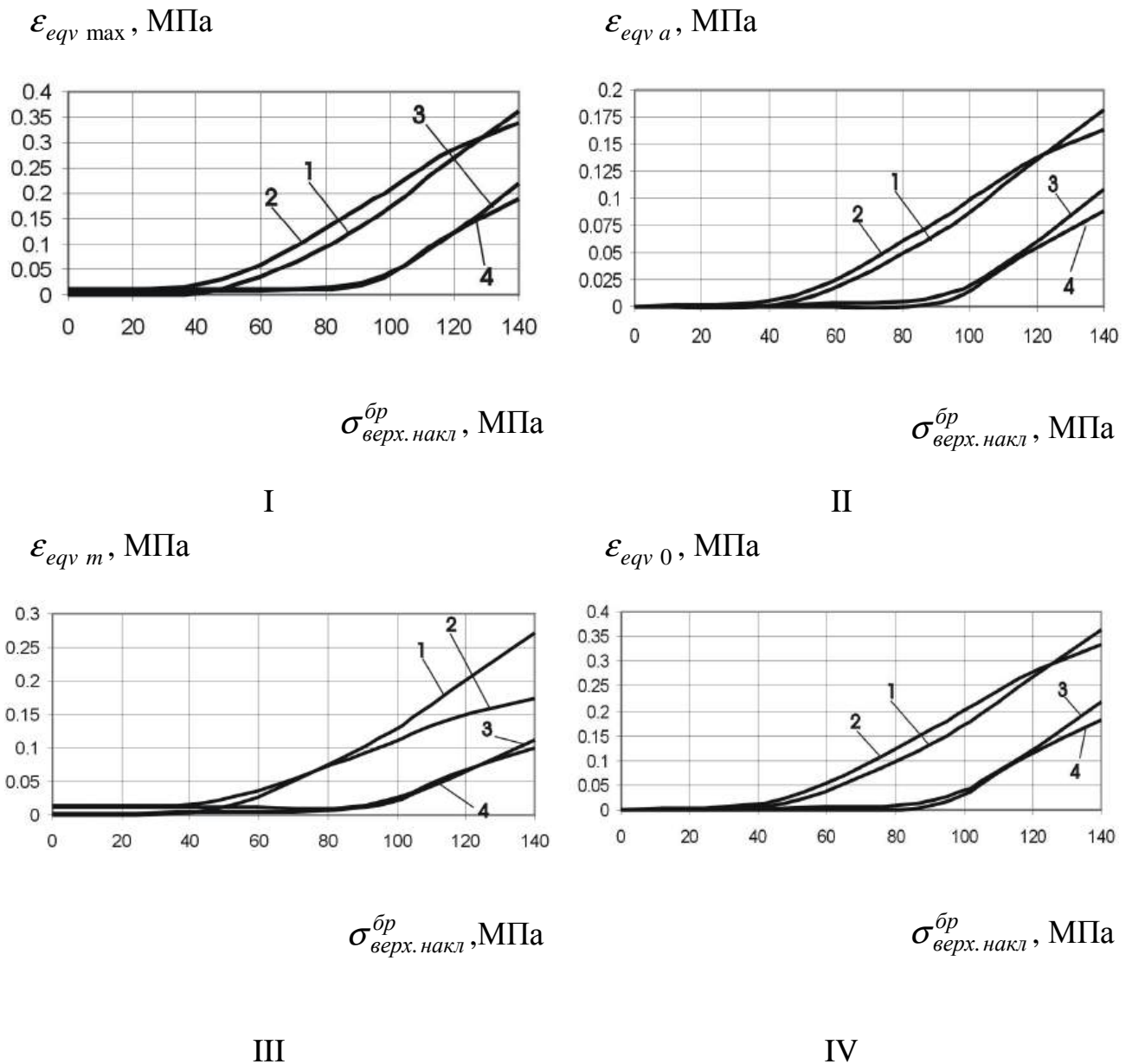


Рис. 3.17. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установалення болта на величини: I – максимальних еквівалентних деформацій у верхній накладці; II – амплітуди еквівалентних деформацій у верхній накладці; III – середніх еквівалентних деформацій у верхній накладці; IV – максимальних віднульових еквівалентних деформацій у верхній накладці

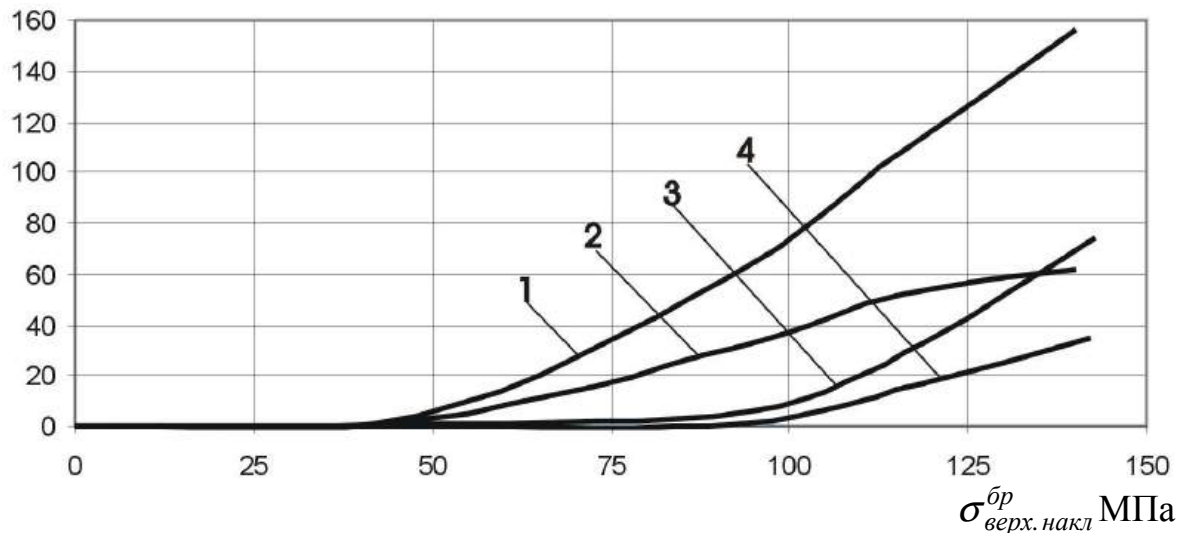


Рис. 3.18. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру устанавлення болта на величину добутка віднульових еквівалентних напружень і деформацій у верхній накладці

Із рис. 3.17, 3.18 видно, що застосування радіального натягу $1\%d_0$ і осьового затягування $P_z = 10$ кН болта істотно знижує амплітуду максимальних деформацій в однорядному двозрізному болтовому з'єднанні.

Характер розподілу контактної тиску між болтом і стінкою отвору у верхній накладці, пластині та нижній накладці показано на рис. 3.19, 3.21, 3.23.

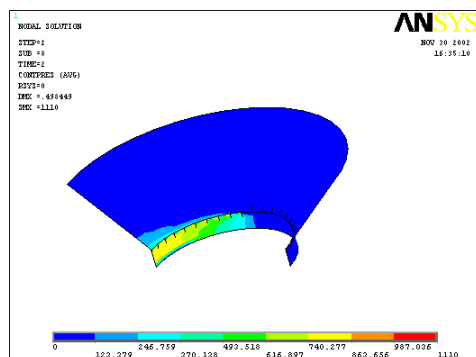
Основна частина розтягального навантаження передається на верхню накладку через циліндричну частину отвору. У цій зоні контактний тиск має великий ступінь концентрації при всіх варіантах устанавлення болта (рис. 3.19).

Одним із критеріїв оцінки довговічності з'єднання служить коефіцієнт концентрації контактної тиску θ між контактуючими поверхнями. Його можна розрахувати за формулою

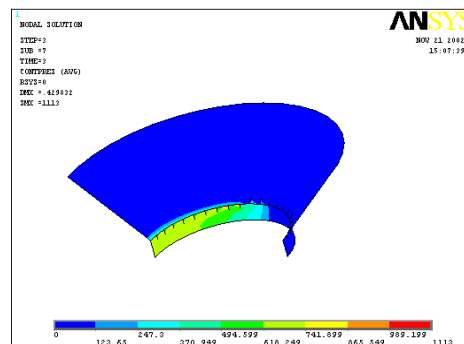
$$\theta = \sigma_{\text{конт. max}} / \sigma_{\text{сер}} , \quad (3.1)$$

де $\sigma_{\text{конт. max}}$ – максимальне значення контактної тиску між поверхнями, МПа;

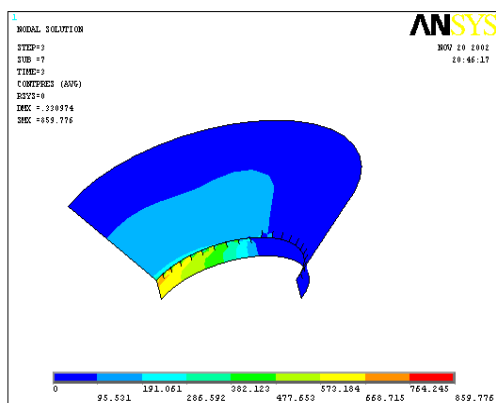
$\sigma_{\text{сер}}$ – середнє значення контактної тиску по поверхні, що сполучається, МПа.



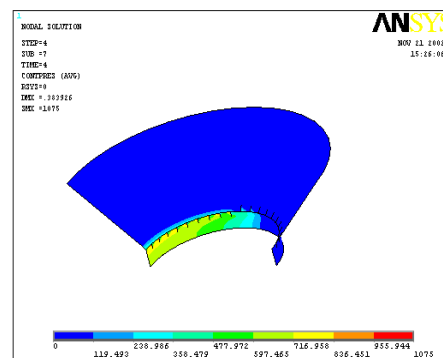
1



2



3



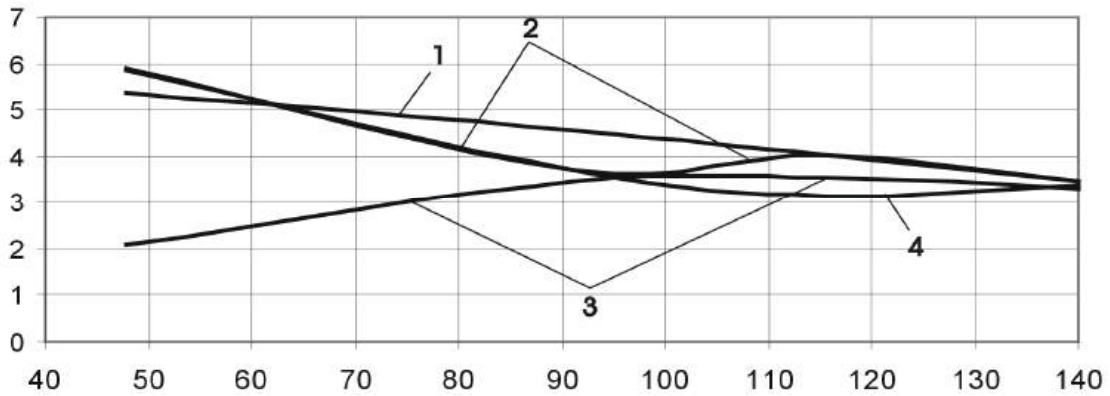
4

Рис. 3.19. Поле розподілу контактної тиску між голівкою болта і стінкою отвору у верхній накладці при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього

$$\text{навантаження } \sigma_{\text{пл}}^{\text{бр}} = 48 \text{ МПа (} \sigma_{\text{накл}}^{\text{розр}} = 100 \text{ МПа)}$$

Значення коефіцієнта концентрації контактної тиску θ залежно від характеру установлення болта і рівня застосування зовнішнього навантаження було обчислено для поверхонь контакту: «болт – верхня накладка», «болт – пластина», «болт – нижня накладка». На рис. 3.20 показано залежність впливу рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величину коефіцієнта концентрації контактної тиску між поверхнями болта і верхньої накладки, що з'єднуються.

$\theta_{\text{болт-верх.накл}}$



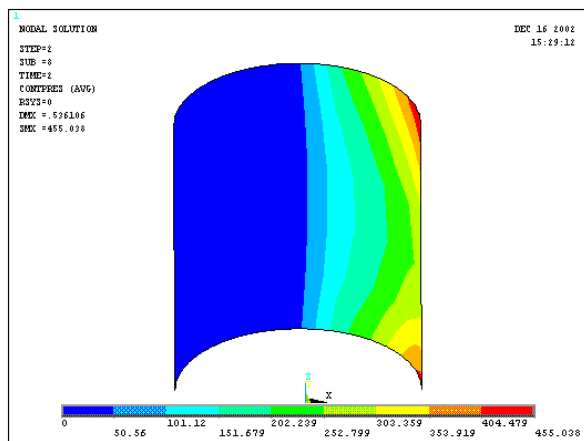
$\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$, МПа

Рис. 3.20. Вплив рівня навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ і характеру установалення болта на величину коефіцієнтів концентрації контактного тиску між головкою болта і верхньою накладкою

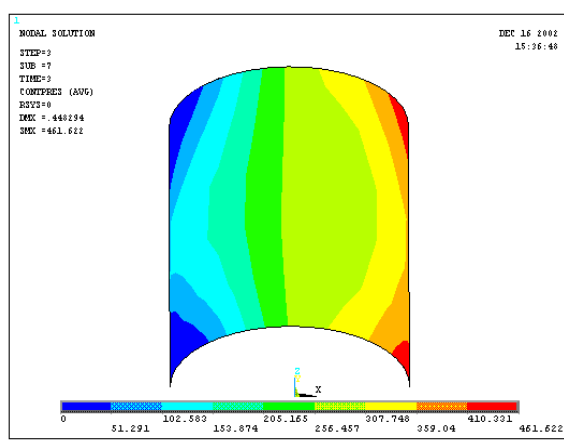
Аналізуючи залежності впливу зовнішнього навантаження на коефіцієнт концентрації контактного тиску між болтом і стінкою отвору у верхній накладці (рис. 3.20), слід зазначити, що застосування осьового затягування $P_3 = 10$ кН забезпечує мінімальний коефіцієнт $\theta = 2 \dots 3,5$ при $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} < 95$ МПа. Для зовнішнього навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} > 95$ МПа мінімальний коефіцієнт концентрації контактного тиску при установаленні болта з осьовим затягуванням і радіальним натягом $\theta = 3,1 \dots 3,5$.

Поле розподілу контактного тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині (рис. 3.21) показує, що зона концентрації контактного тиску знаходиться поблизу кромки отвору, що пояснюється вигином болта в подовжній площині.

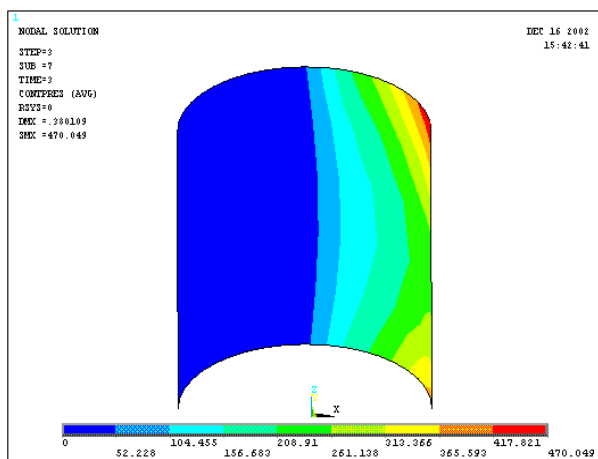
Для поверхні контакту між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині було обчислено коефіцієнт концентрації контактного тиску за формулою (3.1). На рис. 3.21 – 3.24 показано залежність впливу рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ і характеру установалення болта на величину коефіцієнтів концентрації контактного тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині.



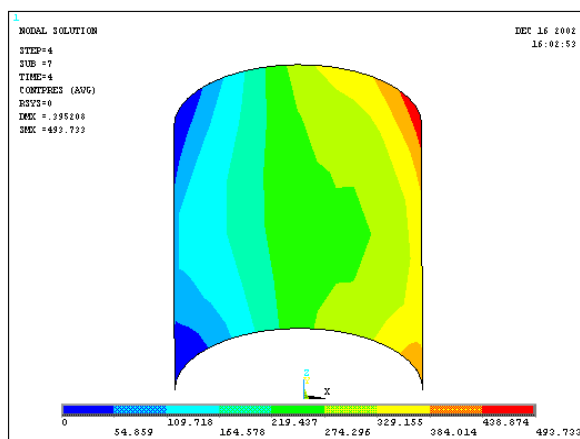
1



2



3



4

Рис.3.21. Поле розподілу контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа, $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа

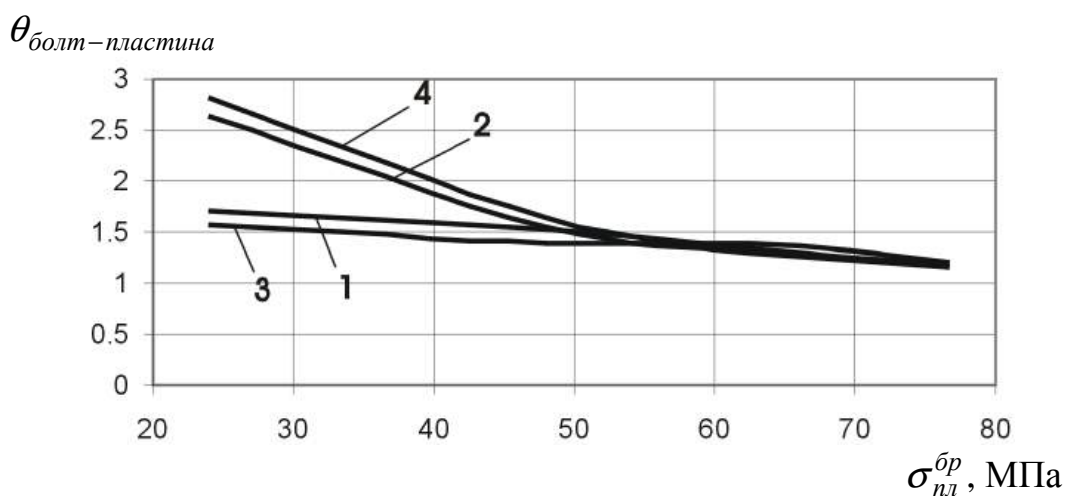


Рис. 3.22. Вплив рівня навантаження $\sigma_{пл}^{бр}$ і характеру установлення болта на величину коефіцієнтів концентрації контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині

Коефіцієнт концентрації контактної тиску у разі застосування радіального натягу $1\% d_\sigma$ значно зростає при $\sigma_{nl}^{br} < 50$ МПа. При рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{nl}^{br} > 50$ МПа коефіцієнт концентрації контактної тиску між болтом і стінкою отвору для різних варіантів установлення болта знаходиться практично на одному рівні ($\theta_{болт-пластина} = 1,2 \dots 1,5$).

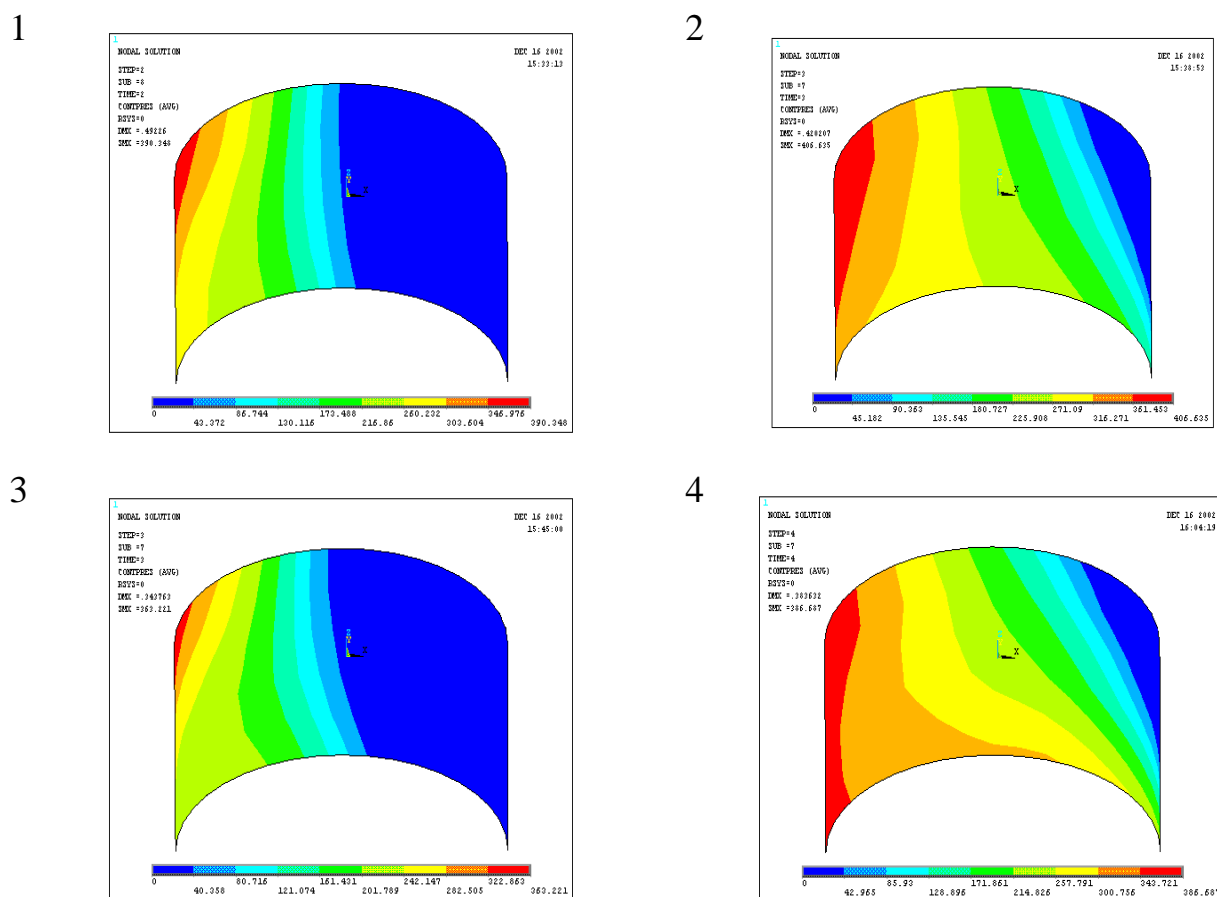
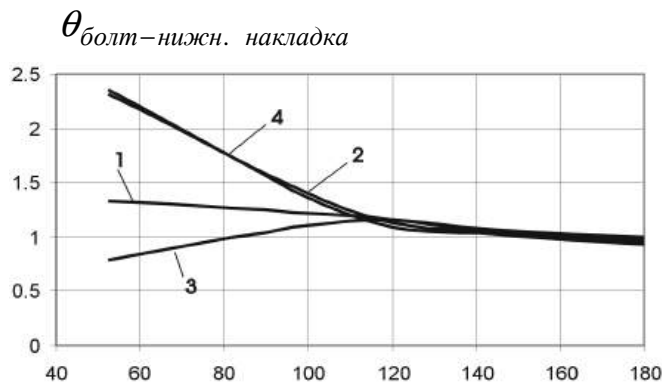


Рис. 3.23. Поле розподілу контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього

$$\text{навантаження } \sigma_{nl}^{br} = 48 \text{ МПа } (\sigma_{накл}^{br,розр} = 100 \text{ МПа})$$

Рис. 3.23 показує, що внаслідок вигину болта зона максимального контактної тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці знаходиться біля кромки отвору, прилеглої до поверхні центральної пластини.



$\sigma_{\text{нижн. накл}}^{\text{бр}}$, МПа

Рис. 3.24. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ і характеру установлення болта на величину коефіцієнтів концентрації контактного тиску між стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці

Для відображення контактної тиску між тілом болта і елементами з'єднання були вибрані такі шляхи (рис. 3.25): L1, L2 – в подовжньому від осі отвору перерізі; L3 – в поперечному від осі отвору перерізі; L4 – по циліндричному отвору у верхній накладці (рис. 3.26 – 3.34).

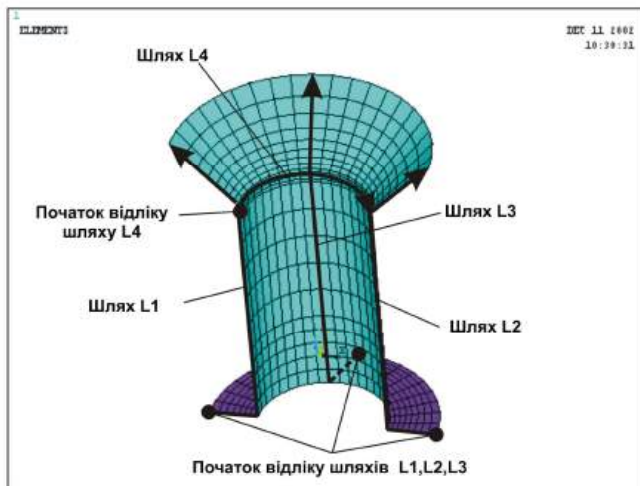
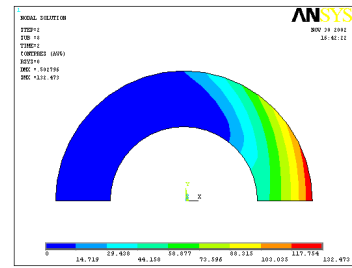
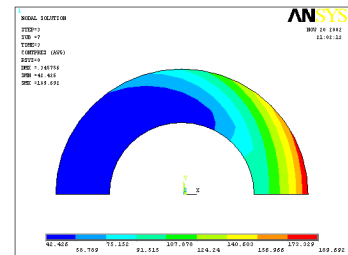


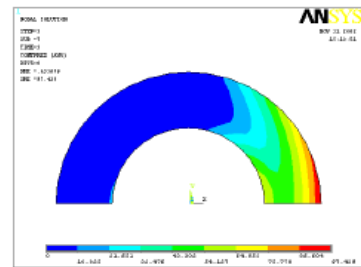
Рис. 3.25. Відображення шляхів, по яких виводяться розподіли контактної тиску і зазорів між поверхнями, що з'єднуються



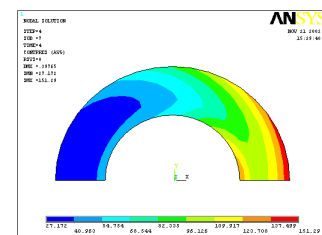
1



2



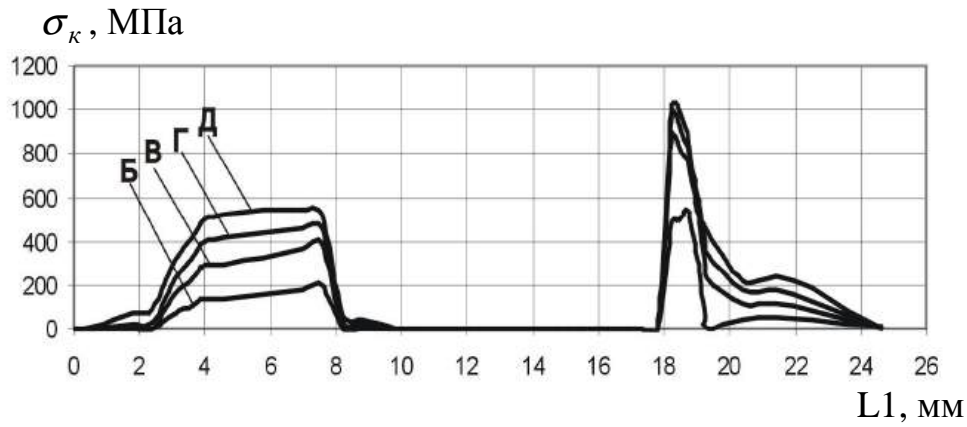
3



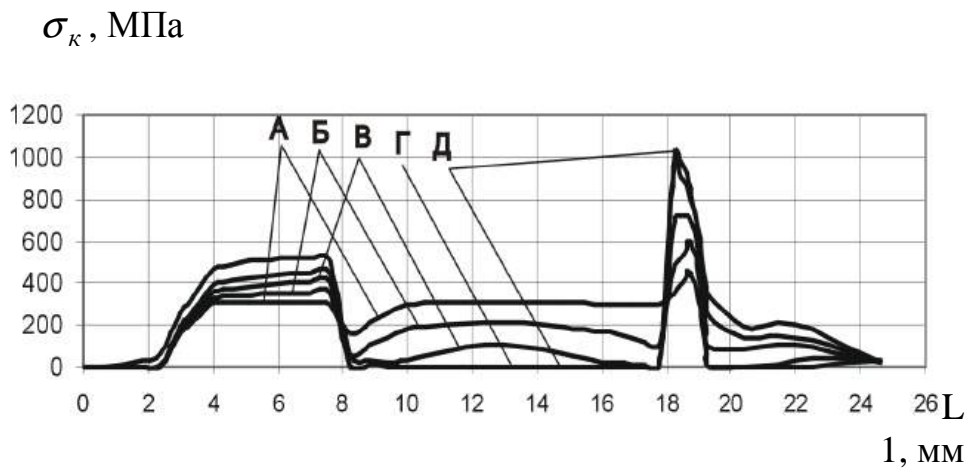
4

Рис. 3.26. Поле розподілу контактної тиску між тілом гайки і нижньою накладкою для різних варіантів установлення болта і рівнів зовнішнього навантаження

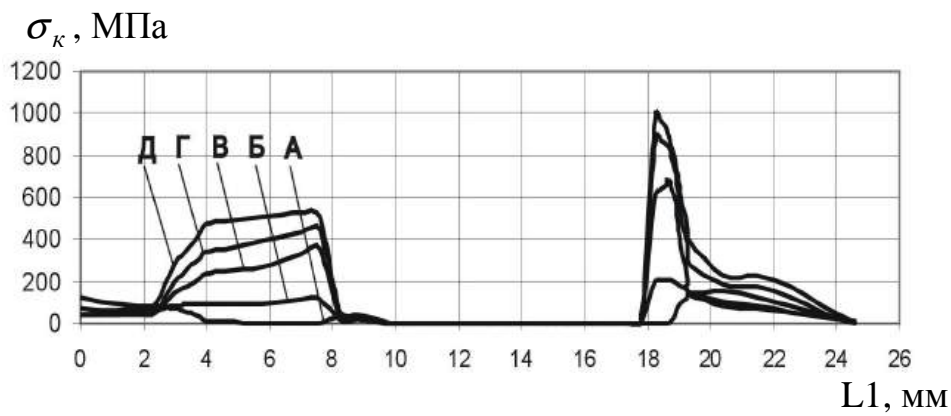
$$\sigma_{\text{пл}}^{\text{бр}} = 48 \text{ МПа} \quad (\sigma_{\text{накл}}^{\text{бр. розр}} = 100 \text{ МПа})$$



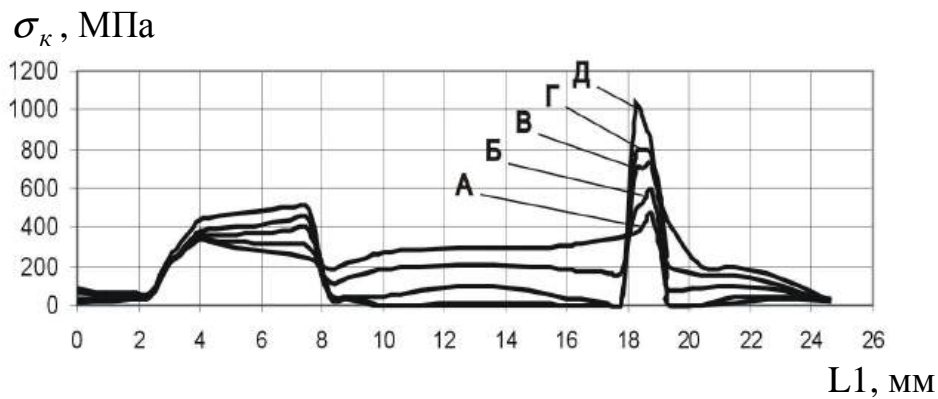
Болт встановлено без радіального і осьового натягу



Болт встановлено з радіальним натягом 1% d_b

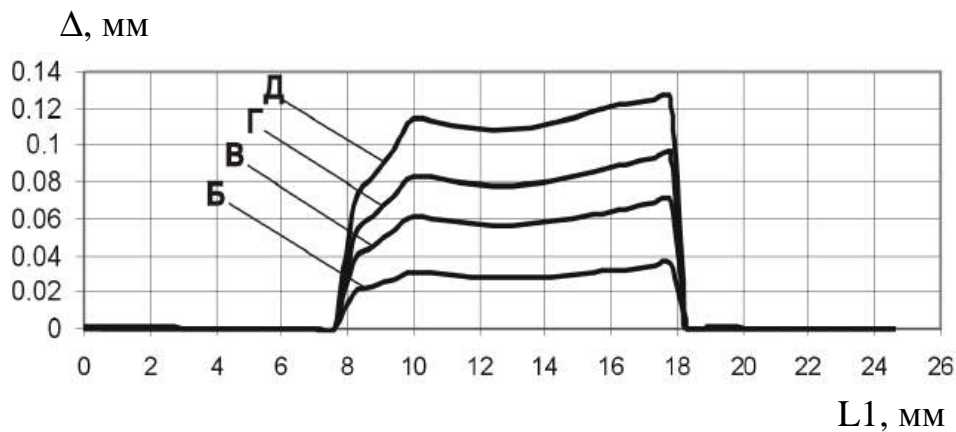


Болт встановлено з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН

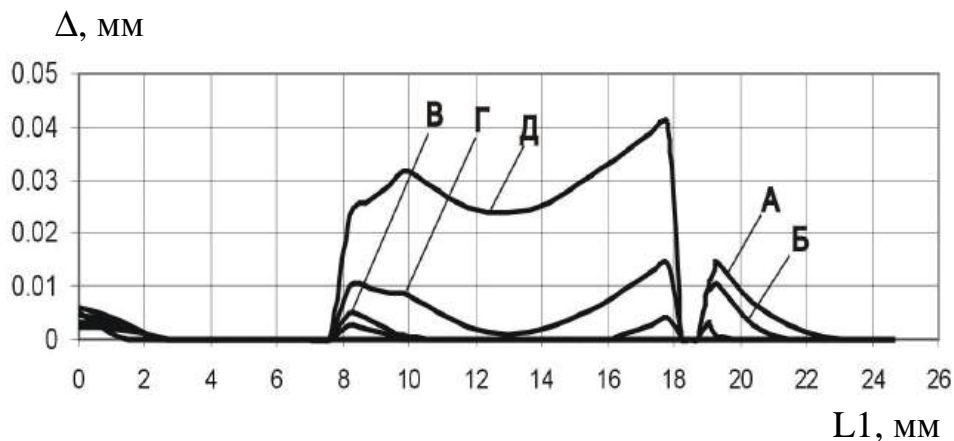


Болт встановлено з радіальним натягом 1% d_b і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН

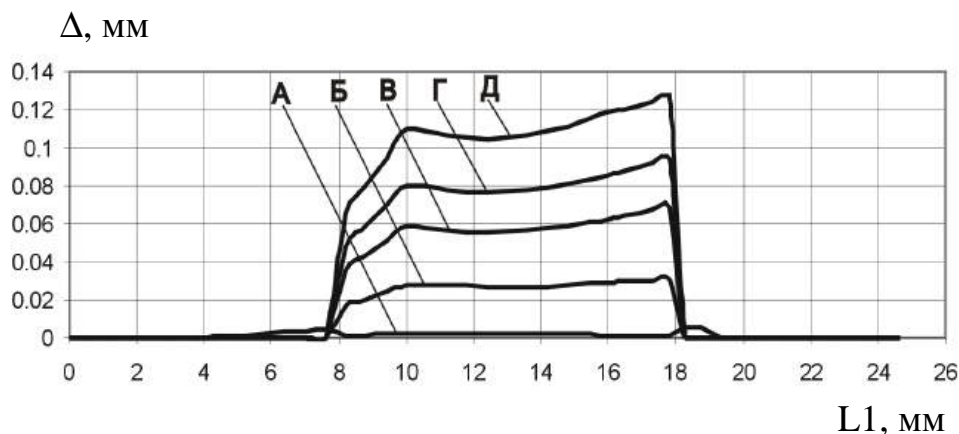
Рис. 3.27. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру установлення болта на розподіл контактного тиску між тілом болта і пакетом по шляху $L1$



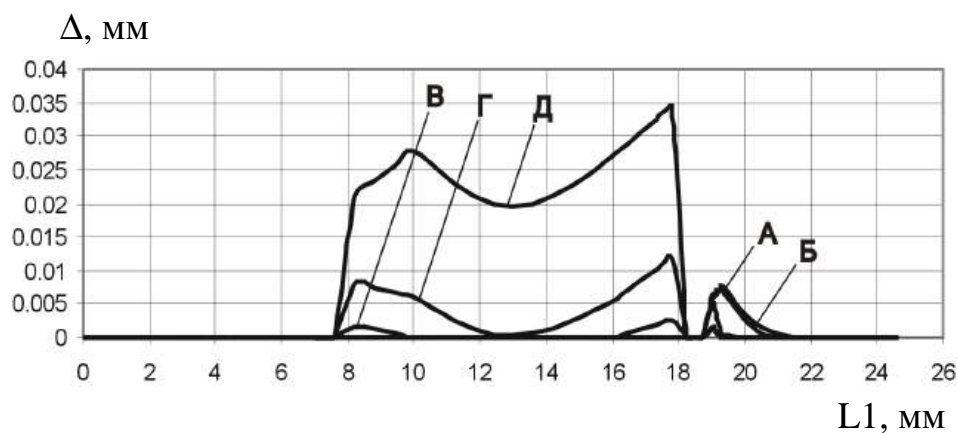
Болт встановлено без радіального і осьового натягу



Болт встановлено з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$

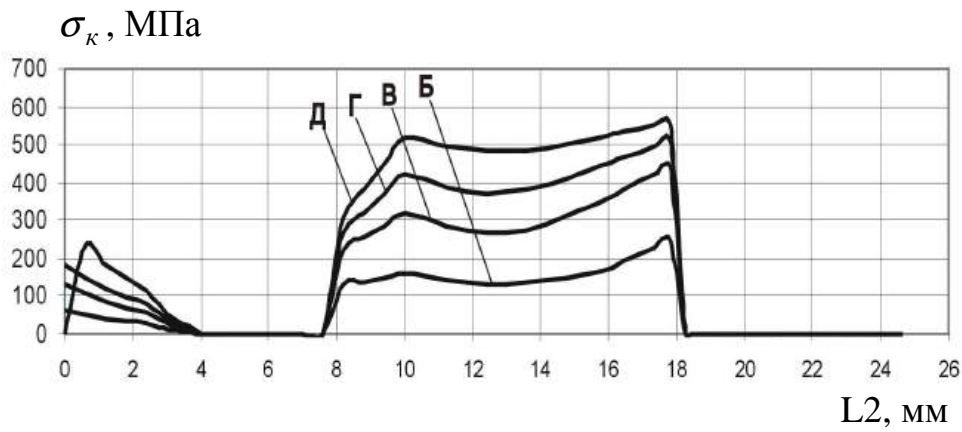


Болт встановлено з осьовим зтягуванням $P_z = 10 \text{ кН}$

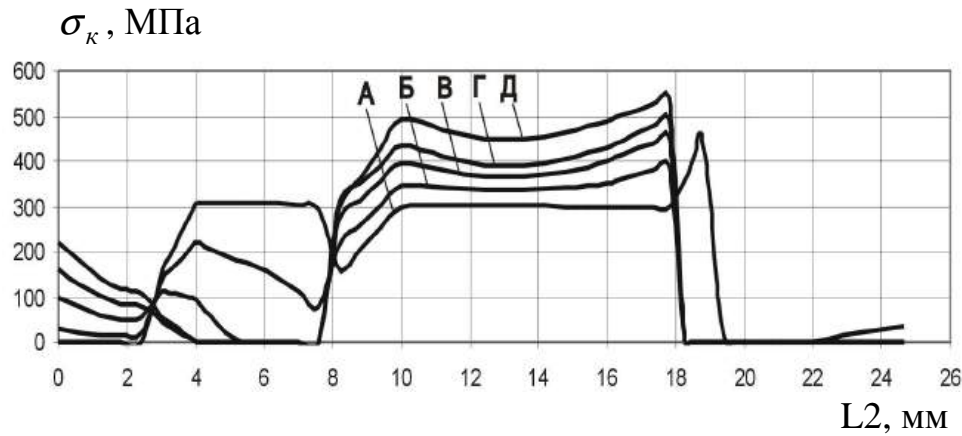


Болт встановлено з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим зтягуванням $P_z = 10 \text{ кН}$

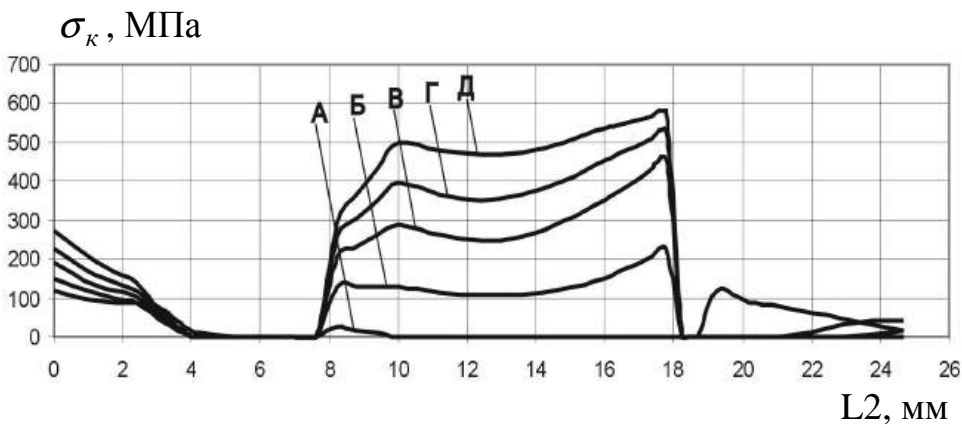
Рис. 3.28. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру встановлення болта на розподіл зазорів між тілом болта і пакетом по шляху L1



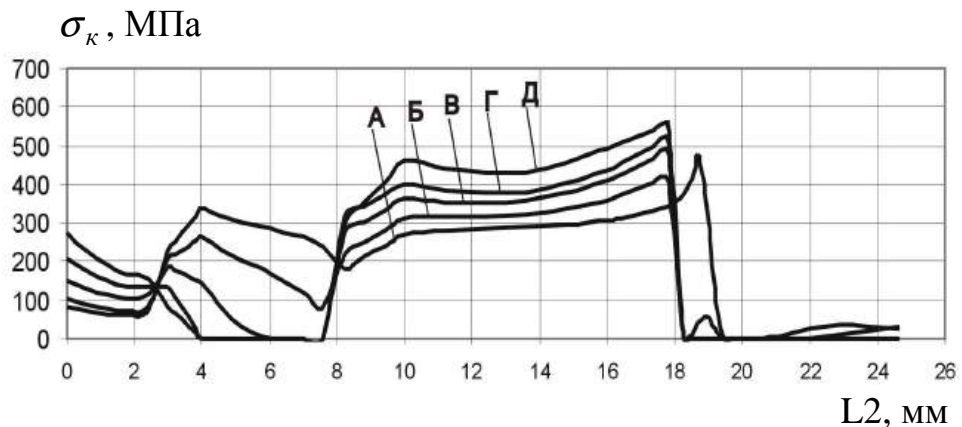
Болт встановлено без радіального і осьового натягу



Болт встановлено з радіальним натягом 1% d_b

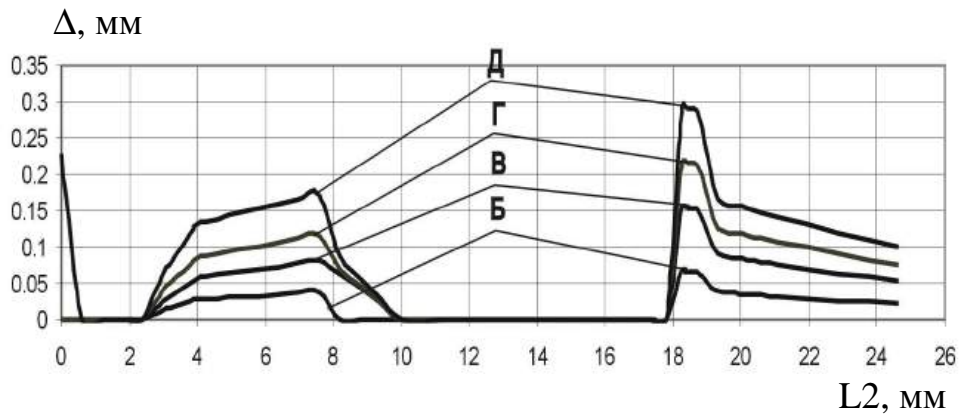


Болт встановлено з осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН

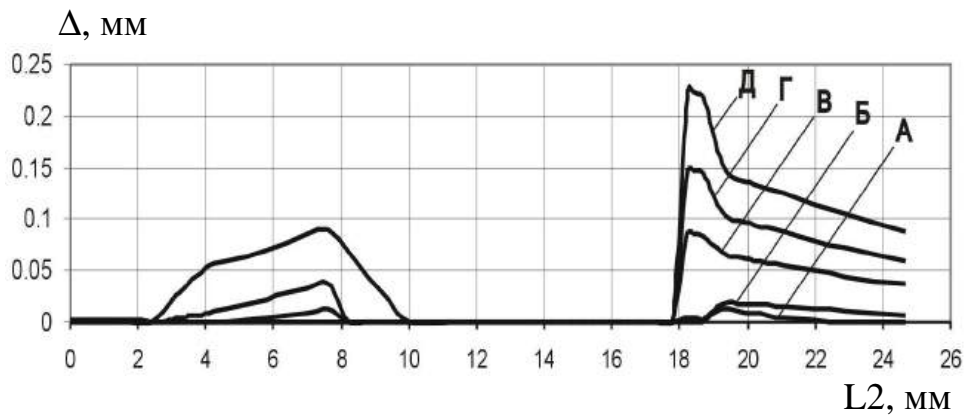


Болт встановлено з радіальним натягом 1% і осьовим затягуванням $P_z = 10$ кН

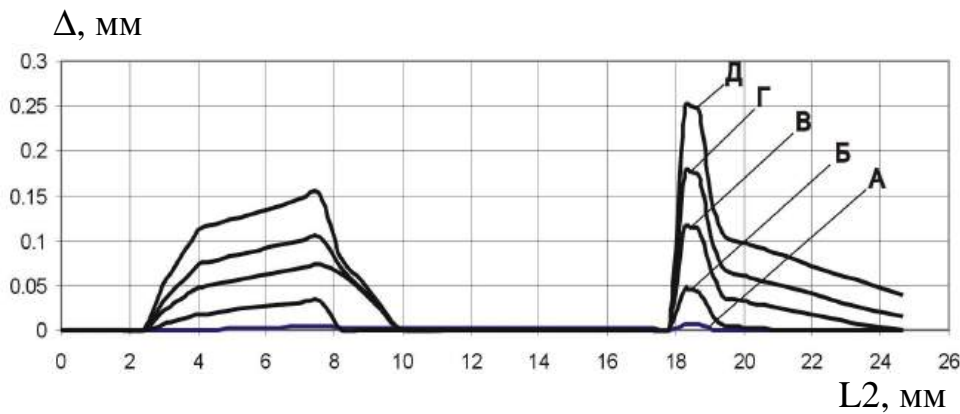
Рис. 3.29. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру установа болта на розподіл контактної тиску між тілом болта і пакетом по шляху L2



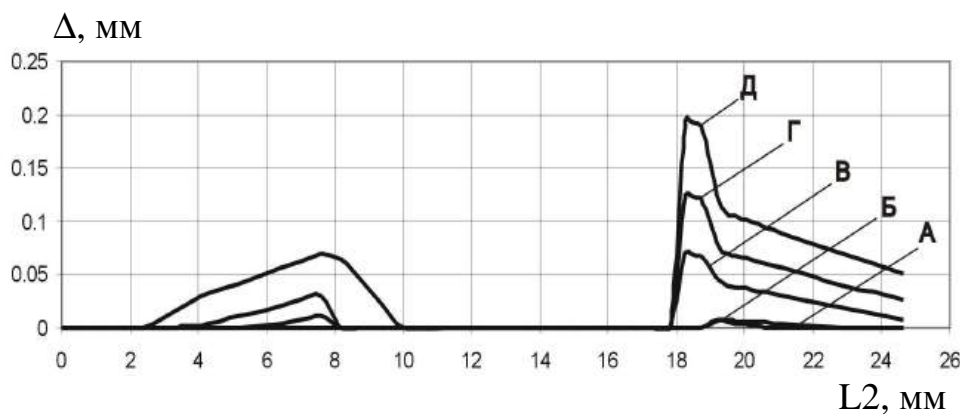
Болт
встановлено без
радіального і
осьового натягу



Болт
встановлено з
радіальним
натягом 1%



Болт
встановлено з
осьовим
затягуванням
 $P_z = 10$ кН



Болт
встановлено з
радіальним
натягом 1% і
осьовим
затягуванням
 $P_z = 10$ кН

Рис. 3.30. Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження і характеру установлення болта на розподіл контактних зазорів між тілом болта і пакетом по шляху L2

Як видно з рис. 3.30, при додатку до моделі з'єднання розтягального навантаження максимальні за величиною зазори виникають між циліндричними поверхнями болта і верхньої накладки. Позитивний ефект від використання радіального натягу полягає в зменшенні величини зазору (на 0,75 мм при рівні навантаження Д порівняно з варіантом установлення болта без радіального і осьового натягу). Спільне використання радіального натягу $1\% d_\delta$ і осьового затягування $P_3 = 10$ кН знижує величину, що утворюється між болтом і верхньою накладкою зазору на 1 мм при рівні зовнішнього навантаження Д порівняно з варіантом установлення болта без радіального і осьового натягу.

Були отримані залежності величини зазору між болтом, установленим з радіальним натягом і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН, і верхньою накладкою від величини радіального натягу (у відсотках від d_δ) і рівня додатка зовнішнього навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}}$ (див. рис. 3.31).

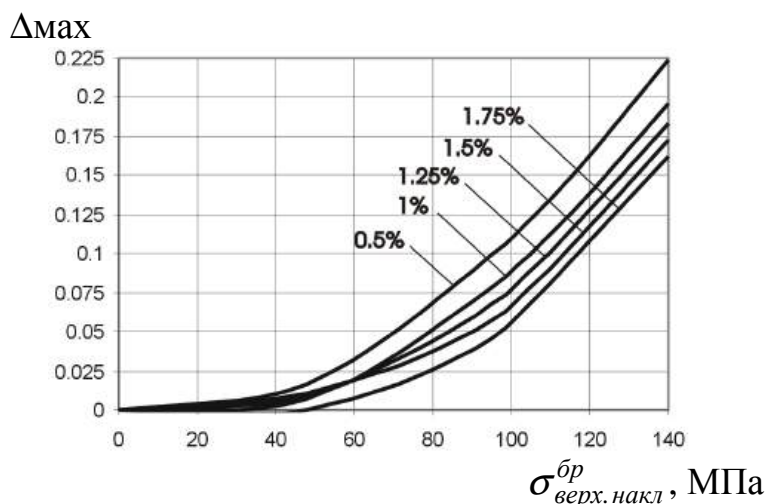
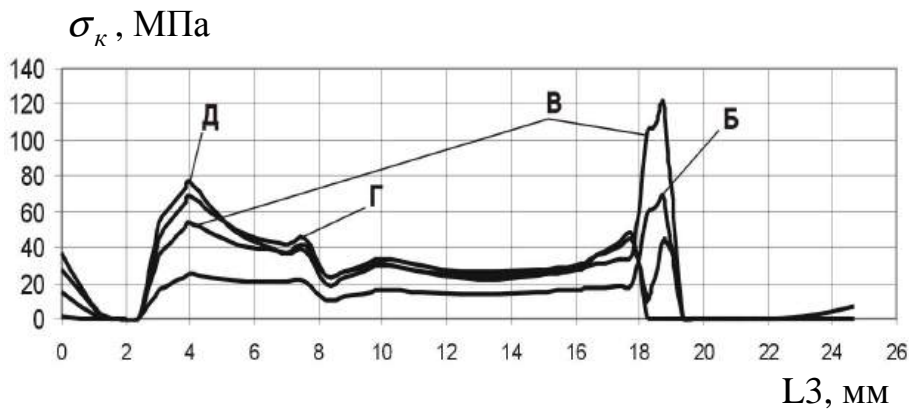


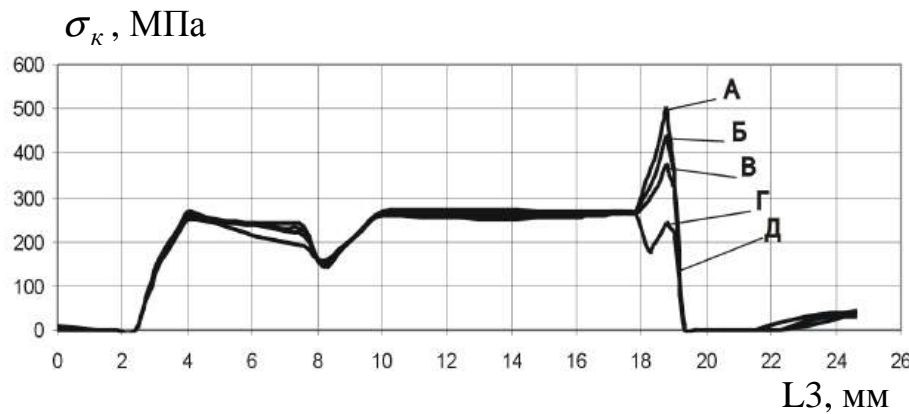
Рис. 3.31. Вплив рівня зовнішнього навантаження на величину зазору між тілом болта і стінкою отвору у верхній накладці при осьовому затягуванні $P_3 = 10$ кН і різних значеннях радіального натягу болта (від 0,5 до 1,75% d_δ)

Використання радіального натягу $1,75\% d_\delta$ спільно з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН дає можливість запобігти утворенню зазору між болтом і верхньою накладкою при рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} < 50$ МПа. Збільшення радіального натягу з 1 до $1,75\% d_\delta$ дає можливість зменшити величину зазору між

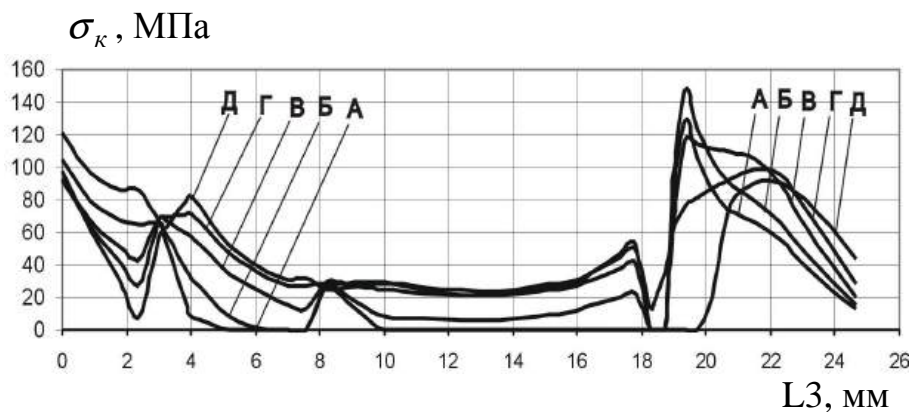
болтом і стінкою отвору у верхній накладці в 1,5 раза (при $\sigma_{\text{верх.накл}}^{\text{бр}} = 100$ МПа).



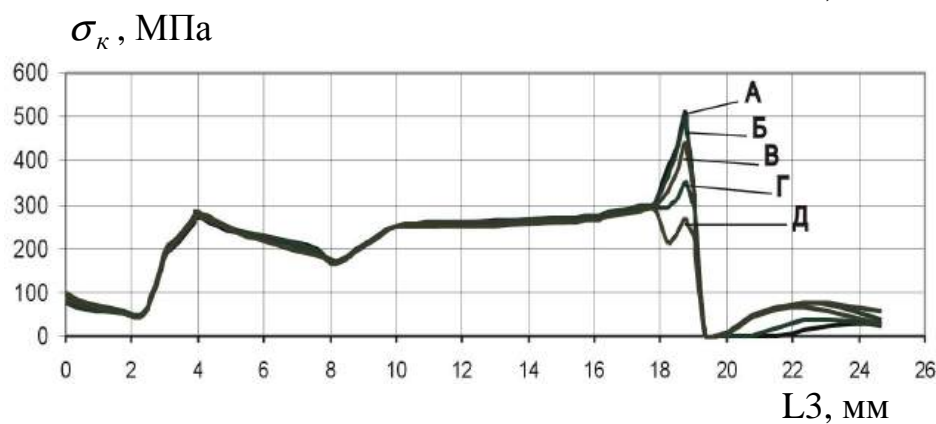
Болт встановлено без радіального і осевого натягу



Болт встановлено з радіальним натягом 1%



Болт встановлено з осевим зтягуванням $P_3 = 10$ кН



Болт встановлено з радіальним натягом 1% і осевим зтягуванням $P_3 = 10$ кН

Рис. 3.32. Вплив рівня додатка зовнішнього навантаження і характеру установлення болта на розподіл контактного тиску між тілом болта і пакетом по шляху L3

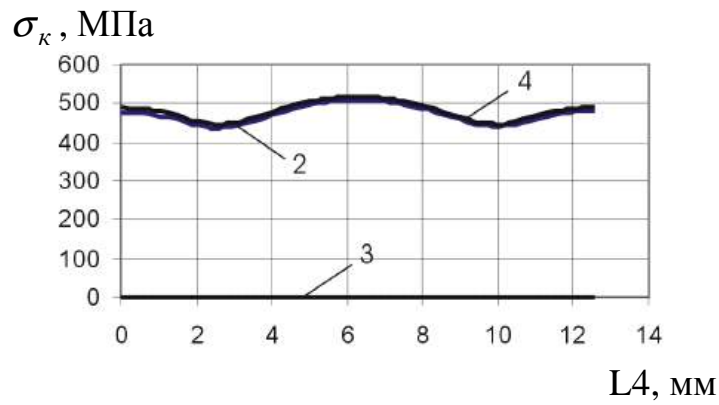


Рис. 3.33. Вплив характеру посадки болта на величину контактної тиску між головкою болта і верхньою накладкою по шляху L4

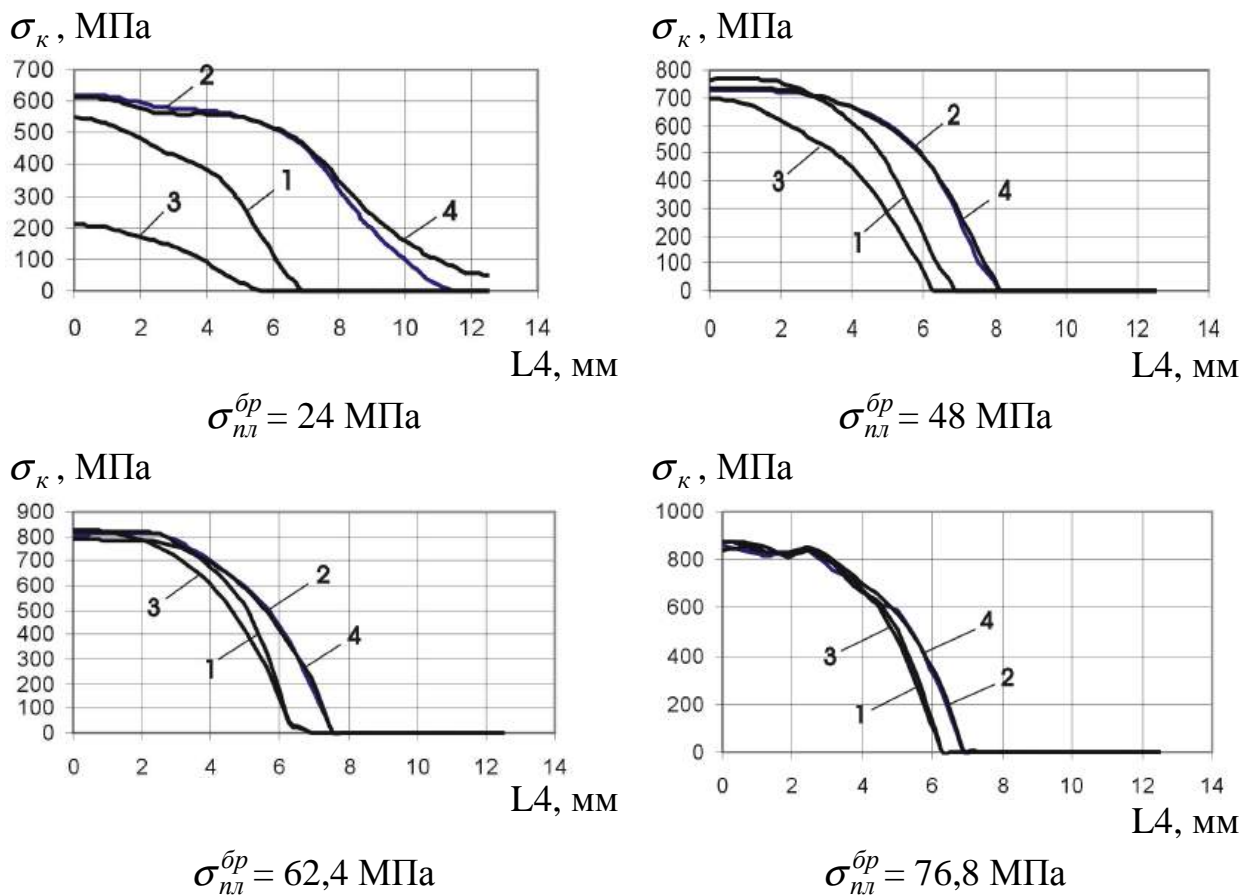


Рис. 3.34. Вплив рівня навантаження σ_{nl}^{br} і характеру установлення болта на величину контактної тиску між головкою болта і верхньою накладкою по шляху L4

При установленні болта **без радіального і осевого натягів** і прикладенні зовнішнього навантаження максимальний контактний тиск виникає між болтом і циліндричною поверхнею отвору, що зенкується, у верхній накладці в подовжньому напрямі (шлях L1) і перевищує значення контактної тиску між

стрижнем болта і стінкою отвору в нижній накладці практично в два рази.

Максимальні значення зазорів між стрижнем болта і стінкою отвору (при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа $\Delta = 0,055$ мм; при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа $\Delta = 0,3$ мм) виникають в області циліндричної поверхні отвору у верхній накладці в подовжньому перерізі (шлях L2). Зазори між стрижнем болта і нижньою накладкою – на рівні $\Delta = 0,025$ мм ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа) і $\Delta = 0,14$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа, зазор між стрижнем болта і пластиною – на рівні $\Delta = 0,03$ мм ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа) і $\Delta = 0,11$ мм ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 72$ МПа).

У разі установлення болта з **радіальним натягом 1% d_b** максимальний контактний тиск ($\sigma_k = 500\dots 600$ МПа) виникає між стрижнем болта і верхньою накладкою в подовжньому напрямі (шлях L1). Контактний тиск (шлях L1) між болтом і нижньою накладкою на рівні $\sigma_k = 300$ МПа ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа) і $\sigma_k = 500\dots 550$ МПа ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Між пластиною і болтом максимальний контактний тиск виникає в подовжньому перерізі по шляху L2 ($\sigma_k = 300$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 450\dots 550$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа).

Максимальний зазор між стінкою отвору і стрижнем болта виникає в зоні циліндричної частини отвору у верхній накладці ($\Delta = 0,075$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 48$ МПа і $\Delta = 0,225$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). При $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа зазор між стрижнем болта і стінкою отвору не утворюється. Зазор між болтом і стінками отвору в пластині і нижній накладці починає виникати при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} > 62,4$ МПа.

При установленні болта з **осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН** у подовжньому перерізі (шлях L1) між болтом і циліндричною частиною отвору у верхній накладці виникає максимальний контактний тиск (до 1000 МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Між тілом болта і стінкою отвору в нижній накладці виникає контактний тиск меншого рівня ($\sigma_k = 100$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\sigma_k = 500$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Величина контактного тиску між болтом і стінкою отвору в пластині – на рівні $\sigma_k = 100\dots 200$ МПа ($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа) і $\sigma_k = 470\dots 550$ МПа

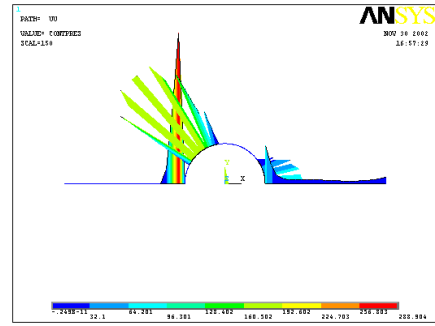
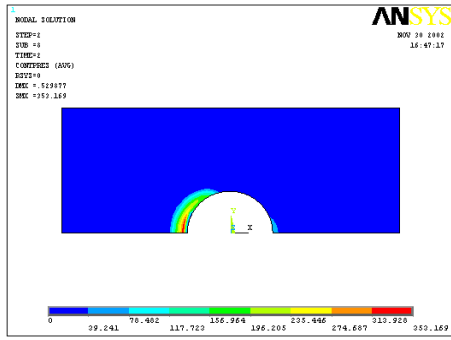
($\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа) по шляху L2.

Величина зазорів між стрижнем болта і стінкою отвору набуває максимального значення ($\Delta = 0,05$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\Delta = 0,25$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа) у зоні циліндричної частини отвору у верхній накладці в подовжньому перерізі (шлях L2). Між болтом і стінкою отвору в нижній накладці зазори мають менший рівень ($\Delta = 0,025$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\Delta = 0,11$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа). Зазор між болтом і стінкою отвору в пластині – на рівні $\Delta = 0,03$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 24$ МПа і $\Delta = 0,115$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа.

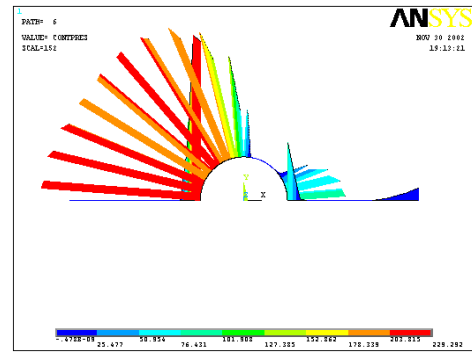
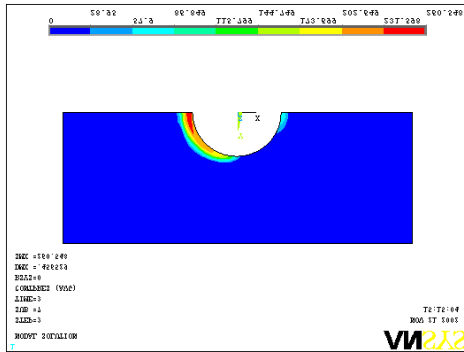
У разі варіанта установаження болта з **осьовим затягуванням $Pz = 10$ кН і радіальним натягом $1\%d_b$** контактний тиск між стрижнем болта і циліндричною поверхнею отвору у верхній накладці – $\sigma_k = 440$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 1000$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа. Між болтом і стінкою отвору в нижній накладці контактний тиск тримається на рівні $\sigma_k = 250...350$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 450...500$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа. Між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині контактний тиск $\sigma_k = 300$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 0$ МПа і $\sigma_k = 450...550$ МПа при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа.

Зазори між циліндричною частиною отвору у верхній накладці і стрижнем болта – $\Delta = 0,07$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 48$ МПа і $\Delta = 0,2$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа. Між болтом і стінкою отвору в нижній накладці величини зазорів – $\Delta = 0,05$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа (при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} < 62,4$ МПа зазор не утворюється). Між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині $\Delta = 0,02$ мм при $\sigma_{nl}^{\bar{p}} = 76,8$ МПа (при зовнішньому навантаженні $\sigma_{nl}^{\bar{p}} < 62,4$ МПа зазор між болтом і стінкою отвору в пластині не виникає).

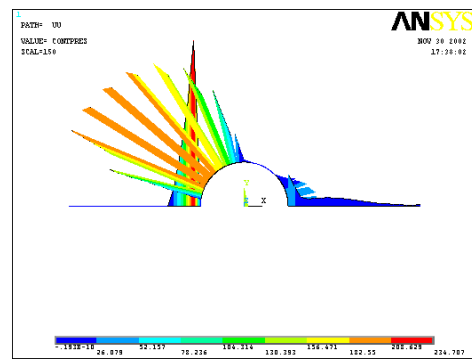
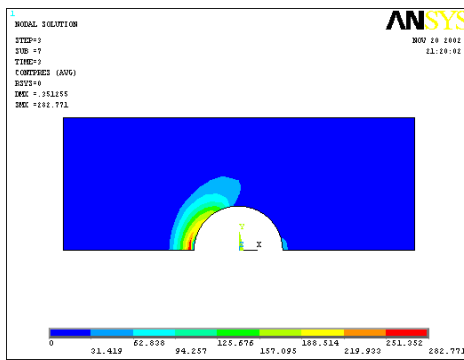
На рис. 3.35 – 3.38 показані результати аналізу контактної взаємодії пластини з верхньою накладкою.



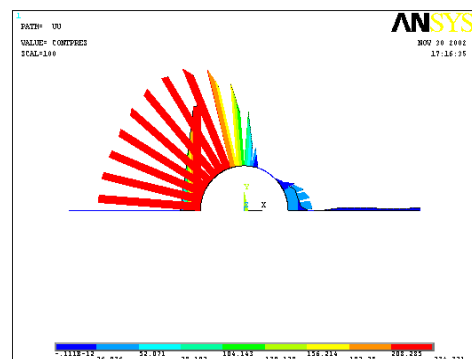
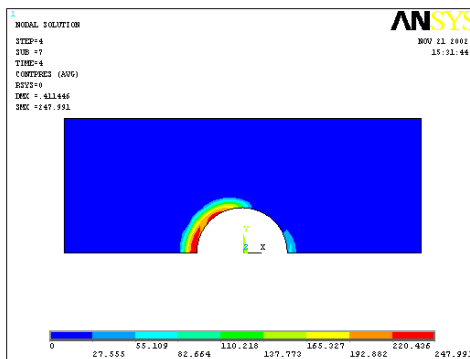
1



2



3



4

Рис. 3.35. Поле розподілу контактної тиску між верхньою накладкою і пластиною і еюра розподілу контактної тиску по кромці поверхні зіткнення верхньої накладки з пластиною при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{nl}^{bp} = 48$ МПа

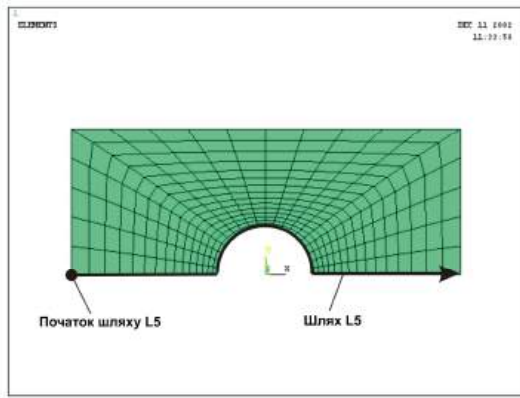


Рис. 3.36. Відображення шляху L5, по якому виводяться розподіли контактної тиску між поверхнями верхньої накладки і пластини, що з'єднуються

σ_k , МПа

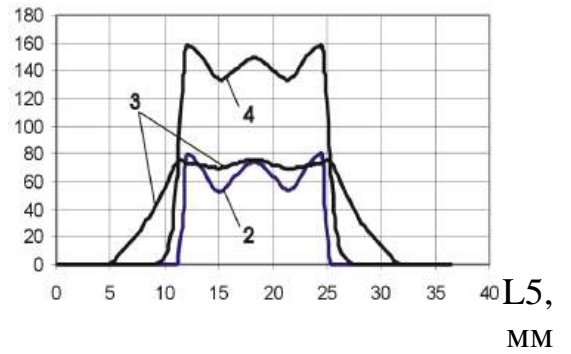
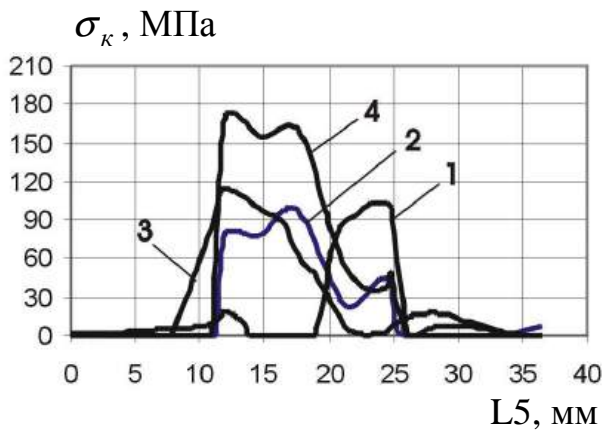
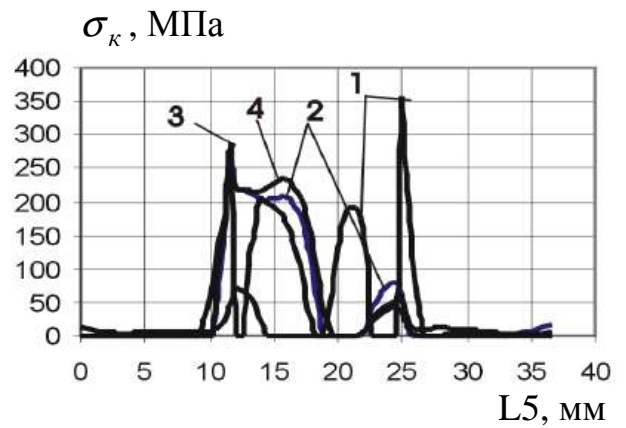


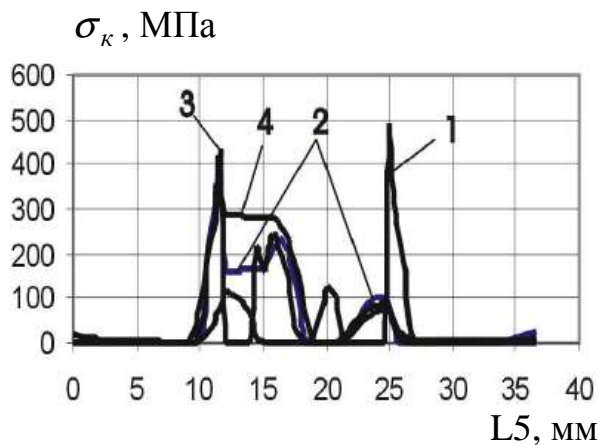
Рис. 3.37. Вплив характеру установа болта на величину контактної тиску між головкою болта і верхньою накладкою по шляху L5



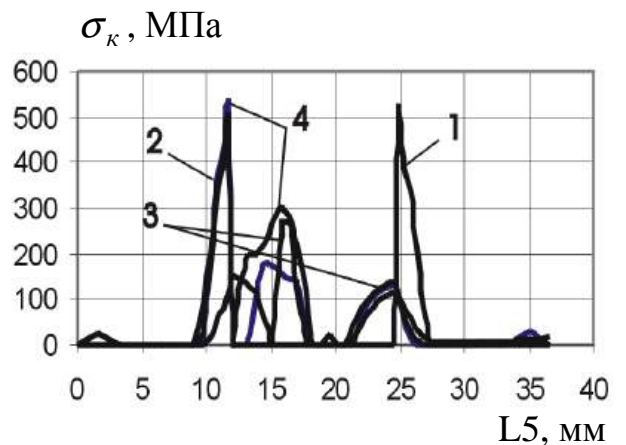
$$\sigma_{пл}^{бр} = 24 \text{ МПа}$$



$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа}$$



$$\sigma_{пл}^{бр} = 62,4 \text{ МПа}$$



$$\sigma_{пл}^{бр} = 76,8 \text{ МПа}$$

Рис. 3.38. Вплив рівня навантаження $\sigma_{пл}^{бр}$ і характеру установа болта на величину контактної тиску між пластиною і верхньою накладкою по шляху L5

Довговічність досліджуваного з'єднання визначається інтенсивністю фретинг-корозії на його елементах. Випробувані зразки в більшості випадків руйнувалися в перерізах по краю пластин, а також у перерізі по краю стрижня в зоні зенкованого гнізда під заставну потайну головку болта в зонах інтенсивного розвитку фретинг-корозії. На рис. 3.39 показано поле розподілу відносних зсувів контактуючих поверхонь пластини з верхньою накладкою і болта зі стінкою зенкованого отвору у верхній накладці при посадці болта з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН.

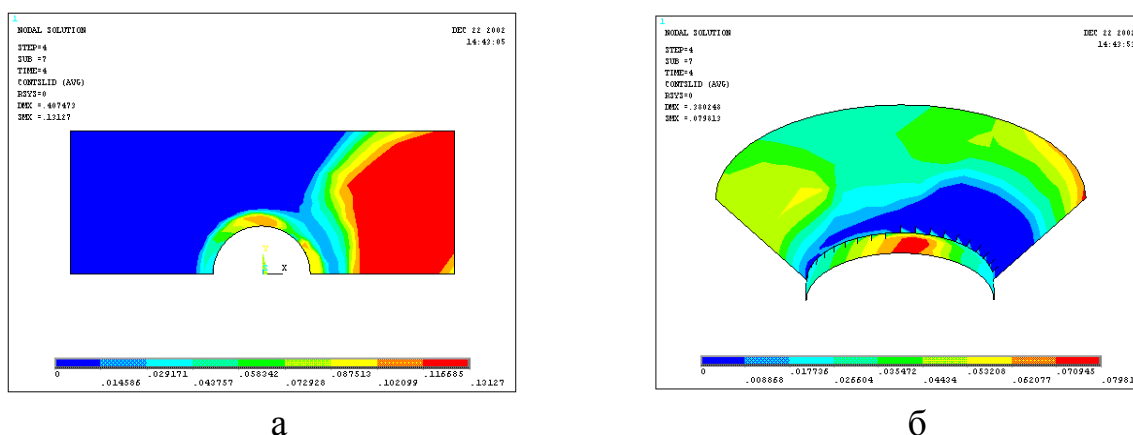


Рис. 3.39. Характер розподілу відносних зсувів контактуючих поверхонь: а – пластини з верхньою накладкою; б – болта зі стінкою отвору у верхній накладці при $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{розр} = 100$ МПа)

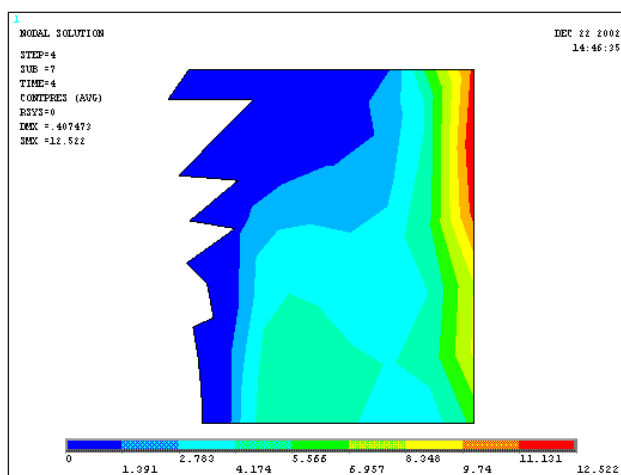


Рис. 3.40. Характер розподілу контактної тиску між пластиною і верхньою накладкою в перерізі по краю пластини при $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)

На рис. 3.39, 3.40 видно, що розрахунок локального НДС в елементах з'єднання підтверджує концентрацію взаємовпливу відносних зсувів і контактного тиску в зонах руйнування експериментальних зразків від фретинг-корозії.

На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено метод інтегрованого аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів і рівня навантаження на характеристики локального НДС за допомогою системи інженерного аналізу CAD\CAE ANSYS, що містить визначення максимальних значень віднульових еквівалентних напружень і деформацій як в пружній, так і в пластичній областях, величин і характеру розподілу контактного тиску між елементами з'єднання, що з'єднуються, коефіцієнтів нерівномірності контактного тиску, величин зазорів при зміні рівня зовнішнього навантаження при використанні посадок із пружнопластичністю радіальним і осьовим натягом.

2. Метод інтегрованого аналізу апробовано в процесі числового експерименту, спрямованого на визначення характеристик локального НДС двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання, виконаного з алюмінієвого сплаву Д16аТ. При цьому встановлено, що застосування осьового та радіального натягу потайних болтів сприяє зменшенню амплітуди максимальних віднульових еквівалентних напруг і максимальних віднульових еквівалентних деформацій на експлуатаційному рівні $\sigma_{пл}^{\bar{b}p} = 100...130$ МПа відповідно в 2–2,5 раза і в 2–4 рази порівняно з аналогічними характеристиками в з'єднанні, виконаному без радіального натягу і затягування.

3.2. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЇ УСТАНОВЛЕННЯ БОЛТІВ І РІВНЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКАЛЬНОГО НДС В ЕЛЕМЕНТАХ ДВОЗРІЗНОГО ТРИРЯДНОГО ПОТАЙНОГО З'ЄДНАННЯ

Запропонований метод також апробований при аналізі впливу технології установлення болтів і рівня навантаження на характеристики локального НДС в елементах двозрізного трирядного потайного з'єднання, що складається з центральної пластини розмірами 190×50×10 мм і двох накладок розмірами

168×24×5 мм, з'єднаних трьома болтами діаметром 8 мм з потайною головкою. Геометричні розміри моделі показані на рис. 3.41.

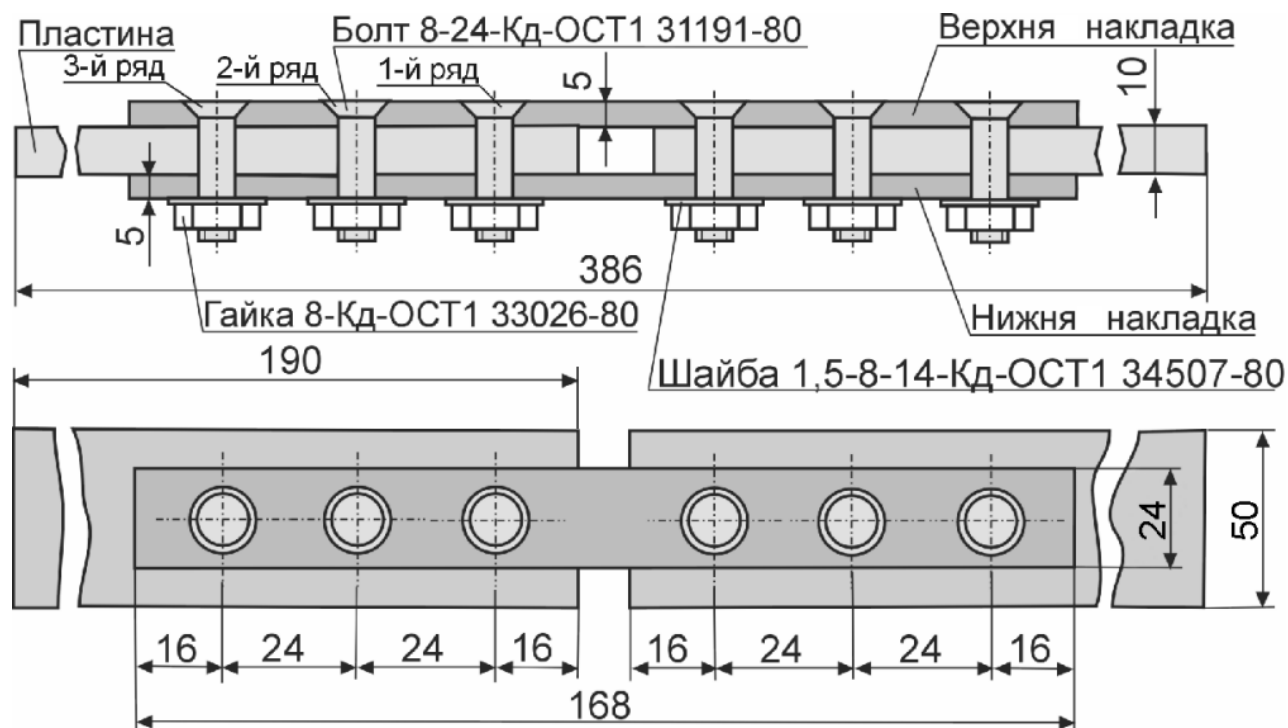


Рис. 3.41. Геометрична модель двозрізного трирядного потайного з'єднання

Матеріал пластини і накладок – алюмінієвий сплав Д16АТ з модулем пружності $E = 70000$ МПа і коефіцієнтом Пуассона, що дорівнює 0,3. Для опису поведінки матеріалу пластини і накладки вибрано полілінійну модель з кінематичним законом зміцнення.

Матеріал болта – сталь 30ХГСА, модуль пружності $E = 210000$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3. У розрахунках було прийнято лінійно-пружну поведінку матеріалу болта, що описується законом Гука.

При аналізі враховували ефект великих деформацій включенням опції NLGEOM. Для нелінійного вирішення було вибрано опцію включення повного методу Ньютона-Рафсона. Зміна кроків навантаження за часом – автоматична (AUTOTS,ON). Тип вирішувача – попередній зв'язаний ітераційний з точністю $1E-5$ і помножувачем 3 (EQLSV,PCG,1E-5,3). Максимальне число ітерацій – 1500 (NEQIT,1500), лінійний пошук включений (LNSRCH,ON).

Розрахунок локального НДС в елементах з'єднання при зовнішньому розтягальному навантаженні проводили за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS для таких варіантів з'єднання верхньої і нижньої накладок з центральною пластиною болтом:

- 1) без осевого і радіального натягу;
- 2) з радіальним натягом $1\% d_b$;
- 3) з осевим зтягуванням $P_3 = 10$ кН;
- 4) з радіальним натягом $1\% d_b$ і осевим зтягуванням $P_3 = 10$ кН.

Зусилля розтягування прикладали до пластини. У розрахунках вони приймалися такими, що дорівнюють: а) $P_{nl} = 0$ Н; б) $P_{nl} = 12000$ Н; в) $P_{nl} = 24000$ Н; г) $P_{nl} = 31200$ Н; д) $P_{nl} = 38400$ Н. Цим зусиллям у перерізі брутто пластини відповідало номінальне напруження: а) $\sigma_{nl}^{br} = 0$ Н; б) $\sigma_{nl}^{br} = 24$ МПа; в) $\sigma_{nl}^{br} = 48$ МПа; г) $\sigma_{nl}^{br} = 62,4$ МПа; д) $\sigma_{nl}^{br} = 76,8$ МПа. У перерізі брутто накладок номінальне розрахункове напруження відповідало: а) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 0$ Н; б) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 50$ МПа; в) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа; г) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа; д) $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 160$ МПа.

Ураховуючи симетрію зразка і характер застосування зовнішнього навантаження, при розрахунку розглядали тільки 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення. При обмеженні переміщень моделі по осі Z для всіх вузлів, що лежать на торцевій поверхні пластини в місці застосування зовнішнього навантаження, були задані нульові переміщення по Z-й компоненті. Обмеження X-й і Y-й компонентам вектора переміщень задавали по площинах симетрії моделі (рис. 3.42). У розрахунковій схемі було прийнято, що тіло болта, шайба і гайка є єдиним об'ємом з матеріалу болта.

Скінченноелементна модель (рис. 3.43, 3.44) складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, а також контактних елементів CONTA173, TARGE170 і елементів зтягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

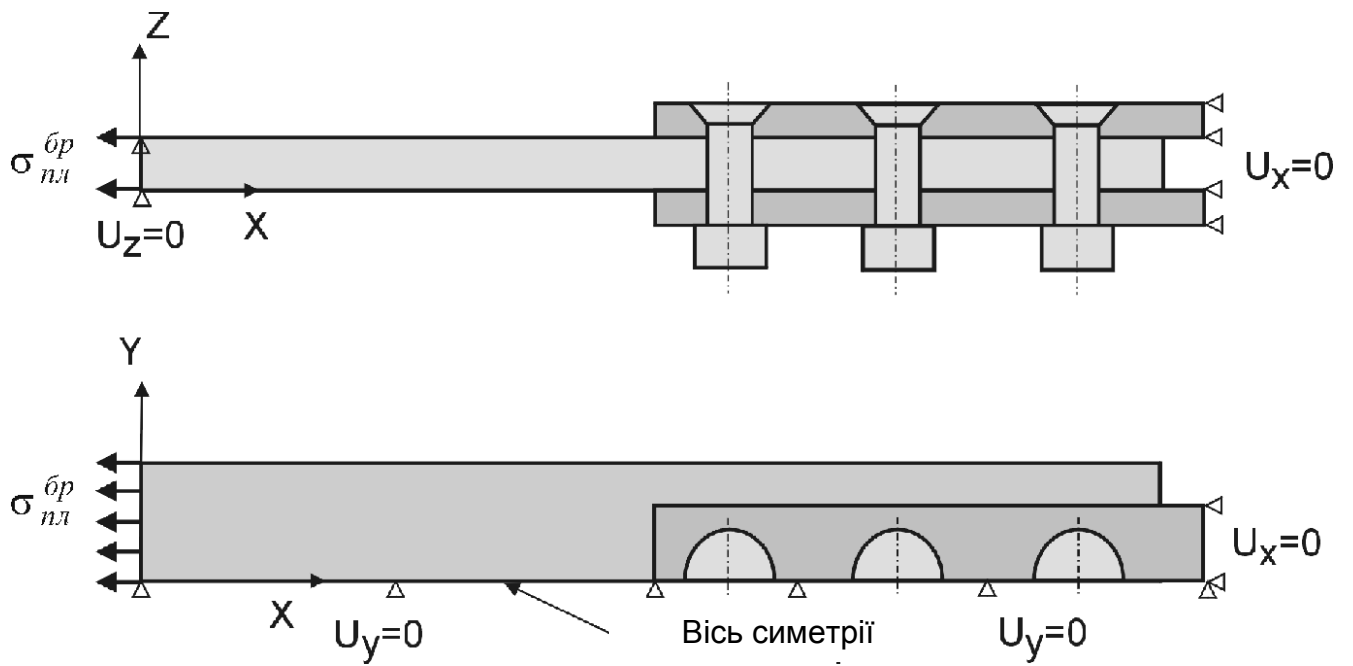


Рис. 3.42. Розрахункова схема двозрізного трирядного потайного болтового з'єднання

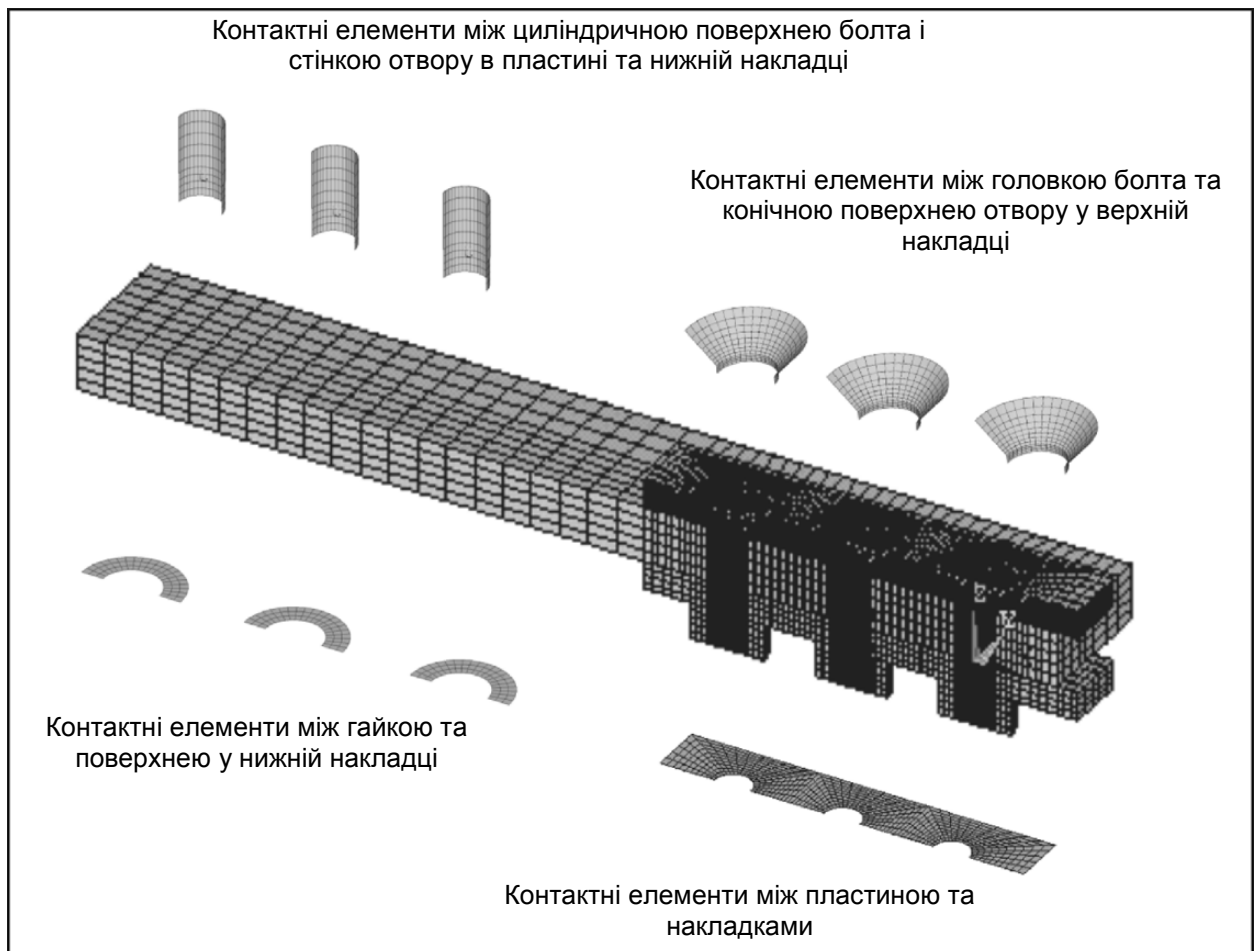
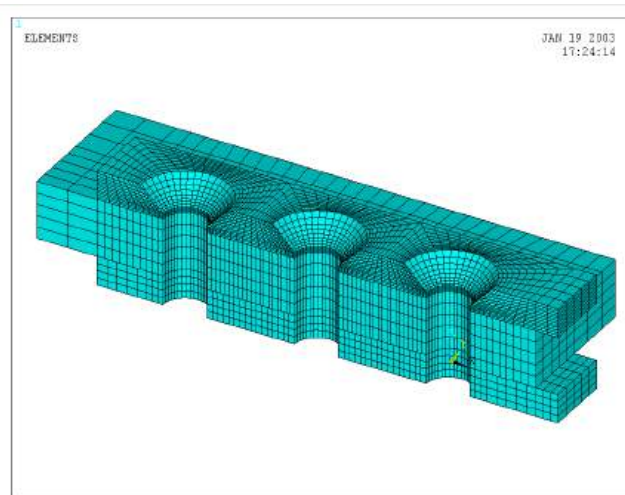
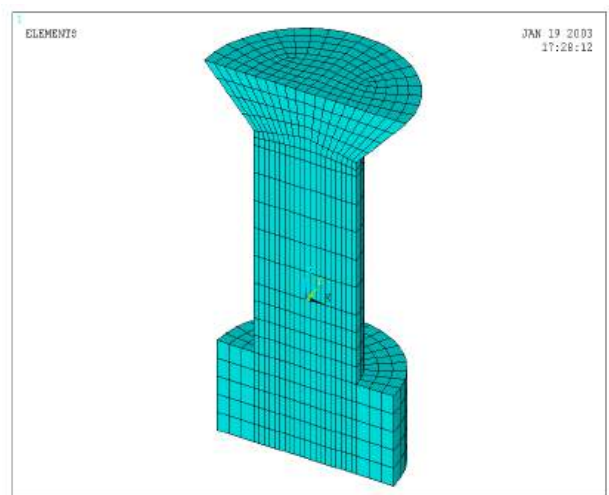


Рис. 3.43. Скінченноелементна модель двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання



а



б

Рис. 3.44. Фрагменти скінченноелементної моделі:
а – пластина з накладками; б – болт із гайкою

Радіальний натяг моделювали за допомогою реалізації в контактному алгоритмі ефекту «початкового проникнення» тіла болта в стінку отвору. При моделюванні контактної взаємодії була вибрана модель контакту «поверхня в поверхню» і використана пружна кулонівська модель тертя з коефіцієнтом тертя 0,15. Осьове затягування болта і переднапружений стан в елементах з'єднання, що виникає в результаті застосування осьового затягування, моделювали із застосуванням спеціального елемента затягування PRETS179. Болт, на який заздалегідь була нанесена сітка, був «розсічений» на дві частини, і по вузлах скінченних елементів, що лежать у перерізі, який розсікається, шляхом вставки згенерували спеціальні елементи затягування PRETS179. Контактні елементи CONTA173 і TARGE170 генерували на поверхнях контакту пластини з верхньою і нижньою накладками і болтів із стінками отворів у пакеті.

На першому етапі аналізу НДС елементів з'єднання були розглянуті характер деформації і розподілу еквівалентного напруження в елементах з'єднання при рівні зовнішнього розтягального навантаження $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа (рис. 3.45, 3.46).

У результаті різної піддатливості верхньої і нижньої накладок передача навантаження в з'єднанні відбувається з ексцентриситетом, який приводить до вигину з'єднання (рис. 3.45).

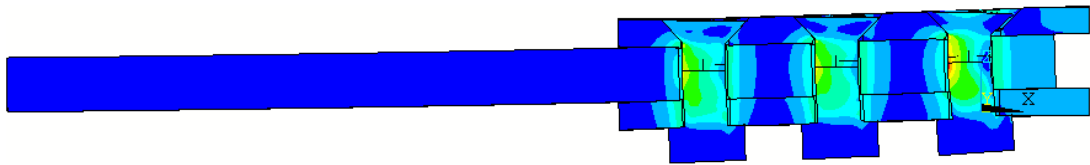


Рис. 3.45. Характер деформації елементів з'єднання при зовнішньому розтягальному навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа (масштаб переміщень – 20:1)

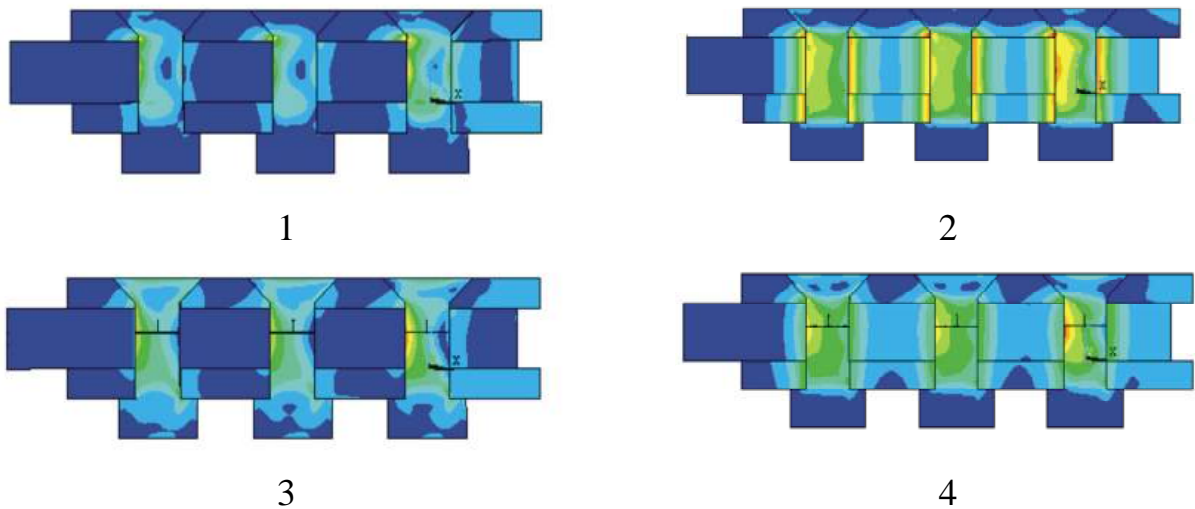
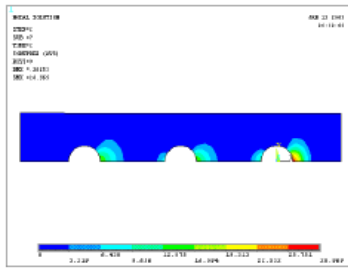


Рис. 3.46. Характер розподілу еквівалентного напруження в елементах з'єднання при рівні навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)

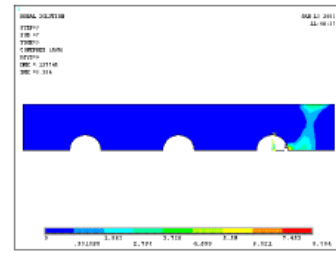
Із рис. 3.46 видно, що найбільш інтенсивне еквівалентне напруження в елементах з'єднання виникає в зонах їх з'єднання потайними болтами. Характерно, що в результаті застосування зовнішнього розтягального навантаження болт працює на вигин, і найбільш інтенсивне напруження вигину з'являється в тілі болта крайнього ряду. Детально результати аналізу характеристик локального НДС в елементах трирядних потайних і непотайних болтових зрізних з'єднань наведені в роботах [114-116, 118, 119, 121, 143, 159, 160, 162, 164-166, 168].

Нижче проведено аналіз розподілу контактної тиску між пластиною і накладками з'єднання при різних варіантах установлення болта (рис. 3.47, 3.48).

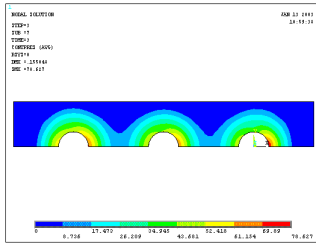
Найбільш інтенсивний контактний тиск між пластиною і накладками виникає в зонах отворів під установлення болтів. Для кількісної оцінки цих величин на рис. 3.49 показано шлях, по якому виводитимуться величини контактної тиску між пластиною і накладками (рис. 3.50, 3.51).



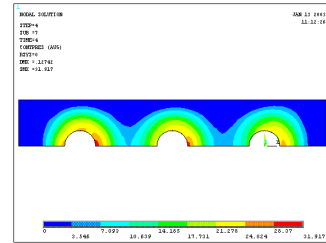
1



2

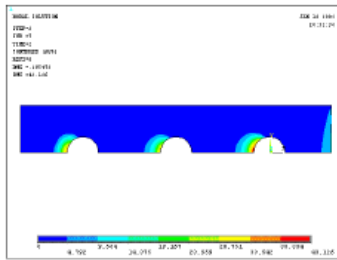


3

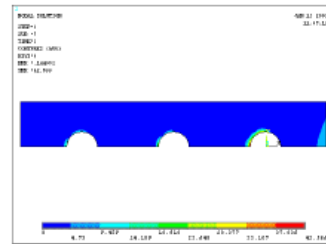


4

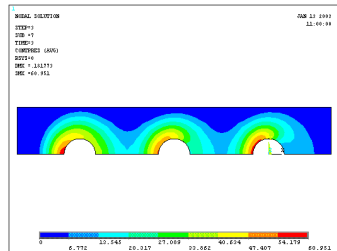
Рис. 3.47. Поле розподілу контактної тиску між нижньою накладкою і пластиною при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)



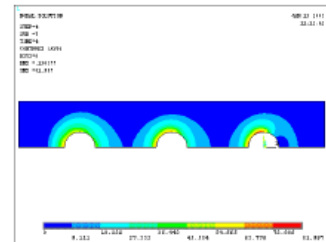
1



2



3



4

Рис. 3.48. Поле розподілу контактної тиску між нижньою накладкою і пластиною при різних варіантах установлення болта і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48$ МПа ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа)

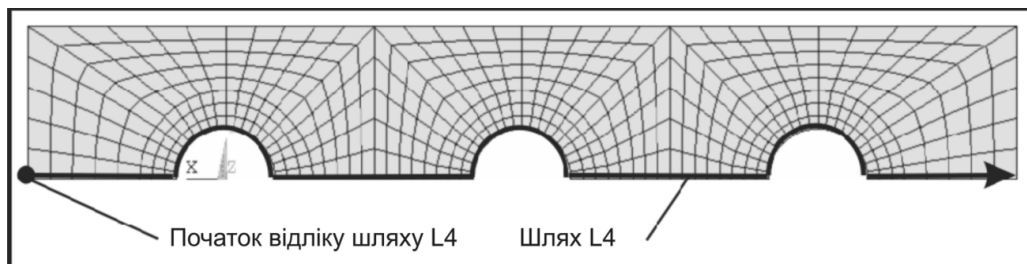


Рис. 3.49. Відображення шляху L4, по якому виводяться значення контактної тиску між поверхнями пластини і накладок, що з'єднуються

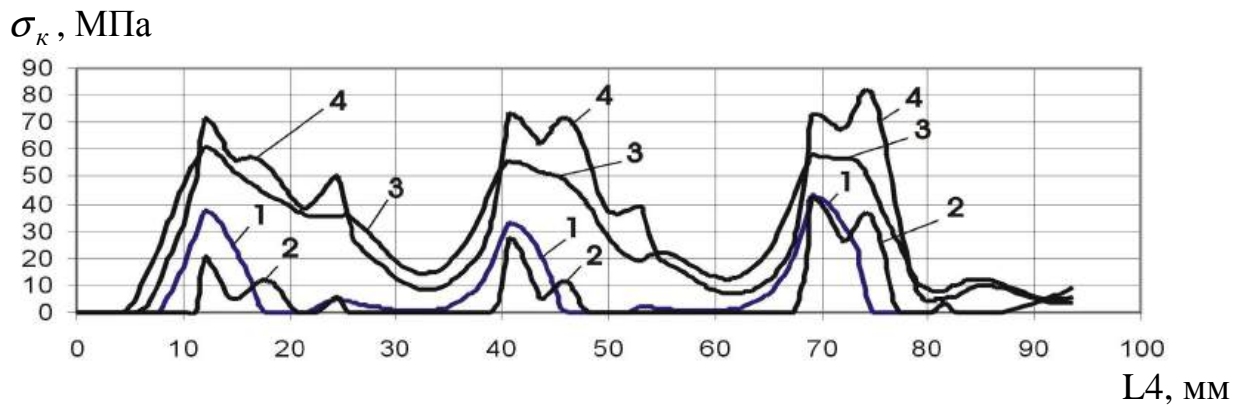


Рис. 3.50. Характер впливу типу установлення болта на розподіли контактного тиску між пластиною і верхньою накладкою при рівні зовнішнього навантаження

$$\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа} \quad (\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа})$$

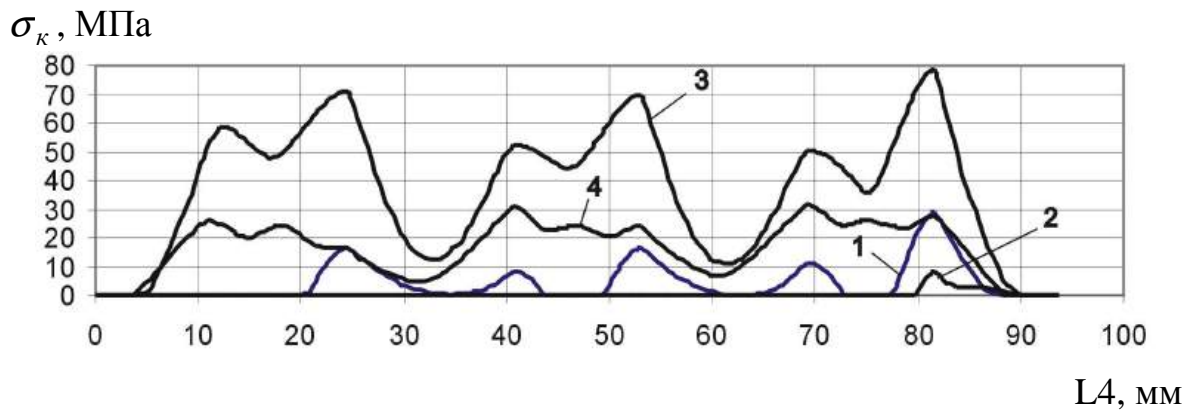


Рис. 3.51. Характер впливу типу установлення болта на розподіли контактного тиску між пластиною і нижньою накладкою

при рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{пл}^{бр} = 48 \text{ МПа}$ ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа}$)

Як видно з рис. 3.50, 3.51, контактний тиск між пластиною і верхньою накладкою є максимальним при установленні болта з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_z = 10 \text{ кН}$ у зоні отвору під установлення першого ряду потайних болтів ($\sigma_k = 83 \text{ МПа}$). Між пластиною і нижньою накладкою контактний тиск є максимальним у зоні отвору першого ряду потайних болтів і досягає значення $\sigma_k = 80 \text{ МПа}$.

З проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. При установленні болта без радіального і осьового натягу максимальний контактний тиск виникає між болтом і циліндричною частиною отвору у верхній накладці і досягає 450 МПа при навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100 \text{ МПа}$. Величина

зазору між стрижнем болта і стінкою отвору в пластині досягає 0,15 мм ($\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа); між верхньою накладкою і болтом – 0,05 мм; між болтом і нижньою накладкою – 0,05 мм. Слід зазначити, що утворення зазорів між болтом крайнього ряду і стінкою отвору в пакеті починається практично відразу з додаванням зовнішнього розтягального навантаження.

2. При установленні болта з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і рівні зовнішнього навантаження $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа контактний тиск між болтом і стінкою циліндричною частиною отвору у верхній накладці досягає 500 МПа, а величина зазору – 0,036 мм у зоні циліндричної частини отвору у верхній накладці (при цьому поблизу початка зенкування зазор між головкою болта і стінкою отвору не утворюється внаслідок вигину болта і верхньої накладки). Між болтом і стінкою отвору в пластині і нижній накладці зазор не утворюється. Внаслідок вигину болта і з'єднання в цілому контактний тиск між болтом і стінкою отвору в пластині досягає 290 МПа поблизу нижньої кромки отвору в пластині, між болтом з нижньою накладкою – 250 МПа.

3. При установленні болта з осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН і зовнішньому навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа контактний тиск між головкою болта і стінкою отвору в пластині досягає величини 100 МПа, а зазор між болтом і верхньою накладкою існує тільки в зоні циліндричної частини отвору в накладці. Контактний тиск між болтом і стінкою отвору в пластині досягає величини 150 МПа, а величини зазорів – 0,01 мм. Між болтом і нижньою накладкою контактний тиск – на рівні 240 МПа, а зазори – 0,015 мм.

4. При установленні болта з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням $P_3 = 10$ кН і експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження контактний тиск між болтом і стінкою отвору у верхній накладці досягає 490 МПа, між болтом і стінкою отвору в пластині – 280 МПа, між болтом і стінкою отвору в нижній накладці – 240 МПа. Зазор між тілом болта і стінкою отвору в пакеті при експлуатаційному рівні зовнішнього навантаження не утворюється.

5. Порівнюючи результати обчислення зазорів між тілом болта і стінкою

отвору у верхній накладці, слід зазначити, що при установленні болта з осьовим затягуванням і радіальним натягом в однорядному з'єднанні зазор утворюється вже при $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 100$ МПа, а в трирядному – при $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа і практично в два рази менше (0,005 і 0,01 мм відповідно). При навантаженні $\sigma_{накл}^{бр.розр} = 130$ МПа величина зазору між болтом і верхньою накладкою становить 0,05 мм при однорядному з'єднанні і 0,019 мм – при трирядному.

6. Встановлено, що застосування осьового та радіального натягу сприяє недопущенню утворення зазорів між потайним болтом і стінкою отвору в пакеті при експлуатаційному рівні навантаження з'єднання, виконаного з алюмінієвого сплаву Д16АТ. Використання радіального і осьового натягу потайних болтів дозволяє зменшити амплітуду максимальних віднульових еквівалентних напружень у 3,5 рази при експлуатаційному рівні навантаження порівняно з варіантом установлення болта без радіального і осьового натягу. Використання пружнопластичного натягу разом з осьовим затягуванням дозволяє також домогтися герметичності з'єднання при зовнішньому експлуатаційному навантаженні.

3.3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ МОДЕЛЕЙ ТИПОВИХ ПОТАЙНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

3.3.1. Довговічність двозрізних однорядних болтових з'єднань

Проведено дослідження довговічності зразків двозрізних однорядних болтових з'єднань (рис. 3.52) при циклічному розтягуванні.

Деталі зразків, що з'єднуються і працюють в умовах розтягування, виготовляли з анодованих «НХ» листів Д16АТл10, а накладки товщиною $\delta_1 = \delta_2$ – з листа Д16АТл5. З'єднання проводили сталевими потайними болтами 5015А і титановими болтами ОСТУ 1.12086-77. Номінальний діаметр болтів становив 8 мм.

Болти в отвір запресовували на машині Р-10. Зусилля запресовування сталевих болтів 5015А становило 8 кН, титанових болтів ОСТУ 1.12086-77 – 18 кН. При проведенні запресовування забезпечували постановку болтів із

радіальним натягом, що дорівнює $0,8 \dots 1,2\% d_b$ (де d_b – діаметр стрижня болта).

Затягування гайок проводили тарувальним ключем: спочатку – обертальним моментом $M_{кр.з}$, що дорівнює 25 Н·м, потім виконували розвантаження до $M_{кр.з} = 0$ Н·м і остаточне затягування гайок $M_{кр.з} = 20$ Н·м згідно з ОСТУ 1.00017-77.

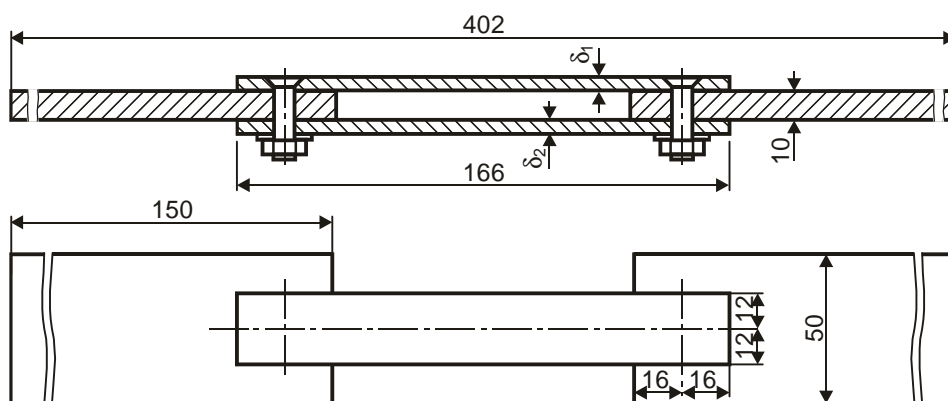


Рис.3.52. Зразки двозрізних однорядних болтових з'єднань

Втомні випробування зразків здійснювали на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ на п'яти рівнях циклічного навантаження з частотою 13 Гц, коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і максимальним циклічним навантаженням $P_{\max} = 35, 30, 25$ і 20 кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 138, 119, 99$ і 79 МПа відповідно).

На рівні навантажень $P_{\max} = 35$ кН було випробувано два зразки, $P_{\max} = 30$ кН – три зразки, $P_{\max} = 25$ кН – чотири зразки, $P_{\max} = 20$ кН – вісім зразків.

Більшість випробуваних зразків руйнувалися по накладках з листа Д16АТл5 у перерізах по краю пластин з листа Д16АТл10 у зоні інтенсивного розвитку фретинг-корозії. У двох зразках, що напрацювали при $P_{\max} = 30$ кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 119$ МПа) 203700 циклів навантаження до руйнування і при $P_{\max} = 25$ кН ($\sigma_{p0}^{bp} = 99$ МПа) – 226300 циклів навантаження до руйнування, втомні тріщини розвивалися в накладках, в перерізі по краю пластини з листа Д16АТл10 і в перерізі по краю стрижня болта в зоні зенкованого гнізда, під заставну потайну

головку болта.

У двох зразків, які напружували при P_{\max} , що дорівнюють 30 і 25 кН, 217100 і 569000 циклів навантаження відповідно, втомні тріщини розвивалися в перерізах пластин з листа Д16АТл5 по осі отворів під болти.

Результати втомних випробувань показані на рис. 3.53, крива 3. Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

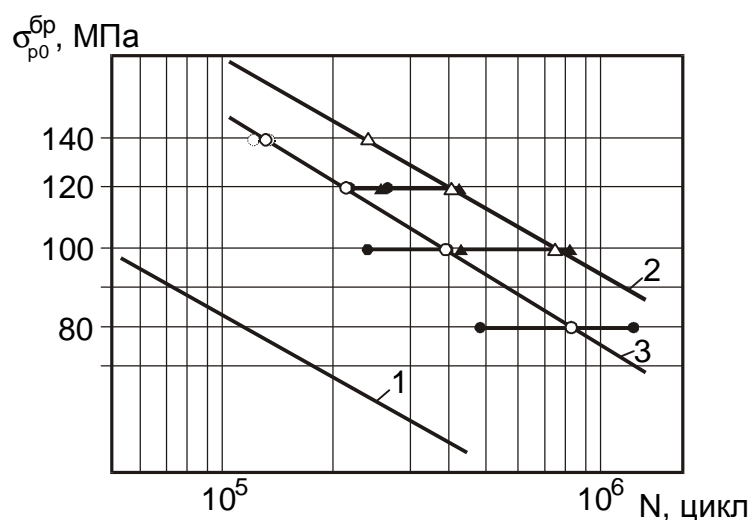


Рис. 3.53. Криві втоми:

- 1 – пластина із зенкованим отвором, анодована;
- 2 – пластина, заповнена потайним болтом з радіальним $\Delta = (1 \pm 0,2)\% d_b$ та осьовим ($M_{кр.г} = 20$ Нм) натягами;
- 3 – однорядне двозрізне з'єднання з радіальним та осьовим натягами

Вираз для кривої втоми зразків двозрізних однорядних з'єднань з накладками товщиною $\delta_1 = \delta_2 = 5$ мм при їх руйнуванні в зоні накладки внаслідок дії фретинг-корозії має вигляд

$$N_{фр} \cdot \sigma^{3,2977} = 1,48473 \cdot 10^{12} \quad \text{або} \quad \sigma = 4,90852 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,303242}.$$

За результатами випробувань визначено коефіцієнт $k_{зм.фр}$ для болтових з'єднань, виконаних болтами з потайною головкою, при руйнуванні зразків від інтенсивної дії фретинг-корозії між накладкою і пластиною:

$$k_{зм.фр} = \frac{4,90852 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,303242}}{5,16829 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,29213} (B/d)} = 0,35097 \cdot N^{0,0111},$$

а також коефіцієнт $k_{зм}$ при руйнуванні зразків від фретинг-корозії і в перерізі отвору під болт:

$$k_{зм} = \frac{7,62293 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,32519}}{5,16829 \cdot 10^3 \cdot N^{-0,29213} (B/d)} = 0,5177 \cdot N^{0,0219}.$$

3.3.2. Довговічність двозрізних трирядних потайних з'єднань з накладками однакової товщини

Проведено дослідження довговічності зразків трирядних потайних з'єднань (рис. 3.54).

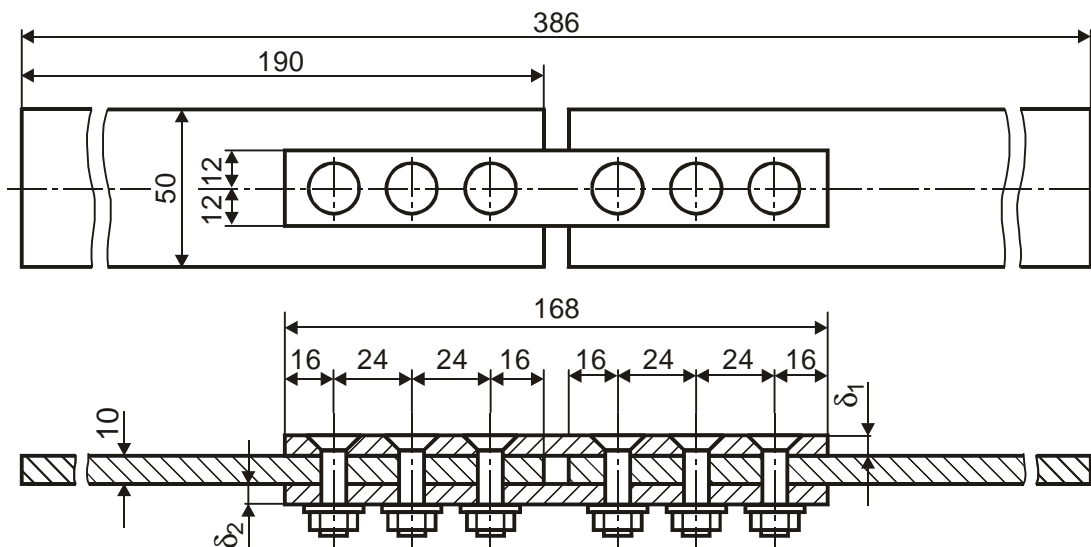


Рис. 3.54. Зразки двозрізних трирядних з'єднань

Деталі, що з'єднуються, виготовляли з листа матеріалу Д16АТ номінальною товщиною 10 мм, накладки – з листа матеріалу Д16АТ номінальною товщиною $\delta_1 = \delta_2 = 5$ мм.

Деталі, що з'єднуються, анодували «НХ».

З'єднання проводили титановими болтами ОСТ 1.12086-77 діаметром 8 мм.

Болти в отвори запресовували на машині Р-10. Зусилля підпресовування болтів становило 18 кН. При запресовуванні забезпечували постановку болтів з радіальним натягом, що дорівнює $0,8 \dots 1,2\% d_\sigma$ (де d_σ – діаметр стрижня болта).

Затягування гайок проводили тарувальним ключем: спочатку – обертальним моментом, що дорівнює 25 Нм, потім виконували розвантаження до $M_{кр.з} = 0$ Н·м і остаточне затягування гайок до 20 Н·м згідно з ОСТ 1.00017-77.

Втомні випробування здійснювали на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ на п'яти рівнях циклічного навантаження з частотою 13 Гц, коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і максимальними циклічними навантаженнями P_{max} , що дорівнюють 35, 30, 25, 20 і 17,7 кН ($\sigma_{p0}^{бр} = 138, 119, 99, 79$ і 70 МПа).

На кожному рівні навантажень випробувано по чотири зразки.

Всі випробувані зразки руйнувалися по накладках у районі закінцівок середньорозташованих деталей в зоні інтенсивної фретинг-корозії по поверхнях, що з'єднуються.

Результати втомних випробувань показані на рис. 3.55 (крива 4). Точки кривих розраховані по середніх значеннях N на кожному рівні навантажень, на графіці також зображені інтервали розсіювання значень для кожного типу зразків.

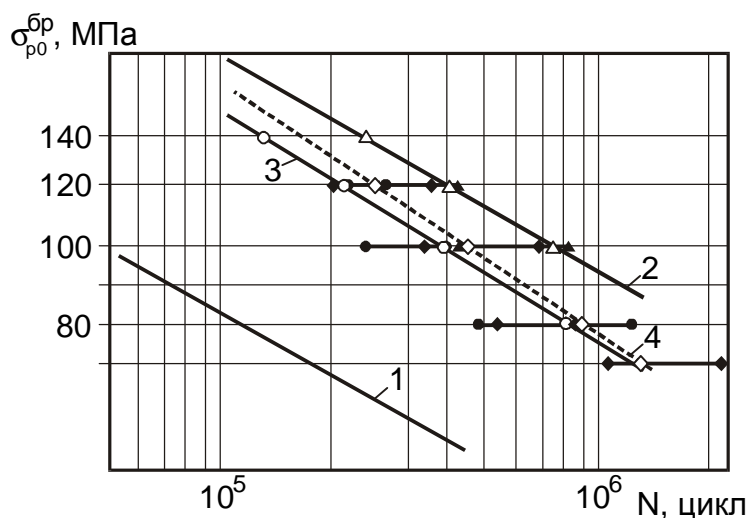


Рис. 3.55. Криві втоми: 1 – пластина із зенкованим отвором, анодована;
2 – пластина з отвором, заповненим потайним болтом із
радіальним та осьовим натягом; 3 – однорядне двозрізне з'єднання з
радіальним і осьовим натягом; 4 – трирядне двозрізне з'єднання з радіальним та
осьовим натягом

Вираз для кривої втоми зразків трирядних двозрізних з'єднань з накладками $\delta_1 = \delta_2 = 5$ мм має вигляд

$$N_{фр} \cdot \sigma^{3,066} = 5,95009 \cdot 10^{11} \text{ або } \sigma = 6,92393 \cdot 10^3 \cdot N_{фр}^{-0,326158}.$$

За отриманими даними проводимо аналітичний розрахунок втомної довговічності двозрізного трирядного болтового з'єднання і порівнюємо його з результатами, отриманими експериментально:

$$7,62293 \cdot 10^3 N^{-0,32519} = k_{зм}(N) \cdot \sigma_{зм} + \sigma_{л}.$$

Результати розрахунку і експерименту зводимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Розрахункова і експериментальна довговічність трирядного двозрізного з'єднання

$P_{\max}, \text{ Н}$	$P_0^{бр}, \text{ Н}$	$\sigma_{р0}^{бр}, \text{ МПа}$	$N_{розр}, \text{ цикл}$	$N_{експл}, \text{ цикл}$	$\Delta = \frac{ N_{експл} - N_{розр} }{N_{експл}} \cdot 100$
30 000	28 460	119	230 900	257 600	10,4%
25 000	23 720	99	398 000	452 800	12,1%
20 000	18 970	79	775 000	904 500	14,3%
17 700	16 790	70	1 116 000	1 311 000	14,9%

З розрахунку очевидною є збіжність результатів розрахунку з експериментальними даними.

Результати досліджень показані на рис. 3.56.

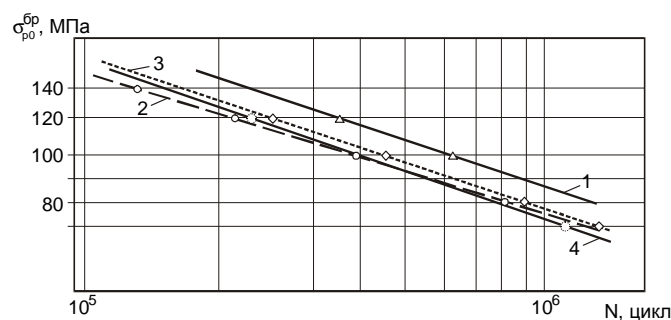


Рис. 3.56. Криві втоми: 1 – накладок з отвором, заповненим потайним болтом з натягом і затягуванням; 2 – накладок однорядного двозрізного потайного з'єднання; 3 – накладок трирядного двозрізного потайного з'єднання (крива, отримана за результатами експерименту); 4 – розрахункова крива втоми накладок трирядного двозрізного з'єднання з натягом і затягуванням

За результатами проведених досліджень розроблено розрахунково-експериментальну залежність для прогнозування витривалості потайних двозрізних болтових з'єднань багаторядності, виконаних з осьовим і радіальним натягом.

3.4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РОЗПОДІЛУ ЗУСИЛЬ МІЖ РЯДАМИ В БОЛТОВИХ ЗРІЗНИХ З'ЄДНАННЯХ АВІАЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ ІНЖЕНЕРНОГО АНАЛІЗУ ANSYS

Зрізні болтові з'єднання є одним із типових видів з'єднань елементів конструкції планера літака між собою. Проектування таких з'єднань містить визначення зусиль, передаваних кожним болтом у багаторядних з'єднаннях [446].

Існуючі розрахунково-експериментальні методики [209, 236, 446, 459, 475, 477] дозволяють визначити кількісний і якісний характер розподілу зусиль між болтами у багаторядних зрізних з'єднаннях. Для них застосовують метод сил, а також розрахункові моделі, в яких болт розглядають як балку, що лежить на пружній основі (рис. 3.57).

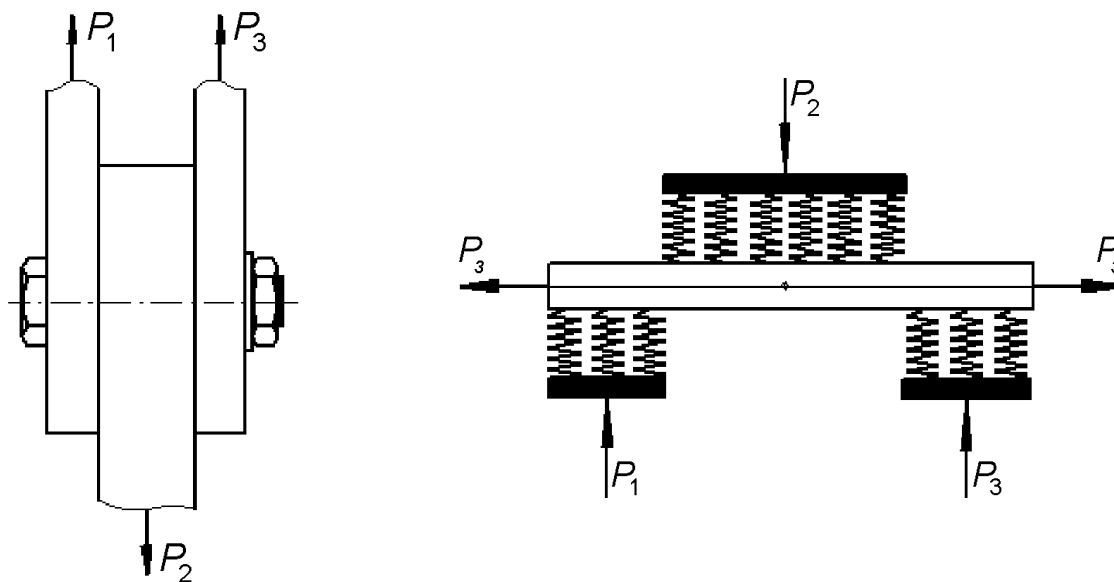


Рис. 3.57. Одноболтове зрізне з'єднання і схема взаємодії його елементів

Проте подібні задачі вирішують у плоскій постановці, без урахування об'ємної контактної взаємодії елементів з'єднань і їх впливу на зміну локального НДС в елементах. Для урахування конструктивно-технологічних особливостей елементів, що з'єднуються, використовують програмні скінченноелементні

пакети, що дозволяють вирішити задачу в просторовій постановці з урахуванням нелінійної залежності «навантаження – зсув» [474]. Цю методику застосовують до типових моделей з'єднань. Але при розрахунку розподілу зусиль у з'єднаннях багаторядності реальних силових зрізних елементів планера літака на персональних ЕОМ необхідний час для виконання розрахунків перевищує 24 години. Значний машинний час йде на вирішення задач з контактною взаємодією елементів з'єднання.

Для більшості розроблених методик розрахунку розподілів зусиль по рядах зрізного з'єднання необхідно визначити величини відносного зсуву елементів однорядного з'єднання, що містять деформації: зім'яття стінок отвору $\delta_{зм.отв}$, зім'яття стінок болта $\delta_{зм.б}$, вигину і зрушення болта $\delta_{зм.б}$ і $\delta_{зр.б}$ відповідно.

Багато фахівців проводили експериментальні дослідження з метою визначення впливу прикладеного навантаження на величину відносного зсуву елементів, що з'єднувалися.

У роботі [446] випробовували зразки одноболтових з'єднань (рис. 3.58). На центральній пластині по лінії осі болта встановлювали на клею скобу А, в якій були вмонтовані дві месури В. Ножки месур упиралися в перекладку, яку кріпили до зовнішніх смуг по лінії осі болта.

Величини зсувів вимірювали з двох боків зразка для зменшення похибки експерименту.

У роботі [84] піддатливість з'єднання визначали за допомогою пристосування, показаного на рис. 3.59.

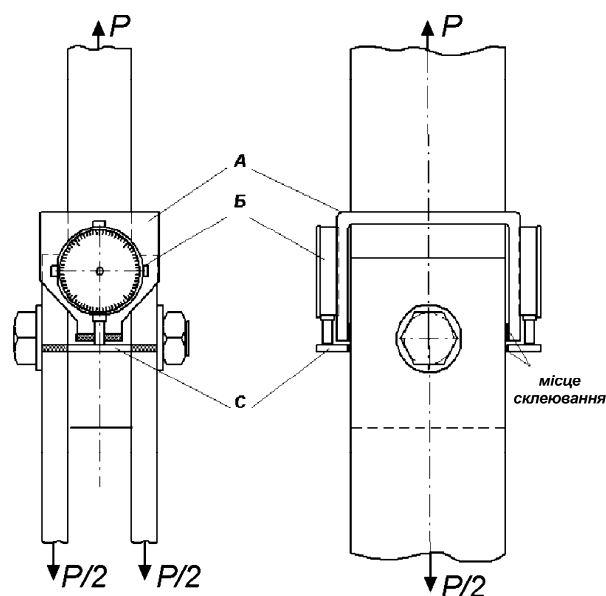


Рис. 3.58. Зразок для визначення відносного зсуву пластин, що з'єднуються

При цьому враховували зсуви, спричинені поворотом вільних кінців пластин. Напівсума показників пари індикаторів визначала відносні зсуви вільних торців елементів болтового з'єднання зразка, відповідні черговому етапу навантаження.

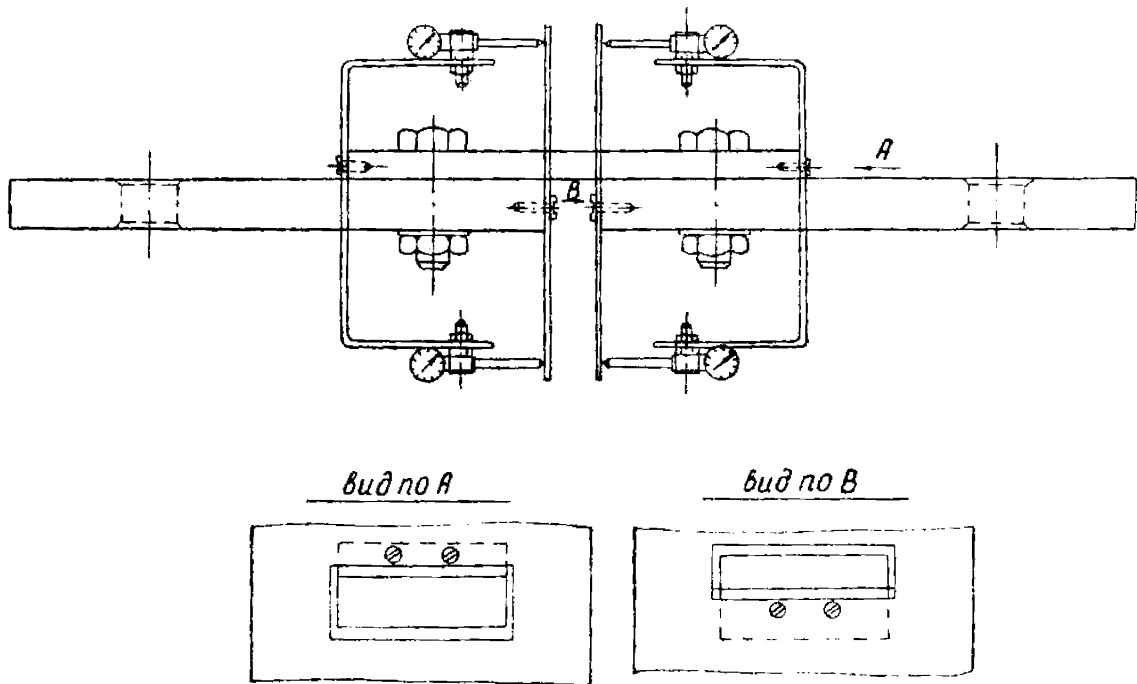


Рис. 3.59. Схема пристосування для визначення піддатливості з'єднання

Відома емпірична залежність Свіфта для визначення піддатливості зв'язку з'єднання із заданими геометричними параметрами і властивостями матеріалів елементів, що з'єднуються:

$$C = \frac{5}{E_3 d_3} + 0,8 \left[\frac{1}{E_1 h_1} + \frac{1}{E_2 h_2} \right], \quad (3.1)$$

де E_1, E_2 і E_3 – модулі пружності елементів, що з'єднуються, і кріплення;
 h_1, h_2 – товщина елементів, що з'єднуються; d_3 – діаметр кріпильного елемента.

Проте залежність (3.1) визначає величину піддатливості зв'язку тільки в пружній зоні навантаження і не враховує способу установлення болта в отвір. Тому для вирішення кожної конкретної задачі розрахунку розподілу зусиль між рядами потрібно провести випробування спеціально виготовлених зразків і визначити характер впливу зовнішнього навантаження і типу кріпильного

елемента на залежність «навантаження – зсув» однорядного з'єднання.

Метою даного дослідження є розроблення методики розрахунку піддатливості з'єднань і розподілу зусиль між рядами в болтових зрізних з'єднаннях авіаційних конструкцій, при пружній і пружнопластичній деформації за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS без проведення експериментальних досліджень.

Для реалізації цієї мети за допомогою системи ANSYS досліджено вплив зовнішнього навантаження і характеру устанавлення болта на величину взаємного зсуву елементів одноболтового двозрізного з'єднання (рис. 3.60), що складається з дюралевої (Д16Т) центральної пластини товщиною 10 мм і шириною 50 мм і двох сталевих (30ХГСА) накладок товщиною 5 мм і шириною 50 мм, з'єднаних болтом $\varnothing 16$ мм зі сталі 30ХГСА. Зважаючи на геометричну симетрію зразка в розрахунковій схемі (рис. 3.61) урахувували 1/4 моделі з відповідними умовами закріплення.

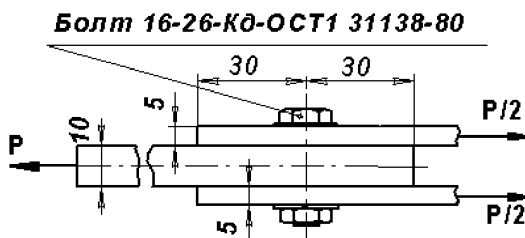


Рис.3.60. Геометрична модель зразка одноболтового двозрізного з'єднання, виконаного для визначення піддатливості кріпильного елемента

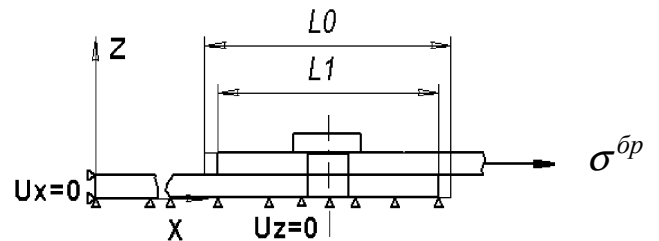


Рис.3.61. Розрахункова схема одноболтового двозрізного з'єднання

При розрахунку враховували контактну взаємодію стрижня болта і стінок отвору в пакеті, центральної пластини і накладок, гайки болта і накладки. Скінченноелементна модель (рис. 3.62) з'єднання складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, контактних елементів CONTA173, TARGE170 і елементів затягування PRETS179, наведених у системі ANSYS [474].

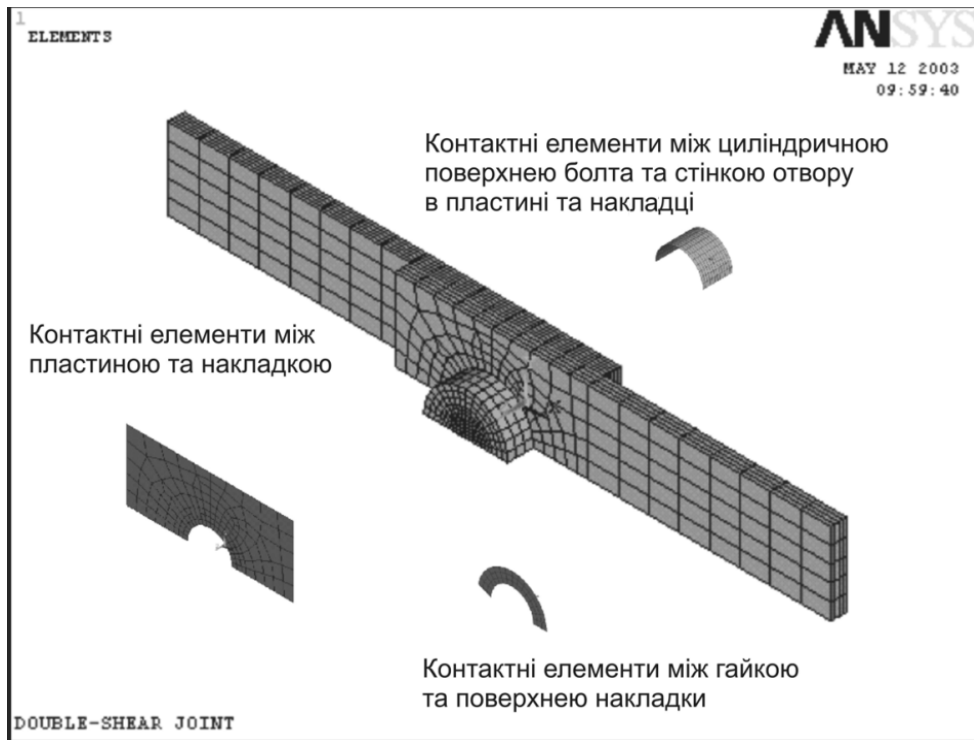


Рис. 3.62. Скінченноелементна модель зразка
одноболтового двозрізного з'єднання

Відносний зсув вільних торцевих поверхонь визначався різницею $\Delta = L_0 - L_1$. Вимірювання відносних зсувів пластин, що з'єднуються, проводили по відносних переміщеннях вільних торцевих поверхонь елементів, що з'єднувалися (див. рис. 3.61).

Досліджували вплив величини зовнішнього навантаження і способу установлення болта в отвір на характер зміни піддатливості з'єднання. Розглянуто такі варіанти установлення болта: 1 – без радіального і осьового натягу; 2 – з радіальним натягом $0,5\% d_b$; 3 – з радіальним натягом $0,75\% d_b$; 4 – з радіальним натягом $1\% d_b$; 5 – з осьовим затягуванням 50 кН; 6 – з осьовим затягуванням 100 кН; 7 – з радіальним натягом $0,75\% d_b$ і осьовим затягуванням 100 кН.

На рис. 3.63 показано характер впливу зовнішнього розтягального навантаження і способу установлення болта на відносні зсуви елементів одноболтового двозрізного з'єднання, що з'єднуються, для вказаних вище варіантів установлення болта.

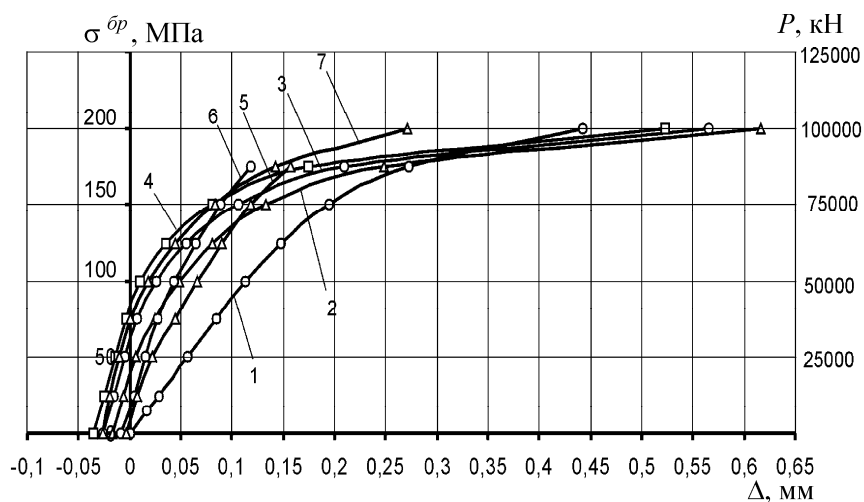


Рис. 3.63. Вплив рівня навантаження (P, H) і способу установалення болта на величину відносного зсуву елементів одноболтового двозрізного з'єднання

Як видно з цього рисунка, спосіб установалення болта істотно впливає на зміну характеру взаємного зсуву пластин, що з'єднуються при їх навантаженні порівняно з варіантом установалення болта без натягу і зазору. Для кількісної оцінки цього впливу було обчислено піддатливість з'єднання залежно від величини зовнішнього навантаження:

$$C = \delta\Delta / \delta P,$$

де $\delta\Delta$ – приріст відносного зсуву елементів з'єднання, мм;

δP – приріст зовнішнього навантаження, Н.

На рис. 3.64 – 3.69 показано вплив величини зовнішнього навантаження і способу установалення болта на характер зміни піддатливості з'єднання.

Застосування радіального натягу приводить до збільшення кута нахилу кривої $P = f(\Delta)$ на лінійній ділянці (див. рис. 3.63), а отже, і до зниження піддатливості з'єднання. При рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{bp} = 25$ МПа радіальний натяг знижує піддатливість з'єднання в 2,5 рази. При подальшому збільшенні зовнішнього навантаження величина радіального натягу $0,5...1\% d_b$ практично не впливає на зміну піддатливості з'єднання. Для $\sigma^{bp} > 150$ МПа використання радіального натягу $0,5...1\%$ в два рази підвищує значення піддатливості з'єднання.

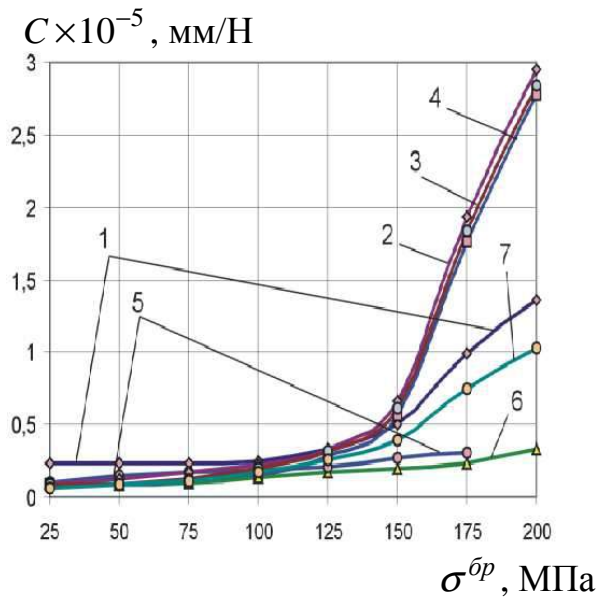


Рис. 3.64. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} і способу установлення болта на величину піддатливості одноболтового двозрізного з'єднання

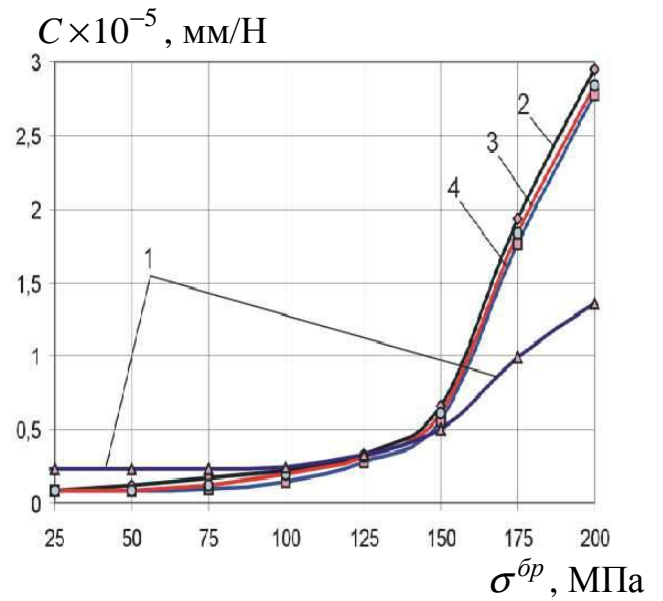


Рис. 3.65. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} і величини радіального натягу $\% d_{\sigma}$ на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

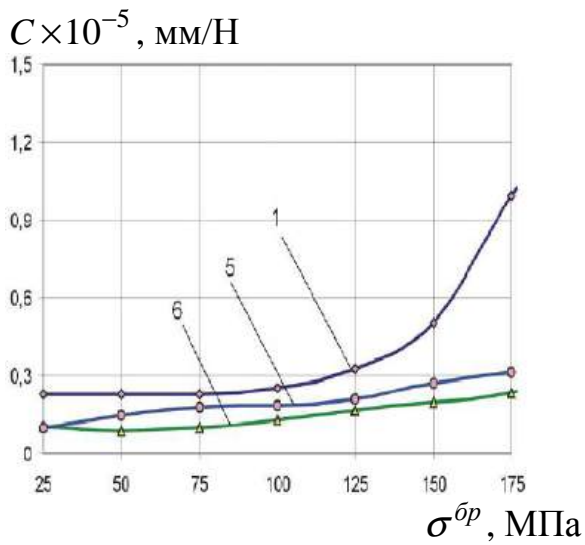


Рис. 3.66. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{bp} і величини осьового зтягування P_z на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

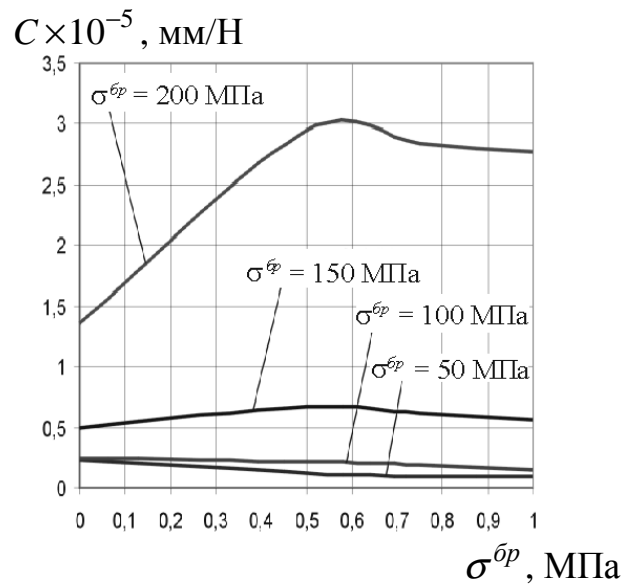


Рис. 3.67. Вплив сумісного застосування осьового і радіального натягу на величину піддатливості з'єднання при зміні рівня зовнішнього навантаження σ^{bp}

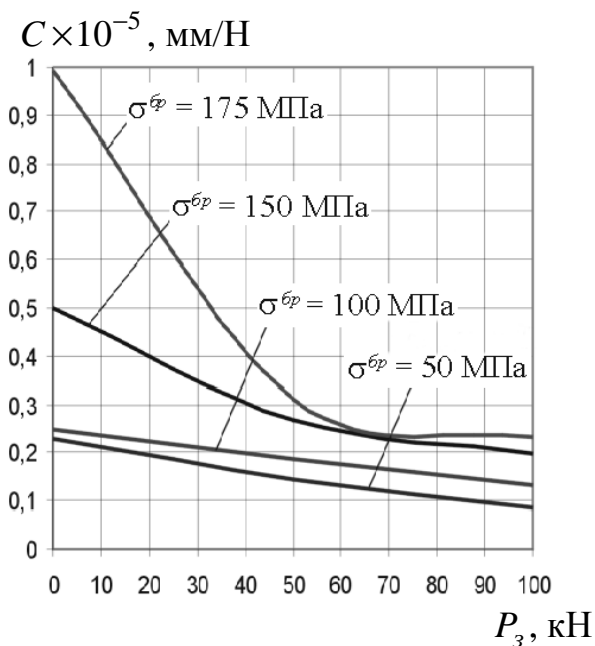


Рис. 3.68. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{б}p}$, МПа, і величини осьового зтягування на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

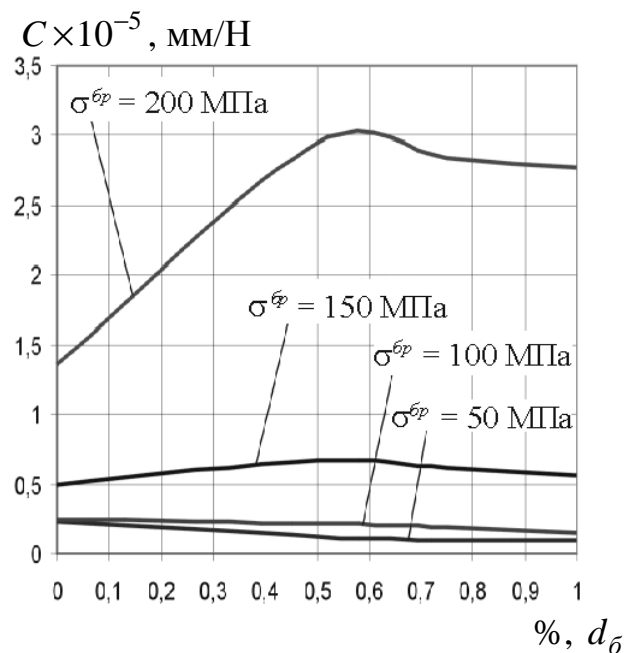


Рис. 3.69. Вплив рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{б}p}$, МПа, і величини радіального натягу $\% d_0$ на піддатливість одноболтового двозрізного з'єднання

Осьове зтягування зменшує піддатливість болтового з'єднання. При рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{б}p} = 100$ МПа осьове зтягування 100 кН знижує піддатливість з'єднання в два рази порівняно з піддатливістю з'єднання з болтом, установленим без радіального і осьового натягів. При підвищенні рівня зовнішнього навантаження піддатливість з'єднання з болтом, установленим з осьовим зтягуванням 50...100 кН, змінюється незначно.

При сумісному застосуванні осьового зтягування 100 кН і радіального натягу $0,75\% d_0$ піддатливість з'єднання в 1,4 раза нижче порівняно з піддатливістю з'єднання болтом, установленим без радіального і осьового натягу.

Піддатливість з'єднання накладок з центральною пластиною в пружній зоні навантаження для варіанта установлення болта без пружнопластичного натягу дорівнює $2,27 \cdot 10^{-6}$ мм/Н. Цю величину порівнювали із значенням піддатливості, обчисленої за формулою Свіфта

$$C = 0,5 \left[\frac{5}{E_3 \cdot d_3} + 0,8 \left(\frac{1}{E_1 \cdot h_1} + \frac{1}{E_2 \cdot h_2} \right) \right] =$$

$$= 0,5 \left[\frac{5}{200000 \cdot 16} + 0,8 \left(\frac{1}{70000 \cdot 5} + \frac{1}{200000 \cdot 5} \right) \right] = 2,324 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Як видно, значення піддатливості, отримані за цією формулою і в результаті вирішення скінченноелементної задачі, відрізняються на 2,3%, що засвідчує допустимість використання для отримання залежностей «навантаження - зсув» розрахунків методом скінченних елементів без дорогих випробувань зразків.

Знаючи залежність зміни піддатливості від зовнішнього навантаження для одноболтового з'єднання, можна визначити характер розподілу зусиль у болтовому з'єднанні багаторядності, що має відповідні геометричні розміри. При кількості рядів більше п'яти доцільно замінити кожен кріпильний елемент зв'язком, який адекватно відображає піддатливість з'єднання з реальним кріпильним елементом. У системі ANSYS цей зв'язок можна подати елементом COMBIN39, що має властивості нелінійної пружини, закон деформації для якої задається наперед. У цьому випадку він відповідає характеру деформації одноболтового з'єднання.

Для вказаного елемента вибирають один степінь вільності (наприклад, уздовж осі X, по напрямку дії зусиль, що виникають у з'єднанні). При виборі опції одного степеня вільності елемента просторове положення вузлів «i» і «j» елемента COMBIN39 не має значення. Єдина вимога до вибору їх розміщення – це відповідність деформації елемента вибраному закону, тобто якщо для елемента вибрано закон деформації від зовнішнього розтягального навантаження, то при його стискуванні відповідної реакції з боку елемента не виникне. Вузли «i» і «j» елемента COMBIN39 зв'язуються з вузлами моделі з'єднання (рис. 3.70), що лежать у перерізах на відстані напівкроку від осі отворів, рівняннями сумісного переміщення уздовж осі X. При цьому, як показано на рис. 3.70, спеціальний елемент COMBIN39 працює на розтягування.

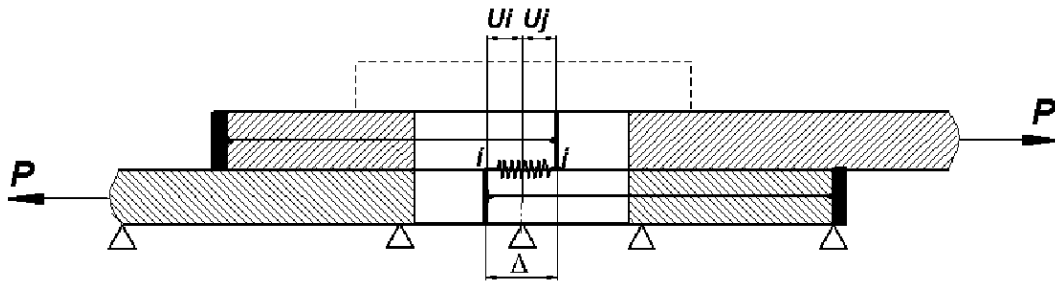


Рис. 3.70. Схема визначення відносного зсуву пластин одноболтового з'єднання, що з'єднуються, і моделювання його спеціальним елементом COMBIN39

Методика розрахунку розподілу зусиль між рядами в з'єднанні містить:

1. Створення в САД-системі тривимірної моделі конструкції з вхідними в неї ділянками болтових з'єднань.

2. Визначення залежності «навантаження – зсув» для кожного наявного кріпильного зв'язку з урахуванням способу установлення кріпильного елемента. Для цього необхідно мати результати експериментального дослідження відповідних зразків з'єднань або визначити піддатливість з'єднання за допомогою системи ANSYS.

3. Розроблення розрахункової схеми, вибір типу скінченних елементів і задавання властивостей матеріалів, створення відповідної скінченноелементної моделі конструкції, генерування спеціальних елементів COMBIN39 задаванням властивостей і включенням усіх необхідних опцій, додаток навантажень, що діють, і задавання відповідних умов закріплення.

4. Розрахунок задачі й аналіз характеру розподілу зусиль по рядах кріпильних елементів.

Як об'єкт дослідження для відпрацювання методики розрахунку розподілу зусиль між рядами вибрано зразок восьмирядного двозрізного болтового з'єднання (рис. 3.71), що є центральною пластиною, з'єднаною з верхньою і нижньою накладками болтами $\varnothing 16$ мм. Товщина пластини і накладок – 10 і 5 мм відповідно, ширина – 50 мм.

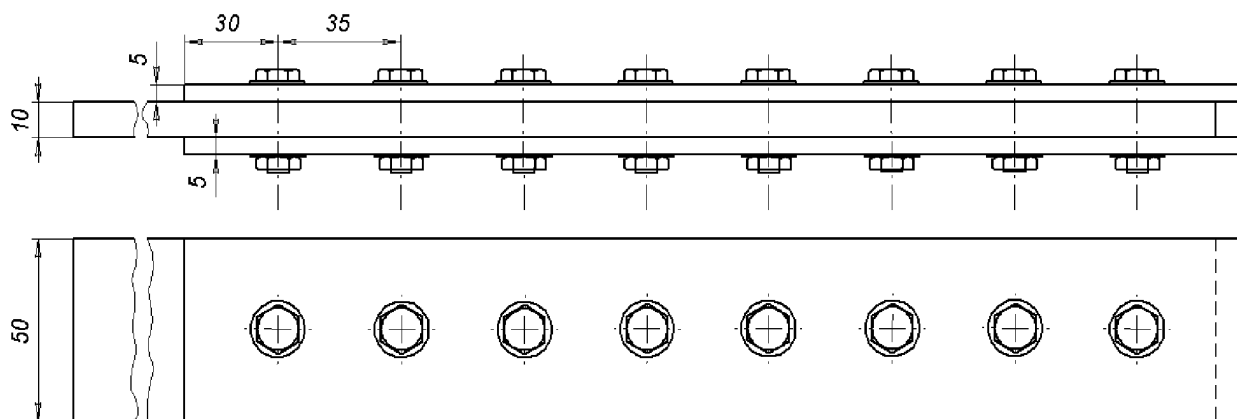


Рис. 3.71. Геометрична модель двозрізного восьмирядного болтового з'єднання

Матеріал центральної пластини – сплав Д16Т з модулем пружності $E = 70000$ МПа. Для урахування пластичних властивостей матеріалу центральної пластини задано нелінійну залежність «напруження – деформація» [11].

Болти, верхня і нижня накладки виконані із сталі 30ХГСА (модуль пружності $E = 200000$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$). Поведінка матеріалу верхньої і нижньої накладок під навантаженням описується законом Гука.

Вирішення задачі навантаження восьмирядного двозрізного зразка болтового з'єднання на основі запропонованої методики потребує початкової залежності «зусилля - переміщення» для моделювання зв'язку з'єднання елементів болтом. Закон деформації елементів COMBIN39 при постановці завдання був вибраний відповідним характеру зміни піддатливості під навантаженням однорядного болтового з'єднання при установленні болта без радіального і осевого натягів (див. рис. 3.63). Оскільки при числовому вирішенні задачі навантаження з'єднання розглядали 1/4 частину моделі з відповідними умовами її закріплення (рис. 3.72), то закон зміни піддатливості елемента COMBIN39 задавали як $P/4 = F(\Delta)$.

Скінченноелементна модель (рис. 3.73) для розрахунку зусиль між болтами у восьмирядному двозрізному болтовому з'єднанні складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45 і спеціальних елементів із властивостями нелінійної пружини COMBIN39, наведених у системі ANSYS [474].

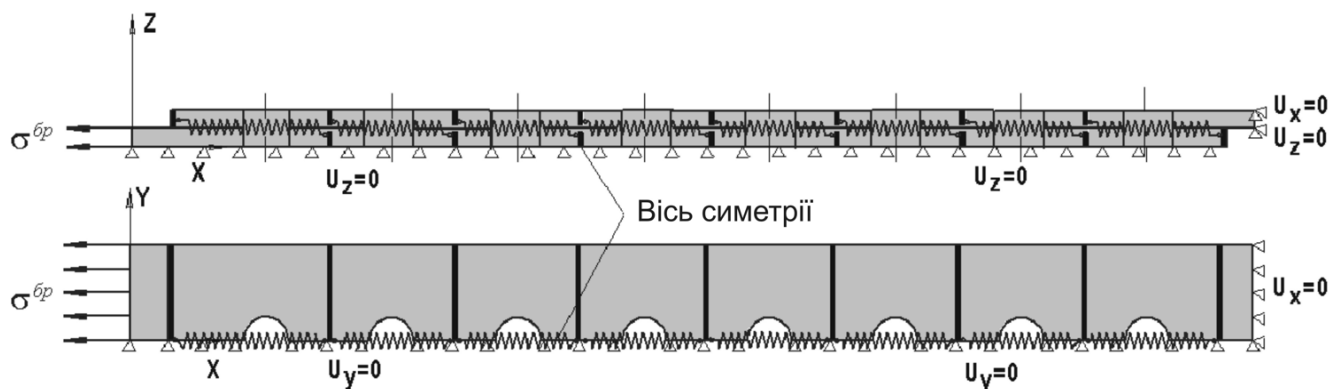


Рис. 3.72. Розрахункова схема двозрізного восьмирядного болтового з'єднання

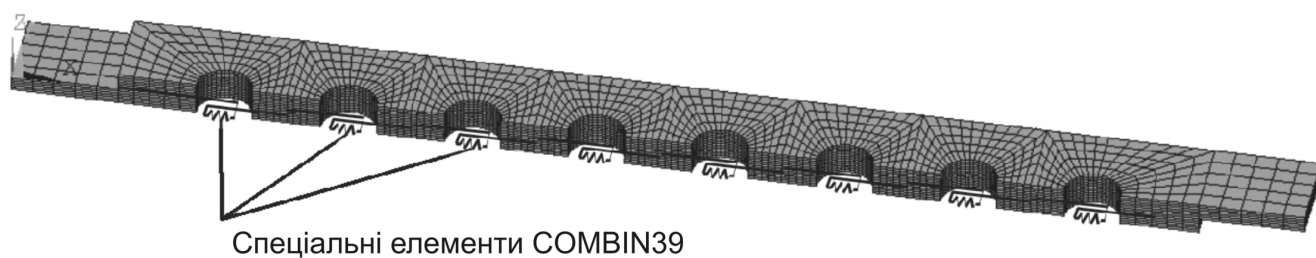


Рис. 3.73. Скінченноелементна модель восьмирядного двозрізного болтового з'єднання для вирішення задачі із спеціальними елементами CONBIN39, наведеними у вигляді рівнянь спільних деформацій

Розрахунок розподілу зусиль по рядах проводили при зовнішніх розтягальних навантаженнях, що прикладаються до центральної пластини: $P = 12500 \dots 50000$ Н. Цим зусиллям відповідає напруження $\sigma^{br} = 25 \dots 100$ МПа.

У числі вихідних даних спеціального елемента CONBIN39 є можливість визначення зусилля, що діє на елемент. У результаті розв'язання скінченноелементної задачі навантаження моделі восьмирядного двозрізного болтового з'єднання з використанням спеціального елемента COMBIN39 було отримано залежність впливу рівня зовнішнього розтягального навантаження σ^{br} на характер розподілу зусиль між рядами болтів. Теоретичний розподіл зусиль у пружній області може бути знайдено за залежностями, запропонованими в роботі [446]. Порівняння характеру розподілу зусиль по рядах на основі результатів теоретичного розрахунку і рішення скінченноелементної задачі при рівні зовнішнього навантаження $\sigma^{br} = 25 \dots 100$ МПа показано на рис. 3.74. Для зовнішнього навантаження $\sigma^{br} = 100$ МПа побудовані залежності розподілу зусиль по рядах у результаті вирішення скінченноелементної задачі з

використанням законів зміни піддатливості у випадках установалення кріпильного елемента з радіальним натягом $1\% d_b$ з осьовим затягуванням 100 кН і без використання пружнопластичного натягу (рис. 3.74, б).

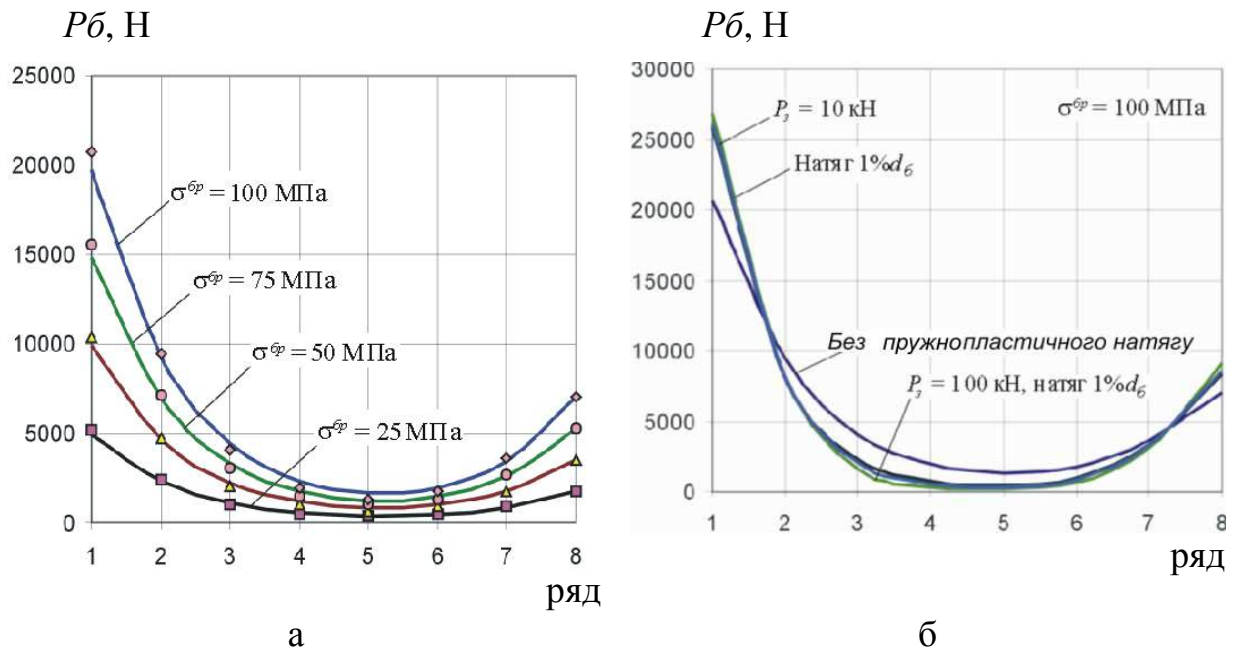


Рис. 3.74. Вплив рівня зовнішнього навантаження σ^{br} на розподіл зусиль по рядах. Лініями позначено теоретичний розподіл зусиль, точками – розрахунок методом скінченних елементів з використанням COMBIN39

Як видно з рис. 3.74, методика розрахунку зусиль по рядах стосовно зразка восьмирядного двозрізного болтового з'єднання показує результат, що має розбіжність з теорією не більше 4,5 % по зусиллях на болт крайнього ряду. При установаленні болтів з осьовим і радіальним натягами у двозрізному з'єднанні збільшується ступінь завантаженості крайніх рядів, що може привести до зменшення ефективності радіального натягу для підвищення витривалості з'єднань багаторядності.

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Запропоновано методику визначення піддатливості й розподілу зусиль по рядах у болтових зрізних з'єднаннях. Досліджено вплив рівня навантаження зразка восьмирядного двозрізного болтового з'єднання на характер розподілу зусиль по рядах. Запропонована методика розрахунку розподілу зусиль у багаторядних болтових з'єднаннях поєднує відносну простоту постановки задачі з

обчислювальною потужністю скінченноелементного пакета без використання контактних елементів, що збільшують час розрахунку.

2. Використання радіального натягу при установленні болта призводить до зменшення піддатливості з'єднання на пружній ділянці навантаження. Осьове затягування болта в даному з'єднанні також знижує його піддатливість. Установлення болта в отвір пакета з радіальним натягом $1\% d_b$ і осьовим затягуванням $P_3 = 100$ кН викликає збільшення нерівномірності розподілу зусиль по рядах і навантаженості крайнього ряду даного зразка в 1,25 рази.

3. Розроблена методика розрахунку розподілу зусиль між болтами зрізного з'єднання багаторядності є складовою частиною методики інтегрованого проектування з'єднань літакових конструкцій заданого ресурсу.

3.5. МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОТАЙНИХ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ НА ЇХ ДОВГОВІЧНІСТЬ

Метою даного дослідження є розроблення методу прогнозування довговічності елементів літакових конструкцій на основі характеристик опору втомі типових зразків потайних болтових з'єднань і розрахунку локальної повної питомої енергії деформації за компонентами локального напружено-деформованого стану, отриманих за допомогою МКЕ.

Метод має такі етапи:

1. Аналіз конструктивно-технологічних параметрів потайних болтових зрізних з'єднань.

2. Вибір типових зразків потайних болтових з'єднань і їх параметрів. Виготовлення зразків за відповідною технологією.

3. Дослідження характеристик опору втомі типових зразків. Проведення втомних випробувань типових зразків. Апроксимація результатів випробувань аналітичними виразами і побудова кривих втоми за номінальним віднольовим напруженням.

4. Розрахунок характеристик локального НДС в елементах типових зразків і модифікованого з'єднання. Визначення повної питомої енергії деформації в

критичних зонах елементів.

5. Прогнозування довговічності з'єднання з урахуванням змін параметрів конструктивних нерегулярностей.

На основі аналізу параметрів вживаних потайних болтових зрізних з'єднань вибрані такі типові зразки (рис. 3.75) та їх геометричні характеристики (надалі позначення на рисунках відповідають наведеній нижче нумерації типових зразків):

1) пластина із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом 5015А з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням 10 кН;

2) двозрізне однорядне потайне з'єднання болтом 5015А, встановленим з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням 10 кН;

3) двозрізне трирядне потайне з'єднання болтами 5015А, встановленими з радіальним натягом $1\% d_{\sigma}$ і осьовим затягуванням 10 кН.

На основі результатів утомних випробувань [372] даних типових зразків болтових з'єднань (рис. 3.76) були визначені коефіцієнти m і C для аналітичних виразів кривих втоми, що розраховують за номінальним напруженням (табл. 3.2).

Для прогнозування довговічності трирядного двозрізного потайного болтового з'єднання проведено розрахунок характеристик локального НДС в елементах типових зразків за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS [474].

Таблиця 3.2

Значення розрахунково-експериментальних коефіцієнтів m і C
для типових зразків

Типовий зразок	$N \cdot \sigma_{br.0}^m = C$	
	m	C
Пластина із зенкованим отвором, заповненим потайним болтом	3,386	$4,15 \times 10^{12}$
Однорядне потайне болтове з'єднання (руйнування по верхній накладці)	2,941	$1,86 \times 10^{11}$

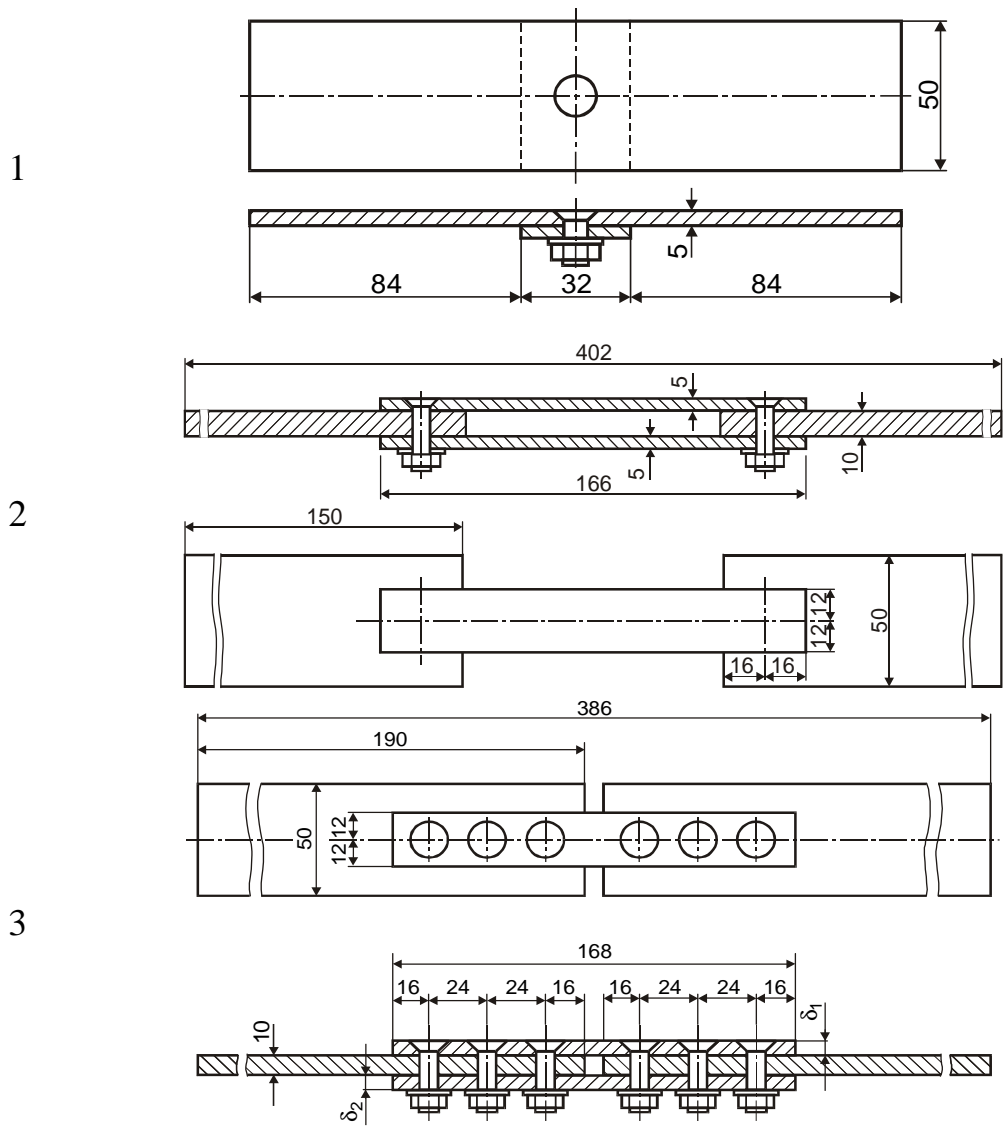


Рис. 3.75. Типові зразки потайних болтових з'єднань

$\sigma^{\bar{b}p}$, МПа

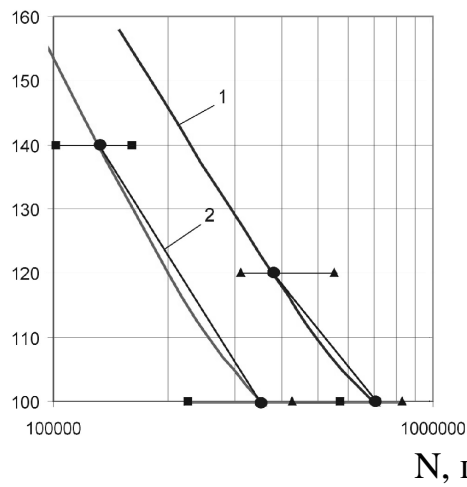


Рис. 3.76. Криві циклічної довговічності і розкид експериментальних точок при втомних випробуваннях

Локальне еквівалентне напруження і деформації в найбільш навантажених точках поблизу отвору наведені до віднульового циклу навантаження за формулою Одінга (рис. 3.77, а, б).

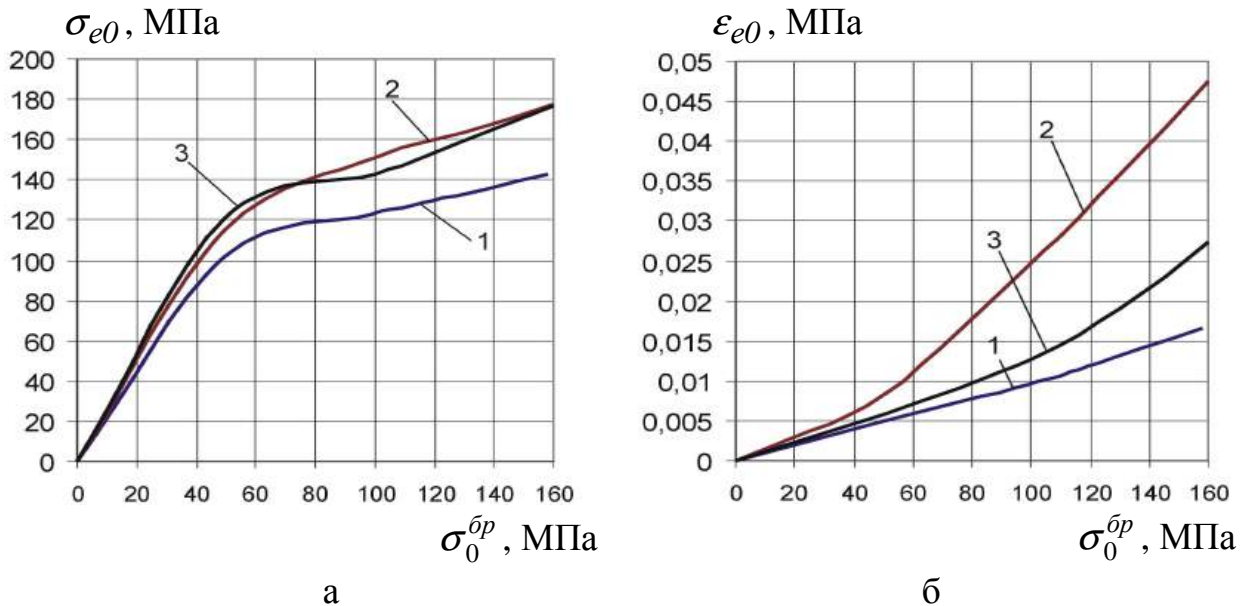


Рис. 3.77. Вплив зовнішнього розтягального навантаження σ^{bp} , МПа, на величину локальних еквівалентних: а – напружень, б – деформацій, приведених до віднульового циклу навантаження за формулою Одінга

На рис. 3.78 показані залежності $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$ для типових і гладкого зразків.

Як показано на цьому рисунку, конструктивні параметри типових зразків впливають на залежність $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$.

Питому енергію деформації зразка визначали в зоні вірогідного втомного руйнування – переході конічної частини отвору в циліндричну в перерізі по осі болта. Повна питома енергія деформації складається з пружної W_{np} і пластичної W_{nl} складових (рис. 3.79) і дорівнює площі, обмеженій кривою $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$ і віссю абсцис:

$$W = \int_0^{\epsilon_{e0}} \sigma_{e0} d\epsilon_{e0}.$$

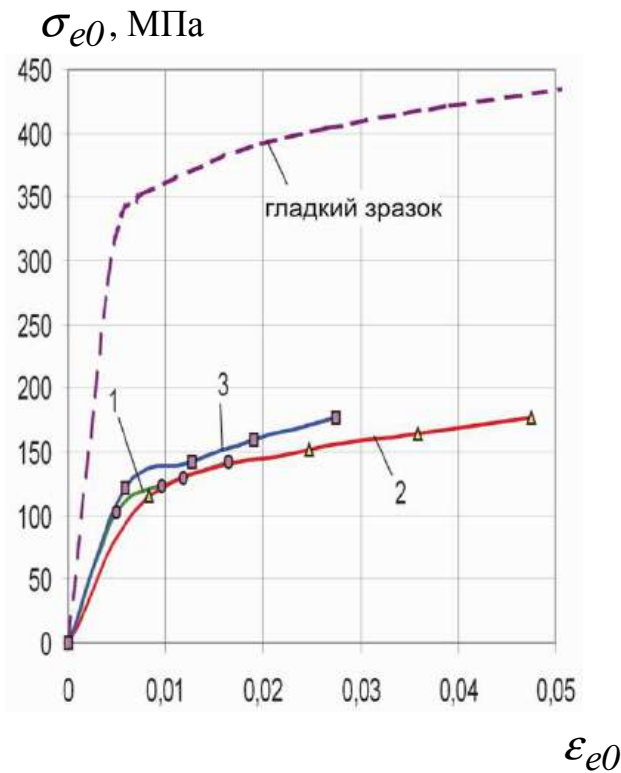


Рис. 3.78. Співвідношення між локальним еквівалентним віднульовим напруженням σ_{e0} і деформаціями ϵ_{e0} у небезпечних зонах типових зразків

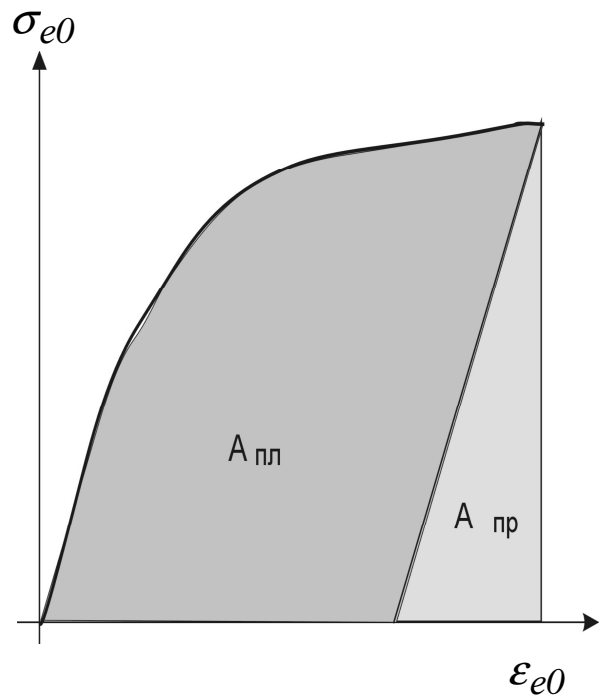


Рис. 3.79. Залежність $\sigma_{e0} = f(\epsilon_{e0})$, що визначає повну питому роботу деформації в локальній зоні

Шляхом числової інтеграції залежностей, показаних на рис. 3.78, були одержані значення повних питомих робіт деформації в небезпечних зонах досліджуваних зразків при зміні величини $\sigma_0^{бp}$, МПа (рис. 3.80).

Розрахування довговічності модифікованого (трирядного) зразка виконали за виразом

$$N_m = \frac{C_{\bar{\sigma}}}{\left(\sigma_{\bar{\sigma}0}^{бp}\right)^m \left(W_m/W_{\bar{\sigma}}\right)^k}, \quad (3.2)$$

де $W_{\bar{\sigma}}$, W_m і k – повна питома робота деформації в найбільш навантаженій зоні поблизу отвору в базовому та модифікованому зразках відповідно і коефіцієнт урахування ступеня ушкожденості у виразі відношення робіт деформації модифікованого зразка порівняно з базовим.

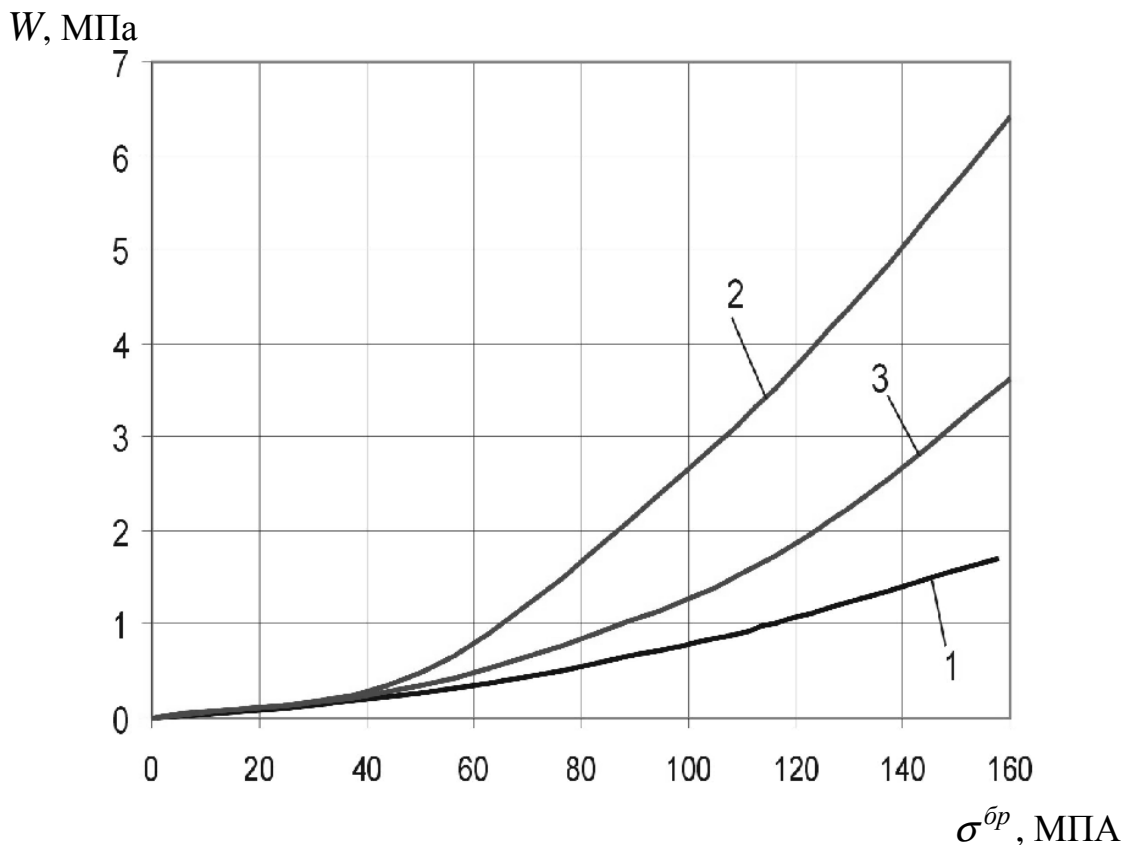


Рис. 3.80. Величина повної питомої роботи деформації в зонах вірогідного втомного руйнування типових зразків

Як видно з рис. 3.81, величина повної питомої енергії деформації в локальній зоні має максимальне значення при навантаженні зразка однорядного двозрізного потайного болтового з'єднання, а мінімальне – при навантаженні пластини з отвором, заповненим потайним болтом. Отже, наближена оцінка впливу конструктивних параметрів на довговічність подібних з'єднань можлива на етапі розрахунку повних питомих енергій деформації.

При прогнозуванні довговічності зразка трирядного з'єднання за базову криву прийнято криву втоми пластини із зенкованим отвором, заповненим незавантаженим потайним болтом. Визначено коефіцієнт $k = 0,585$ переходу від базової кривої до кривої втоми однорядного двозрізного потайного з'єднання. Прогнозування довговічності трирядного з'єднання проведено при допущенні незмінності коефіцієнта k (див. рис. 3.81).

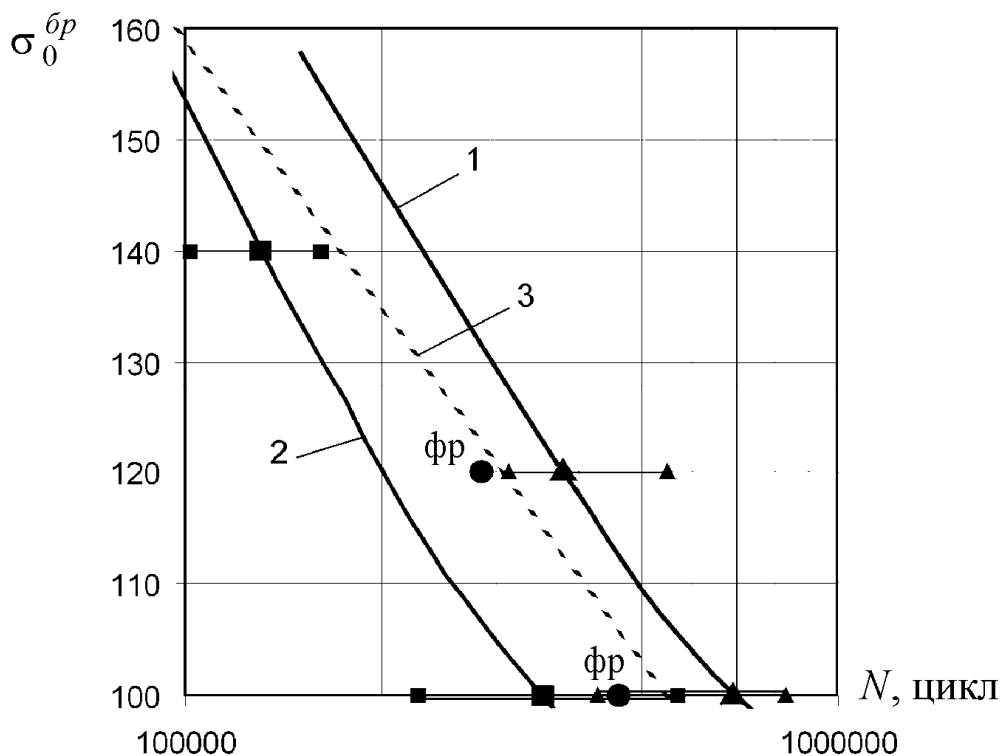


Рис. 3.81. Криві втоми типових зразків, побудовані за результатами випробувань і шляхом розрахунку. Нанесено точки розкиду результатів випробувань і руйнувань від фретинг-корозії (фр) зразка трирядного болтового з'єднання

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено метод прогнозування довговічності зрізних болтових з'єднань на основі результатів втомних випробувань типових зразків і розрахунку характеристик локального НДС у зонах вірогідного втомного руйнування елементів з'єднань. Залежність дозволяє враховувати конструктивно-технологічні особливості зон нерегулярностей і вплив їх змін на втомні характеристики.

2. Спрогнозовано довговічність трирядного двозрізного потайного болтового з'єднання на основі випробувань типових зразків пластини із заповненим незавантаженим зенкованим отвором і однорядного двозрізного потайного болтового з'єднання.

3.6. МЕТОДИКА СТВОРЕННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ МОДЕЛЕЙ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ UG

Основою збереження закладених аеродинамічних характеристик літака при

його виробництві є забезпечення заданого теоретичного контуру (ТК) його агрегатів, що виходять у повітряний потік. Останнім часом чітко простежується тенденція до подальшого посилювання вимог до відхилення форм і розмірів агрегатів від теоретичного контуру. Розглянемо технологію створення аналітичних еталонів за допомогою системи UNIGRAPHICS типових болтових зрізних з'єднань на прикладі вузла технологічного стику другого лонжерона середнього транспортного літака з урахуванням порушення аеродинамічного контуру. Особливістю конструкції даного вузла є те, що прямий лонжерон центроплана стикується із низхідним лонжероном (кут поперечного V крила – негативний) консольної частини крила, відхиленим від нормалі до площини симетрії літака назад по польоту на кут 15° .

Стиковий вузол (рис. 3.82) утворюють силова накладка 1, обшивка 2, профіль рознімання 3, лонжерон центроплана 4, лонжерон КЧК 5, куточок центроплана 6 і куточок КЧК 7. Кріплення цих деталей між собою здійснюється за допомогою: болтів з потайною головкою $\angle 90^\circ$ ОСТУ 1 10572-72 з різьбами М61-6е \times – 8, М81,25-6е \times – 9; болтів із зменшеною плоскоопуклою головкою ОСТУ 1 10575-72 з різьбою М6 \times 1-6е – 10; болтів із зменшеною шестигранною головкою ОСТУ 1 10570-72 з різьбою М8 \times 1,25-6е – 11, а також низьких шестиграних гайок ОСТУ 1 12140-78 з різьбами М6 \times 1-4Н5Н – 12 і М8 \times 1,25-4Н5Н – 13. Шайби у зв'язку з особливостями вузла не є стандартними елементами.

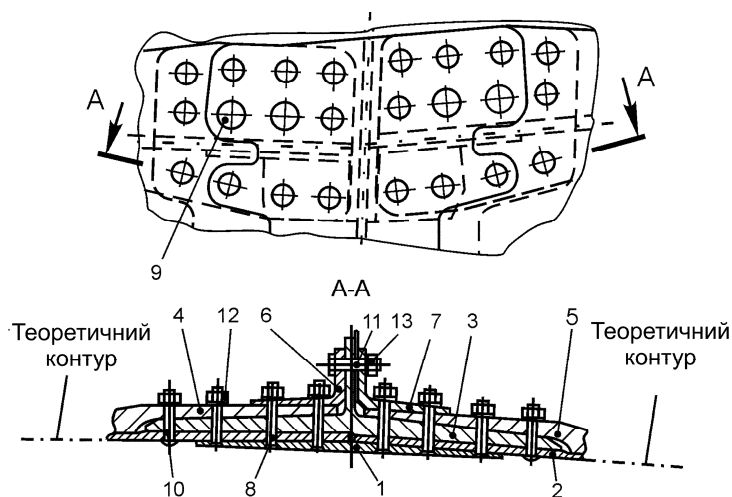


Рис. 3.82. Загальний вигляд модельованого вузла

Технологія складання вузла передбачає таку послідовність операцій: установлення в складальне пристосування панелей обшивки і фіксацію їх; установлення в складальне пристосування профілю рознімання і його фіксацію; установлення в складальне пристосування лонжеронів центроплана і КЧК та їх фіксацію; установлення в складальне пристосування куточків та їх фіксацію; спільне розсвердлювання отворів під кріпильні елементи в деталях вузла; установлення кріпильних елементів.

Деталі вузла, що входять у збірку, виготовляють обробленням на фрезерному верстаті з ЧПК.

Побудову аналітичного еталона болтового з'єднання доцільно почати з побудови аналітичних еталонів обшивок у місці розташування вузла, які створюються за аналітичним еталоном теоретичної поверхні крила.

Наступний етап – побудова полиці профілю рознімання, оскільки вона є єдиним елементом, що з'єднує всі інші деталі. Задана конфігурація об'єкта виходить у результаті його «розтину» площинами, що задають товщину полиці та її нахил (рис. 3.83), і видалення зайвих частин. До побудованого анета полиці профілю рознімання добудовується анет стінки, і за допомогою булевої операції складання отримують єдиний об'єкт. Місце стику полиці і стінки скругляється радіусом R5.

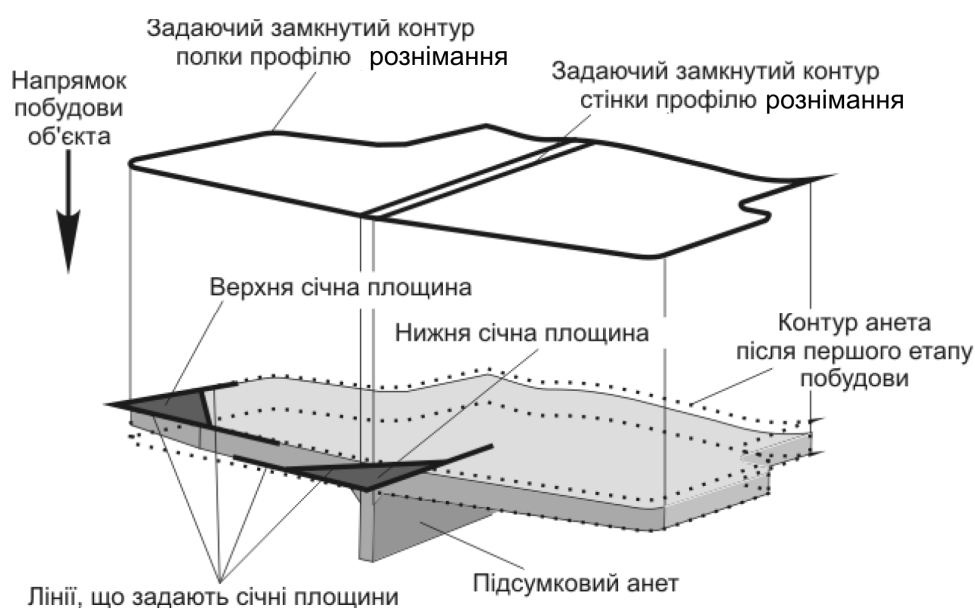


Рис. 3.83. Схема створення аналітичного еталона профілю рознімання

Деталі вузла, що залишилися, моделюються в цілому аналогічно. Запропонована схема побудови вхідних деталей вузла реалізує високу точність сполучення двох сусідніх деталей.

Аналітичні еталони елементів кріплення (болти з потайною головкою) виконують шляхом обертання генерувального контуру навколо фіксованої осі. Потім із створеної заготовки «віднімають» інструментальну заготовку, задаючи геометрію пазів під викрутку (рис. 3.84). Завершує створення аналітичного еталона генерація необхідних фасок і радіусів скруглення.

Аналітичні еталони гайок і шайб виконують поступальною ходою шестигранника і кола уздовж осьової лінії на задану відстань. Для виконання фаски на торцях гайки (аналогічно – для шестигранної головки болта) створюється набір ліній, що описує собою її конфігурацію. Методом обертання отриманого контуру створюють інструментальну заготовку. Проведена булева операція віднімання інструментальної заготовки із основної дозволяє отримати необхідну конфігурацію гайки (шестигранної головки болта) (рис. 3.85).

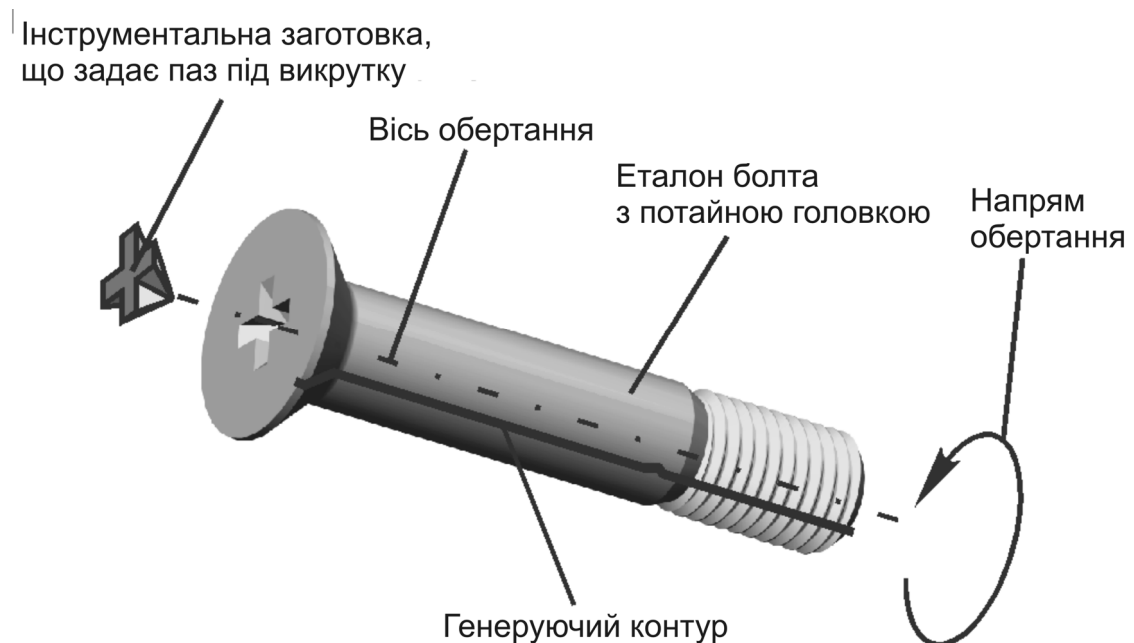


Рис. 3.84. Побудова аналітичного еталона болта з потайною головкою

Отвори під болти з шестигранною і плоскоопуклою головками «прошивають» безпосередньо самим болтом із зрізаною головкою. Отвори під

болти з потайною головкою виконують спеціальною заготовкою, яка є тілом обертання з конусом (кут при вершині $\angle 90^\circ$) на кінці. Зображення інструментальних еталонів болтів показано на рис. 3.86.

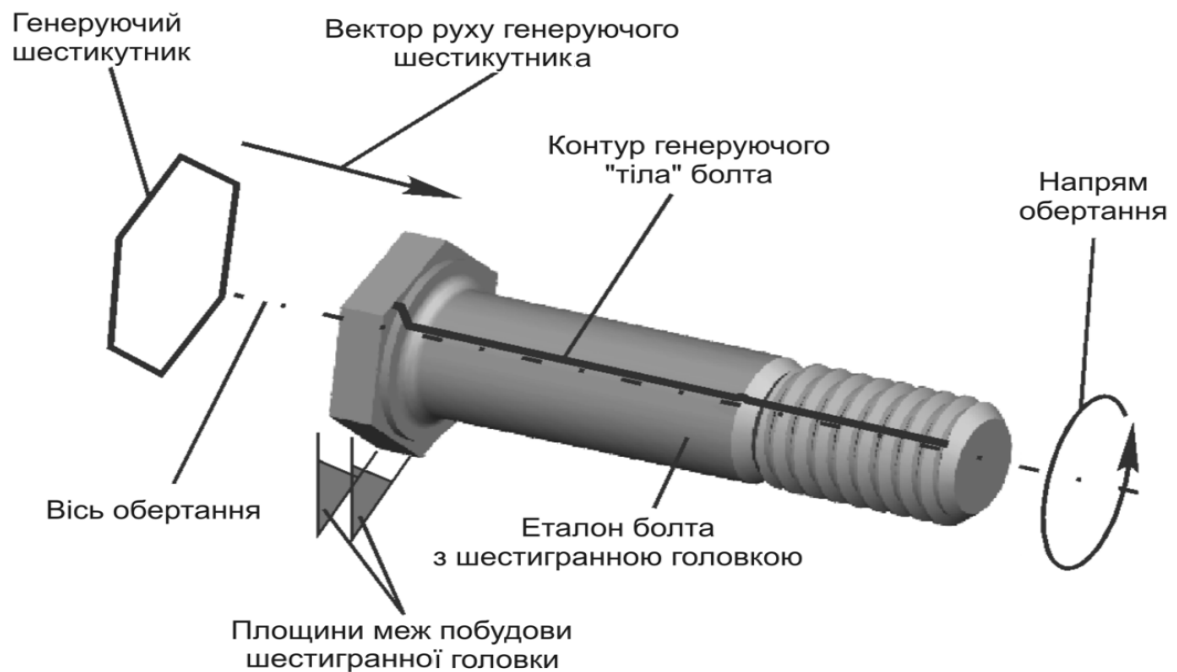


Рис. 3.85. Побудова аналітичного еталона болта з шестигранною головкою

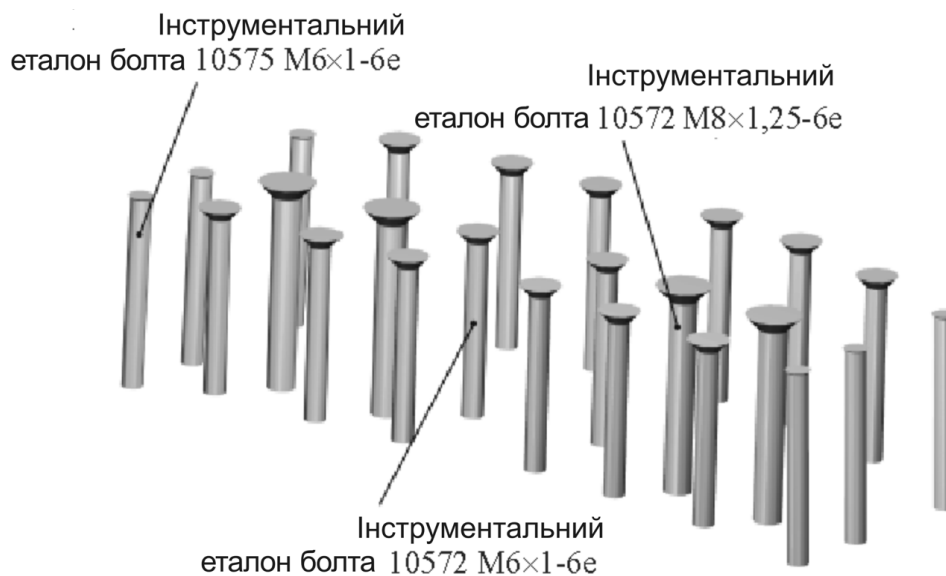


Рис. 3.86. Зображення інструментальних еталонів болтів

Виконавши операцію віднімання інструментальних еталонів із заготовок деталей, отримаємо аналітичний еталон даного вузла з отворами під кріпильні елементи (рис. 3.87).

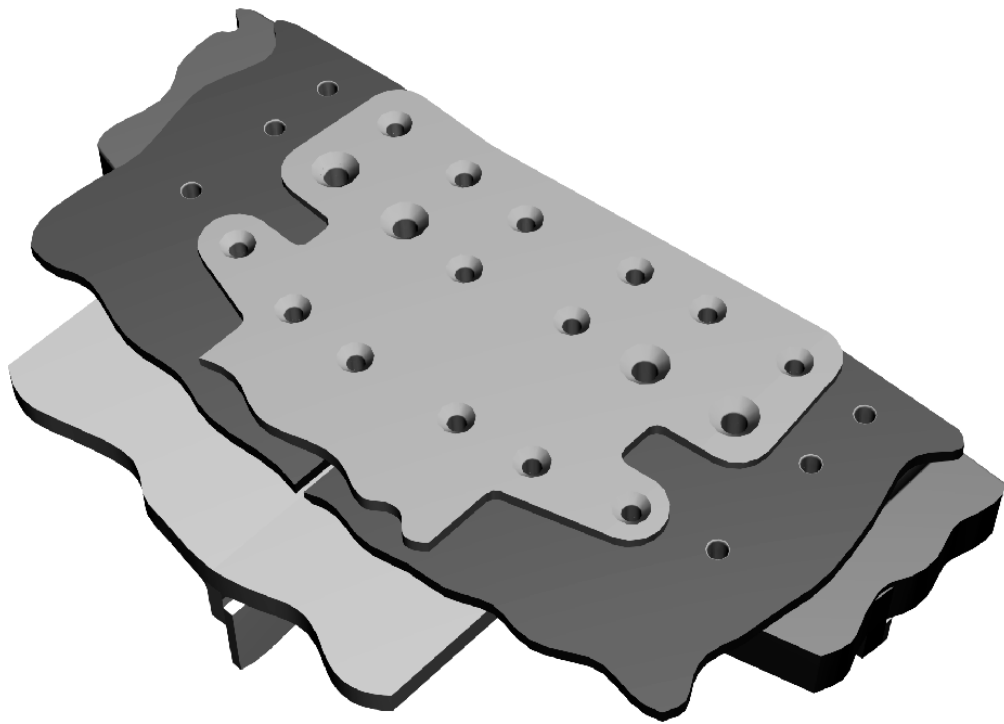


Рис. 3.87. Заготовка вузла з отворами під кріпильні елементи

Об'єднуючи аналітичні еталони деталей і елементів кріплення, отримуємо з'єднання, показане на рис. 3.88.

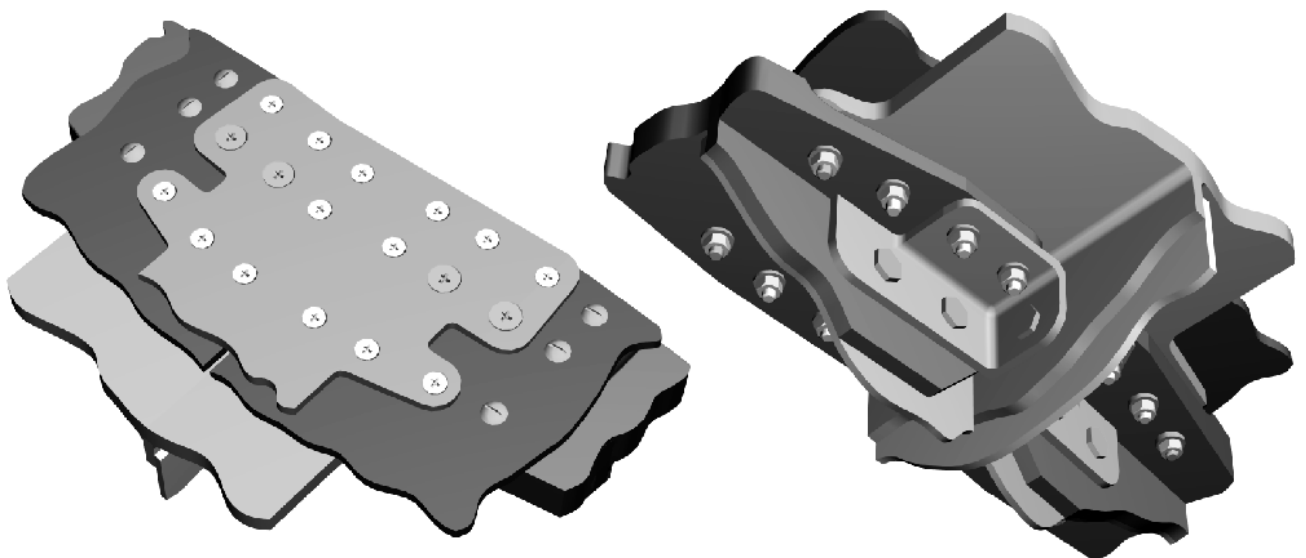


Рис. 3.88. Аналітичний еталон вузла стикування лонжеронів центроплана і КЧК

Викладені вище принципи створення анетів болтових з'єднань використовувалися і при створенні наведених нижче анетів болтових з'єднань стінки і полиці лонжерона (рис. 3.89) і фітингового стику панелей центроплана і панелей КЧК (рис. 3.90).

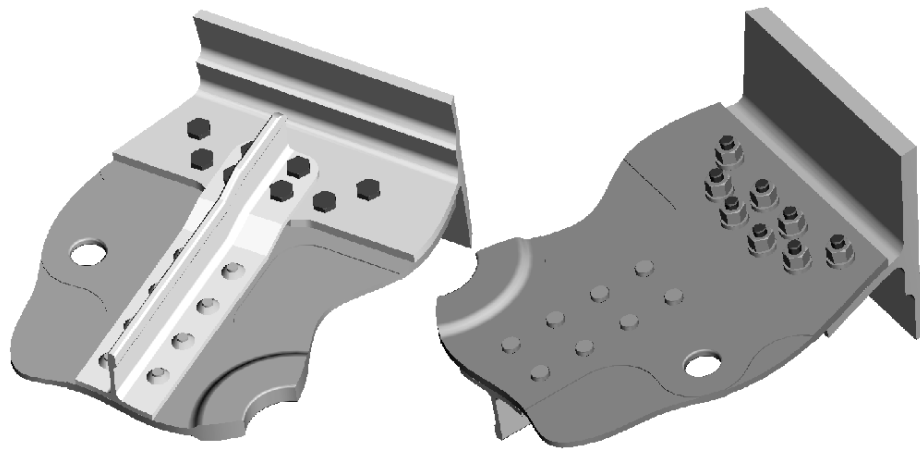


Рис. 3.89. Аналітичний еталон болтового з'єднання стінки і полиці лонжерона

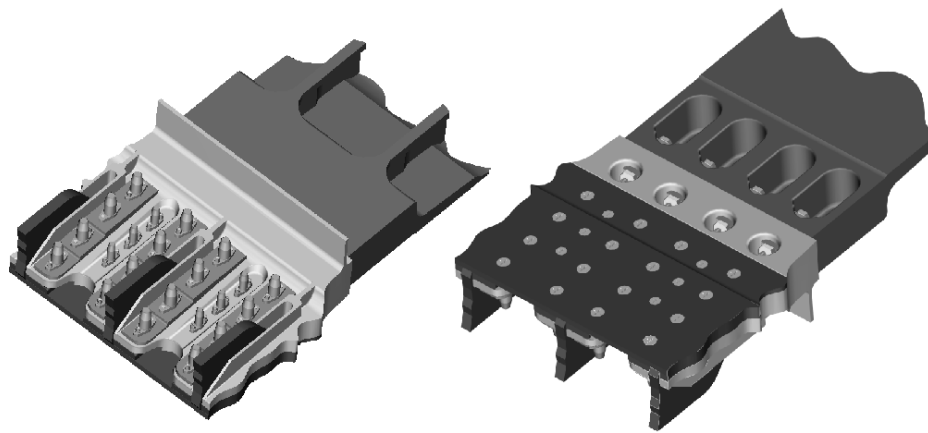


Рис. 3.90. Аналітичний еталон фітингового з'єднання панелей центроплана і КЧК

Виконані побудови фітингового з'єднання мають одну особливість, яка відрізняє його за побудовою від раніше розглянутого прикладу. Вона полягає в тому, що під головку болта і гайки фітинга необхідно сформувати вкладиш, оскільки криволінійні поверхні вирізу не дозволяють забезпечити щільне їх прилягання і, відповідно, необхідний рівень затягування. Він формується на основі кривих, що задають геометрію вирізу в панелі, чим досягається висока якість сполучення даних поверхонь (використовують єдиний носій інформації).

Запропонована технологія створення болтових з'єднань дозволяє моделювати досить складні об'єкти для комп'ютерних систем технологічної підготовки виробництва й інженерного аналізу. Анети, створені системою UNIGRAPHICS, можуть служити першоджерелами інформації для інших модулів (CAM/CAE). Імпортування в зовнішні системи створених моделей здійснюється за допомогою

універсальних форматів зв'язку типу IGES, STEP і т.д. Всі проведені побудови є параметричними, що дозволяє надалі вільно міняти конфігурацію елементів і способи їх з'єднання. Це особливо важливо на стадії вибору геометрії вузла при його проектуванні.

3.7. ВИСНОВКИ

1. Запропоновано метод і блок-схему інтегрованого проектування і моделювання болтових зрізних з'єднань за допомогою систем UNIGRAPHICS і ANSYS.

2. Розглянуто метод аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики об'ємного локального НДС елементів болтових зрізних з'єднань з урахуванням фізичної геометричної і контактної нелінійностей за допомогою системи інтегрованого аналізу ANSYS. Метод аналізу апробовано при розрахунку характеристик локального НДС в елементах типових однорядних і багаторядних зрізних з'єднань, виконаних із радіальним пружнопластичним натягом і зтягуванням. Досліджено зміну локальної питомої енергії деформації, контактної тиску і зазорів при зміні рівня навантаження, що дозволяє прогнозувати характеристики довговічності, яка регламентується, в зоні концентрації питомої енергії деформації і контактної тиску. Досліджено зміну величин зазорів між елементами з'єднань при зміні навантаження, що є основою для проектування герметичних з'єднань.

3. Експериментальним шляхом отримано характеристики опору втомі болтових з'єднань, на основі яких розроблено критерійні залежності для розрахунку довговічності цих зразків.

4. Розроблено нову методику розрахунку розподілу зусиль між рядами в зрізних болтових багаторядних з'єднаннях збірних конструкцій за допомогою системи ANSYS на базі розрахунку піддатливості з'єднання. Встановлено вплив радіального натягу на зміну піддатливості з'єднання і збільшення навантаженості крайніх рядів у з'єднаннях із радіальним натягом.

5. Запропоновано новий метод прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів потайних болтових зрізних з'єднань на їх довговічність з урахуванням зміни величини повної питомої енергії деформації в зонах вірогідного втомного руйнування і інтенсивного розвитку фретинг-корозії. Методику апробовано при розрахунку довговічності та її зміні для типових болтових з'єднань.

6. Розроблено методику створення комп'ютерних моделей болтових з'єднань збірних літакових конструкцій за допомогою системи UNIGRAPHICS, що дозволяє вести параметричне моделювання з'єднань у процесі ітераційного проектування з'єднань.

НОВІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЛІТАКІВ

Вибір типу кріплення, його конструктивного виконання, радіального натягу, способу установлення болтів, конструктивних параметрів з'єднання, типу покриттів, виду захисту від фретинг-корозії та корозії під напругою, способу розвантаження крайнього ряду з'єднання визначається заданим рівнем довговічності, тріщиностійкості й герметичності з'єднання елементів конструкцій літаків [125, 155, 157, 158, 279, 339, 340, 373, 406, 447].

Виходячи з обмежень за умовами забезпечення опору корозійному розтріскуванню для з'єднань з алюмінієвих сплавів і з урахуванням технологічних відхилень у промисловості рекомендовано радіальний натяг до $1,2\% d_b$ при установленні сталевих і титанових болтів діаметром 5...12 мм.

Для з'єднань з радіальним пружнопластичним натягом отвори виконують за Н7 і Н9. При цьому поле натягу по циліндричній частині болта забезпечується допусками на діаметр гладкої частини стрижня кріплення, вказаними в ОСТах на кріплення.

Установлення кріпильних елементів із натягом проводиться відповідно до РТМ 1.4.1121-82 (НІАТ, 1982 р.) «Виконання болтових з'єднань з пружнопластичним натягом у пакетах із алюмінієвих сплавів».

У зрізних болтових з'єднаннях із радіальним пружнопластичним натягом відстань між осями отворів має відповідати не менше ніж трьом діаметрам болта, відстань від осі отвору до кромки з'єднання – не менше ніж двом діаметрам болта. Застосовані болти повинні мати геометричні параметри відповідно до ОСТів на них. Особливістю потайних болтових з'єднань є зменшення ефективності радіального натягу із збільшенням глибини зенкування. Втомне руйнування потайних болтових з'єднань починається в зоні потайного гнізда та в зоні інтенсивного розвитку фретинг-корозії по контактних поверхнях деталей, що з'єднуються. Тому для досягнення заданого рівня довговічності потайних зрізних

болтових з'єднань необхідно конструктивно-технологічними методами забезпечити отримання радіального натягу в зоні потайного гнізда, зміцнення його поверхні, зниження інтенсивності фретинг-корозії, підвищення герметичності та стійкості з'єднання до фретинг-корозії та корозії під напруженням. Вирішити цю задачу можна шляхом модифікації потайної головки болта, що забезпечує при складанні з'єднання локальний радіальний натяг у зоні потайного гнізда, а також застосуванням додаткових технологічних процесів, які сприяють підвищенню втомної довговічності з'єднань із такими болтами (рис. 4.1).

Оскільки втомне руйнування багаторядних зрізних з'єднань відбувається, як правило, у зоні крайніх рядів кріпильних елементів, то одним із шляхів підвищення довговічності таких з'єднань є зниження ступеня завантаженості їх крайніх рядів, що реалізується шляхом застосування розвантажувальних отворів, розпірних прокладок, приклеювальних кінцевих накладок, локального стовщення деталей.

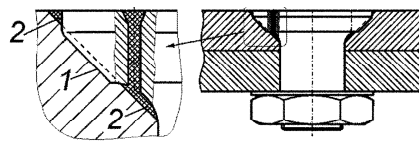
4.1. Підвищення довговічності з'єднань шляхом застосування БОЛТІВ ІЗ ТРИКОНУСНОЮ ПОТАЙНОЮ ГОЛОВКОЮ

Створення локального натягу в перехідних зонах зенкувального гнізда підвищує втомну довговічність потайного з'єднання. У зв'язку з цим доцільно застосування потайних болтів із модифікованою головкою, що забезпечують отримання гарантованого натягу по всій товщині пакета. Модифікація – це потайний болт із триконусною головкою (рис. 4.2). Кути конусів головки виконані таким чином, що вони збільшуються починаючи від стрижня болта, причому кут розхилу середнього конуса дорівнює куту конусності гнізда. Бічною поверхнею зовнішнього конуса головка болта створює радіальний натяг у зоні гнізда, суміжній із зовнішньою поверхнею деталі. Бічна поверхня внутрішнього конуса створює радіальний натяг у зоні переходу конічної частини отвору в циліндричну. Загальна висота потайної головки болта дорівнює висоті головки

потайного болта, відповідного ОСТ 1.31043-79 та призначеного для установлення із пружнопластичним радіальним натягом.

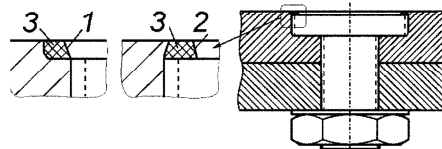
Конічна поверхня потайної закладної головки болта виконана у вигляді кільцевого виступу 1, а кільцеві канавки 2 біля торця головки та під головкою біля стрижня болта заповнені герметиком

А.с. 649894



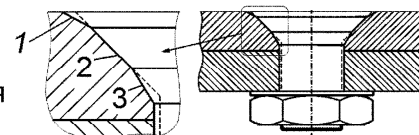
Потайна закладна головка болта та гніздо під нею – циліндричні; приторцева частина закладної головки має бічний конічний кільцевий виступ 1 або уступ 2; приповерхнева кільцева канавка 3 заповнена герметиком

А.с. 627252

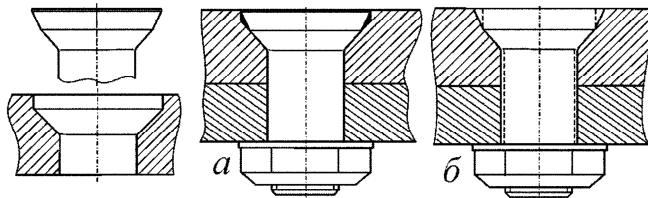


Потайна закладна головка болта триконусна, кут першого конуса менше, другого – дорівнює, а третього більше кута зенкування отвору в деталі, що з'єднується

А.с. 781422

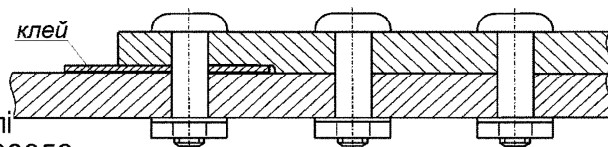


Потайна закладна головка болта – двоконусна; зенкування – циліндроконічне; з'єднання: а – рознімне з герметиком у кільцевій порожнині, б – нерознімне з радіальним натягом по стрижню та закладній головці



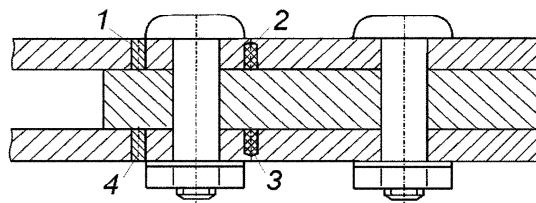
До деталі, що з'єднується, в зоні першого ряду кріпильних елементів, приклеєна прокладка із матеріалу, що дорівнює або більше міцності, ніж міцність матеріалу деталі

А.с. 1203252



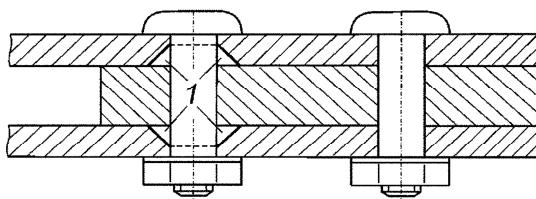
У деталях, що з'єднуються перед і за першим рядом отворів під кріплення, виконані крізні 1 або глухі 2 отвори, які заповнені герметиком 3 або встановленими з радіальним натягом штифтами 4

А.с. 1303747



Отвори в пластинах під перший ряд кріплення забезпечені конусними виїмками 1, які розташовані з боку поверхні контакту пластин, що з'єднуються

А.с. 1754923



Навантаження деталей, що з'єднуються статичним, відповідним експлуатації, розтягуючим навантаженням, яке знімають після утворення отвору та встановлення в нього кріплення з радіальним натягом

А.с. 1388176

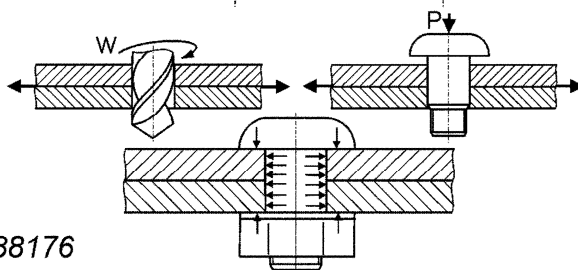


Рис. 4.1. Нові конструктивно-технологічні рішення, що підвищують циклічну довговічність і герметичність зрізних болтових з'єднань конструкцій літака

Геометричні параметри болта підібрані з умови забезпечення радіального натягу 1% у відповідних зонах гнізда (рис. 4.3 і 4.4). Параметри гладкої та різьбової частин болта, геометрія вхідної частини та розміри технологічного хвостовика призначаються згідно з ОСТ 1. 31043-79. Діаметр відривної шийки технологічного хвостовика визначається з урахуванням додаткового осьового зусилля втягування, необхідного для створення пружнопластичного натягу в зенкуваному гнізді.

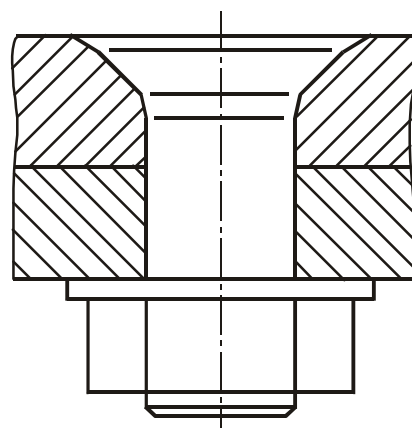


Рис. 4.2. Модифікація потайного болта

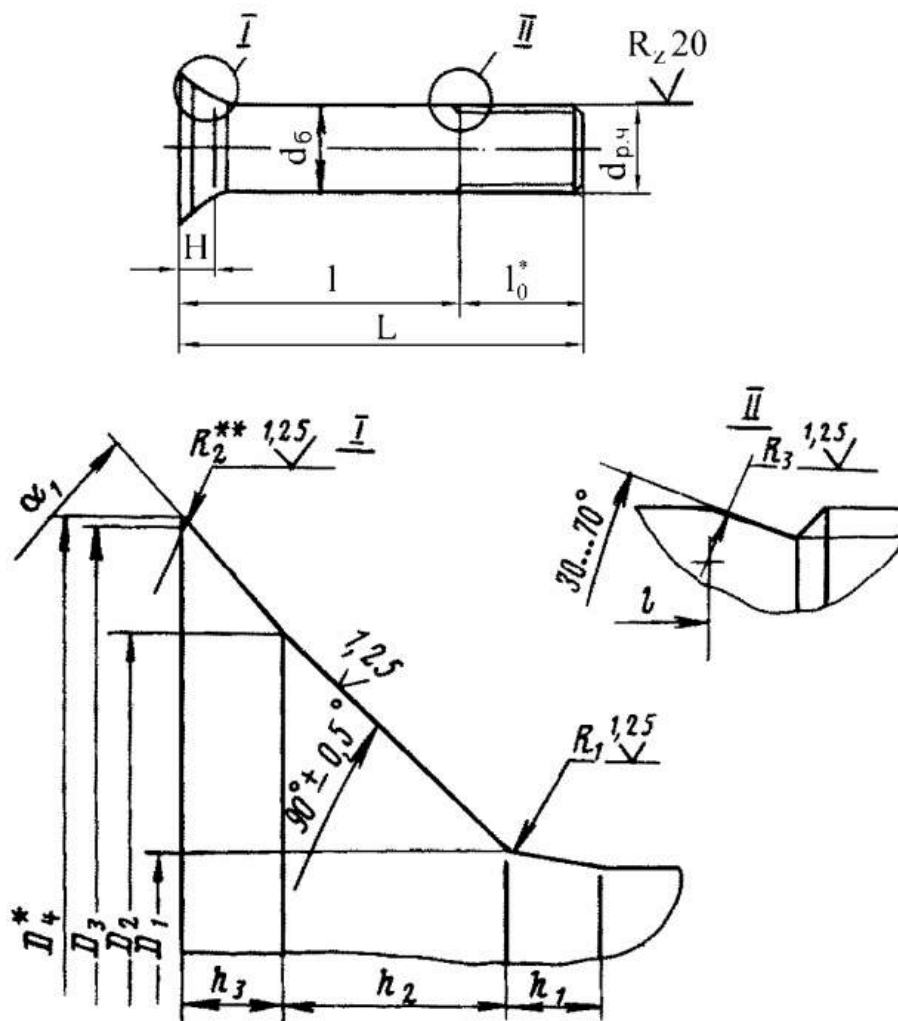


Рис. 4.3. Геометричні параметри триконусної потайної головки:

* – розміри для довідок; ** – розміри, що забезпечуються інструментом

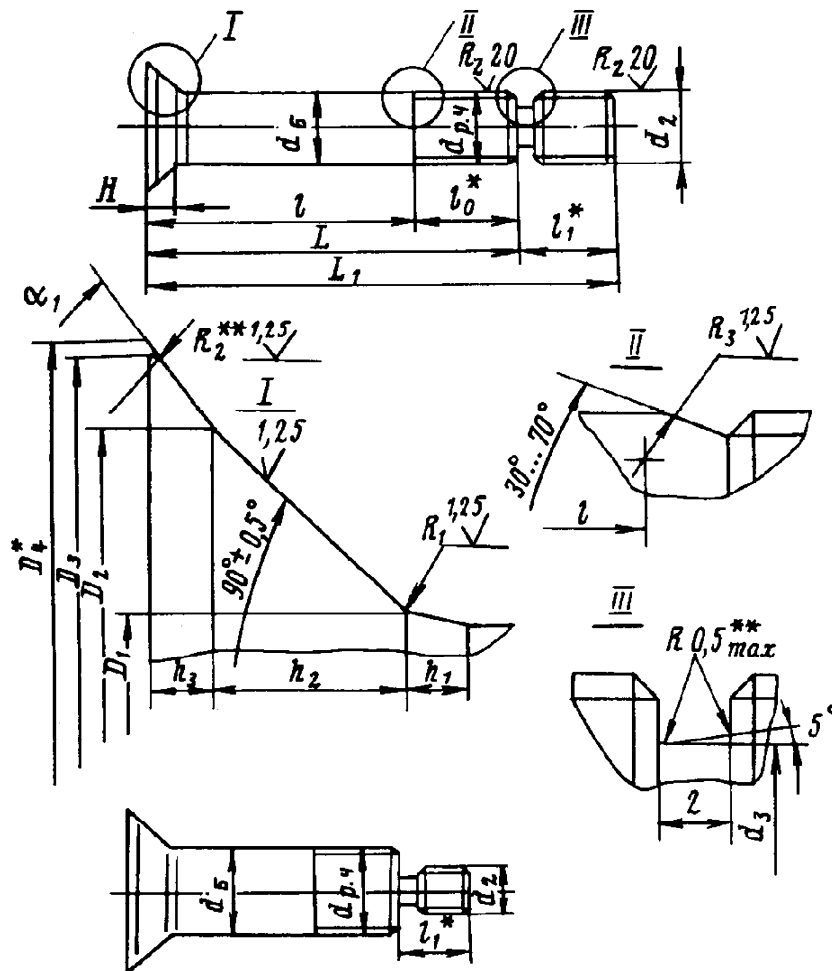


Рис. 4.4. Геометричні параметри болта з триконусною потайною головкою:

* – розміри для довідок; ** – розміри, що забезпечуються інструментом

Ефективність застосування локального натягу потайних болтів із триконусною головкою досліджена в процесі втомних випробувань зразків потайних зрізних з'єднань:

- двозрізного одноболтового (рис. 4.5);
- двозрізного багатоболтового з початковим пошкодженням (рис. 4.6).

Як база для порівняння прийняті серійні потайні болти нормалі 5015А діаметром 8 мм, які встановлюють з радіальним натягом 1% в отвори, які розгорнені до діаметра 7,9 мм.

Зразком потайного двозрізного одноболтового з'єднання є з'єднання пластин із сплавом Д16АТл5. Втомні випробування цих зразків проведені на випробувальній машині ЦДМ-10ПУ при асиметричному циклі розтягування з коефіцієнтом асиметрії $R_{\sigma} = 0,1$ і частоті навантаження 14 Гц.

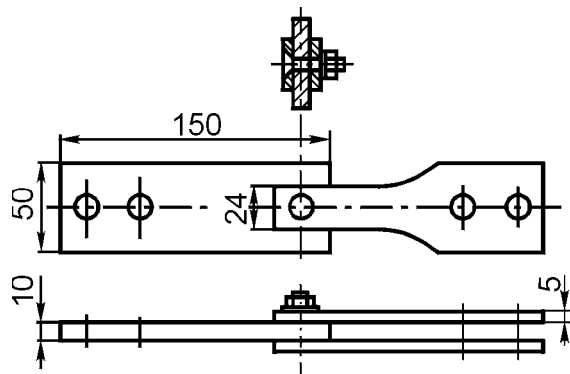


Рис. 4.5. Зразок двозрізного потайного з'єднання

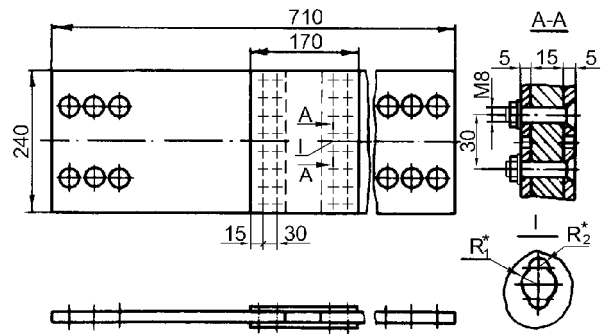


Рис. 4.6. Зразок двозрізного болтового з'єднання з початковим пошкодженням

Результати показують (рис. 4.7), що на рівні циклічного напруження із $\sigma_{\max}^{bp} = 125$ МПа застосування модифікованих болтів із локальним натягом (крива 2) збільшує втомну довговічність зразків у 4,3 раза порівняно із зразками, зібраними болтами 5015А із радіальним натягом (крива 1). На більш низькому рівні циклічного напруження ($\sigma_{\max}^{bp} = 83$ МПа) втомна довговічність зразків із локальним натягом модифікованих болтів збільшується лише в два рази порівняно з аналогічними базовими зразками. Це пояснюється тим, що на низькому рівні циклічних навантажень чинник, що визначає довговічність, стала фретинг-корозія площин стику елементів з'єднання.

Зразки потайних багатоболтових з'єднань виконували у вигляді двозрізного болтового з'єднання двох центральних пластин із двома накладками з Д16АТл5. У зразку відбувалося початкове пошкодження накладок у вигляді отвору з діаметральними напівкруговими вирізами. Зразки випробувані на установці МУП-200 при асиметричному циклі розтягування $R_{\sigma} = 0,6$.

Результати випробувань, показані на рис. 4.8 (1 – болти 5015А; 2 – модифіковані болти), свідчать про те, що застосування модифікованих болтів із локальним натягом збільшує втомну довговічність багатоболтових з'єднань у 2,6 раза порівняно із звичайними потайними болтами.

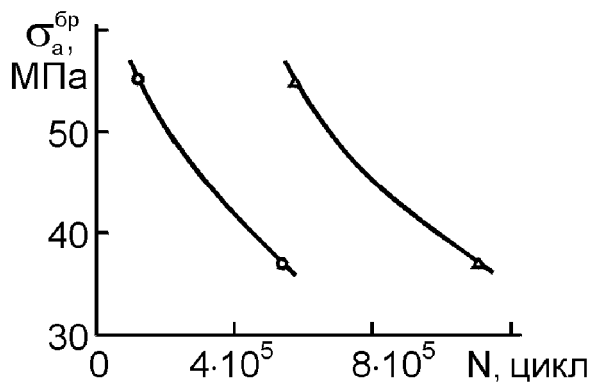


Рис. 4.7. Вплив установлення модифікованих болтів на довговічність одноболтових з'єднань

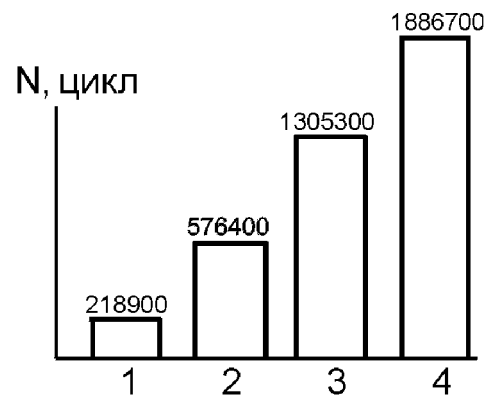


Рис. 4.8. Вплив установлення модифікованих болтів на довговічність багатоболтових з'єднань

4.2. ЗАСТОСУВАННЯ КЛЕЙОВОГО ШАРУ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПОТАЙНИХ З'ЄДНАНЬ ІЗ ЛОКАЛЬНИМ НАТЯГОМ

Для усунення фретинг-корозії поверхонь стику з'єднань з локальним натягом застосовано клей ВК-9. Клей наносять на площини з'єднання, що стикуються. Ефективність клейового шару доведена втомними випробуваннями зразків одно- і багатоболтових зрізних з'єднань.

Результати втомних випробувань одноболтових потайних з'єднань із локальним натягом на клеї ВК-9 (див. рис. 4.5) показані на рис. 4.9 (1 – без клею; 2 – з клеєм ВК-9).

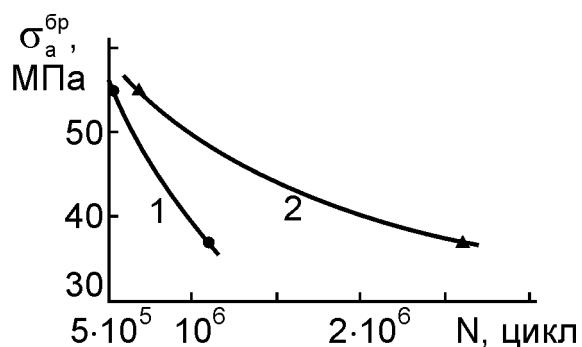


Рис. 4.9. Ефективність клейового шару в одноболтових потайних з'єднаннях

Застосування клею ВК-9 усунуло фретинг-корозію площин стику та збільшило втомну довговічність на низьких рівнях навантаження в 2,5 раза порівняно з довговічністю аналогічних зразків, зібраних без клею.

У зразках багатоболтових з'єднань (див. рис. 4.6), зібраних за допомогою болтів нормалі 5015А з натягом 1%, застосування клею ВК-9 на стику поверхонь дало збільшення довговічності в 5,9 раза порівняно з аналогічними з'єднаннями, зібраними без клею (див. рис. 4.8, 3 – болт 5015А + клей ВК-9). У з'єднаннях, зібраних з локальним натягом модифікованими болтами, клейовий шар збільшив довговічність у 3,3 раза порівняно з довговічністю зразків із модифікованими болтами, зібраними без застосування клею (див. рис. 4.8, 4 – модифікований болт + клей ВК-9).

Спільне застосування модифікованих болтів із локальним натягом і клейового шару на стику поверхонь забезпечує збільшення довговічності в 8,6 раза порівняно з довговічністю аналогічних зразків, зібраних без застосування клею потайними болтами 5015А з радіальним натягом 1%.

Вплив локального натягу болтів і клейового шару на швидкість розвитку втомних тріщин досліджено в процесі циклічного навантаження зразків потайного багатоболтового зрізного з'єднання (див. рис. 4.6).

Зразок багатоболтового з'єднання мав початкове пошкодження у вигляді концентратора по осі накладок (круговий отвір діаметром 4 мм з діаметральними напівкруговими вирізами радіусом 1 мм).

Зразки з'єднань випробувані на установці МУП-200 при асиметричному розтягуванні $P_{max}/P_{min} = 150000/90000$ Н ($\sigma_{max} = 85$ МПа) та частотою навантаження 200 цикл/хв.

Процес розвитку пошкодження зразка характеризується такими періодами (рис. 4.10):

- 0 – 1 – навантаження до утворення біля вершин концентратора тріщини довжиною 1 мм;
- 1 – 2 – розвиток тріщини від розміру 1 мм до розміру, відповідного відстані до стінки першого болтового отвору;
- 2 – 3 – затримка тріщини на першому болтовому отворі;
- 3 – 4 – розвиток тріщини від першого до другого болтового отвору;

4 – 5 – затримка тріщини на другому болтовому отворі;

5 – 6 – розвиток тріщини від другого до третього болтового отвору.

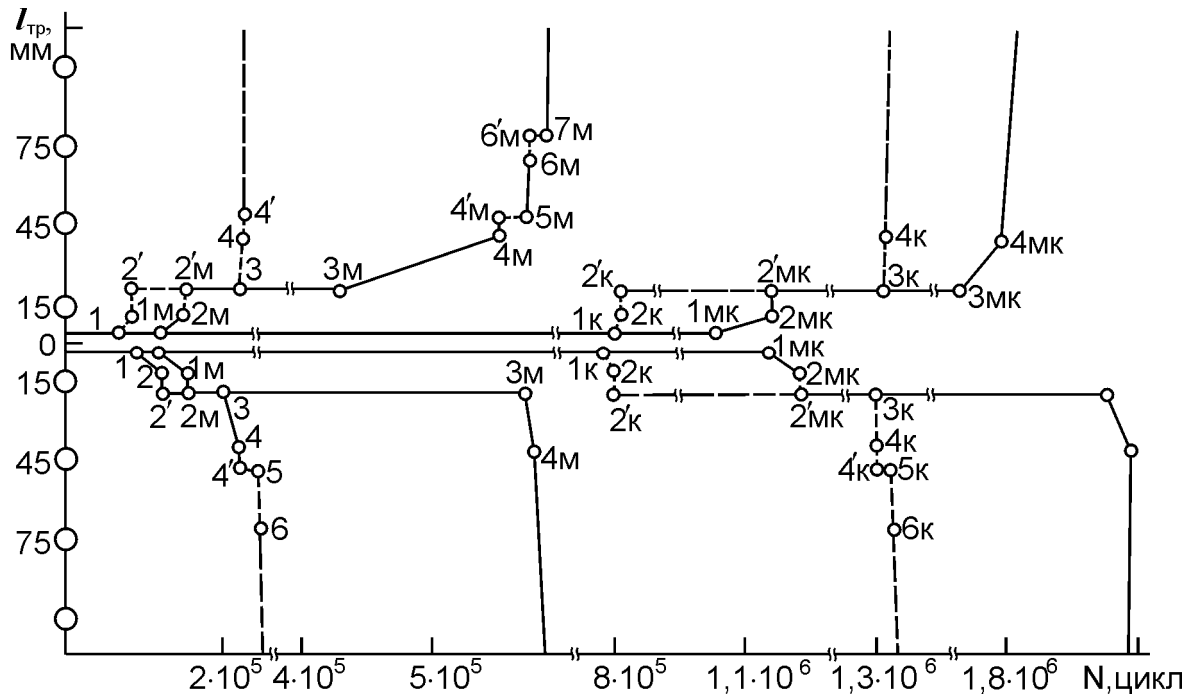


Рис. 4.10. Інтенсивність розвитку втомних тріщин у зразку потайного з'єднання багаторядності

Тривалість періоду до утворення тріщини довжиною 1 мм у зразків із звичайними болтами становила 130000 – 160000 циклів незалежно від типу болта. На ділянці 1 – 2 інтенсивність розвитку тріщини становила 0,5...0,66 мм/цикл, а період затримки на першому болтовому отворі – 54000 – 74000 циклів. На подальших ділянках швидкість росту тріщини різко зростає, оскільки при постійному циклічному навантаженні суттєво зменшується площа нетто-перерізу зразка (збільшуються напруження в перерізі нетто).

Застосування модифікованих болтів із локальним натягом не впливає на початковий період розвитку тріщини в даному зразку з початковим пошкодженням: він залишається практично таким же, як і у зразків із звичайними потайними болтами.

Середня швидкість росту тріщини на ділянці 1 – 2 знижується до 0,29...0,45 мм/цикл, що пояснюється впливом локального натягу в районі болта.

Важливо відзначити, що застосування модифікованих болтів із локальним натягом значно збільшує період затримки тріщини на отворі. Період затримки становить у цьому випадку 250000 – 390000 циклів, що в п'ять разів перевищує такий у з'єднань із звичайними болтами.

Характер розвитку тріщин у з'єднань із застосуванням клею ВК-9 такий же, як і у з'єднань із звичайними болтами. За рахунок розвантаження болтів клейовим шаром збільшилася тривалість розвитку тріщини довжиною 1 мм. Якщо в з'єднаннях без клею вона становила 130000 – 160000 циклів, то із застосуванням клею по стику поверхонь зростає до 800000 – 1 000000 циклів, тобто в шість разів. Важливо, що на етапі 1 – 2 застосування модифікованих болтів із локальним натягом і клею знижує швидкість розвитку тріщини. Так, у зразків із звичайними болтами вона становила 0,5...0,66 мм/кцикл, у з'єднань з модифікованими болтами – 0,29...0,45 мм/кцикл, а у з'єднань з модифікованими болтами та клеєм – 0,13...0,29 мм/кцикл.

Застосування клею ВК-9 у з'єднанні збільшило період затримки тріщини на отворі в з'єднанні із звичайними болтами до 497000 – 499000 циклів, тобто в 6 - 7 разів, при використанні модифікованих болтів з локальним натягом – до 745000–841000, тобто в 11 - 18 разів порівняно із з'єднаннями зі звичайними болтами без клею.

4.3. ЗАСТОСУВАННЯ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ ОТВОРІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

У зрізному болтовому з'єднанні біля крайнього отвору під болт пропонується виконати додаткові розвантажувальні отвори меншого діаметра, розташували їх перед та за основним отвором по лінії дії навантаження на з'єднання.

При розташуванні розвантажувальних отворів вздовж лінії дії результуючого навантаження на з'єднання приймемо таку термінологію: розвантажувальний отвір за крайнім болтом (КРО) – якщо розвантажувальний отвір розташовано за болтом з боку, що контактує з деталлю з'єднання; розвантажувальний отвір перед крайнім болтом (ПРО) – якщо розвантажувальний отвір розташовано перед болтом з боку навантаження, що діє на з'єднання.

Стосовно болтових зрізних з'єднань розроблено декілька варіантів виконання розвантажувальних отворів (рис. 4.11):

- 1 – крізний розвантажувальний отвір (КРО);
- 2 – розвантажувальний отвір (ПРО), заповнений розклепаною заклепкою, КРО виконано крізним;
- 3 – розвантажувальний отвір (КРО) виконано глухим, (ПРО) заповнений розклепаною заклепкою.

Позначення геометричних параметрів розвантажувальних отворів показано на рис. 4.11.

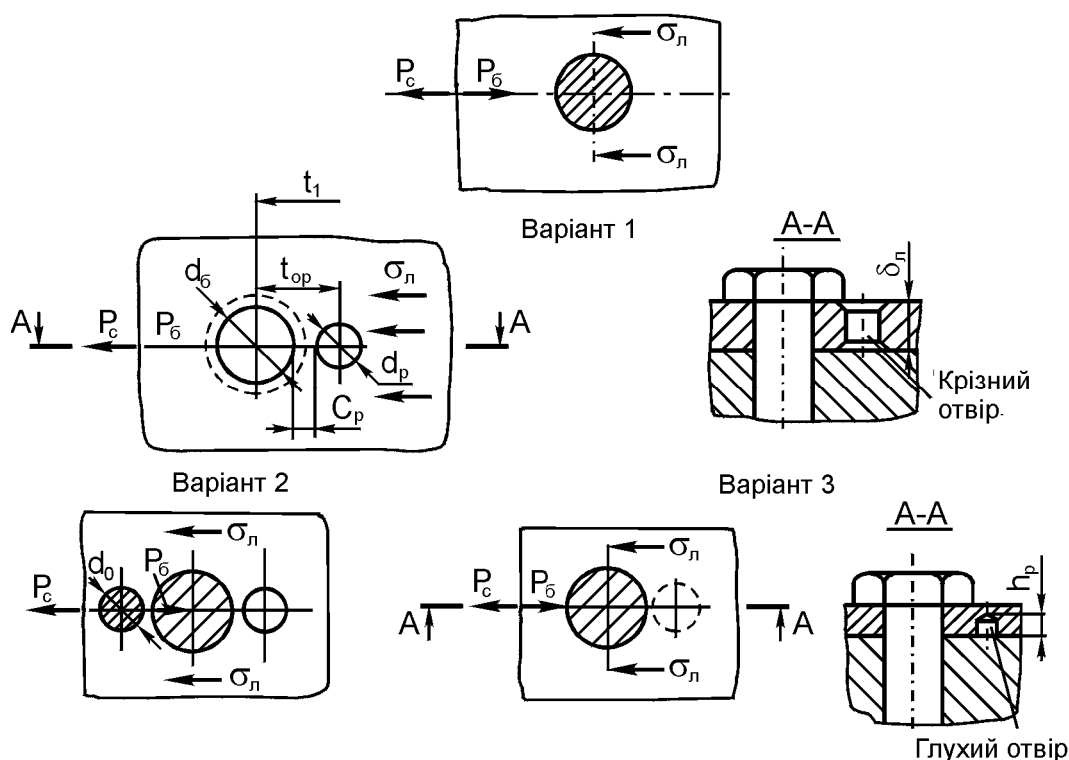


Рис. 4.11. Геометричні параметри розвантажувальних отворів

Виконання розвантажувальних отворів забезпечує зниження концентрації напруження на кромці навантаженого болтом отвору та ступеня навантаженості болта відповідно до стінок отвору в листі внаслідок збільшення піддатливості зв'язку, що має привести до підвищення довговічності з'єднання.

Експериментально досліджено вплив діаметра розвантажувального отвору (КРО) d_p та величини перемички між основним і розвантажувальним отвором

(КРО) C_p на піддатливість болтів. Отримано емпіричну залежність

$$C_{\bar{o}}^p = C_{\bar{o}} \left[1 + 0,8(\bar{d}_{\bar{o}})^{0,75} (1 - \bar{C}_p)^{1,5} \right], \quad (4.1)$$

де $\bar{d} = d_p/d_{\bar{o}}$, $\bar{C}_p = C_p/d_{\bar{o}}$.

Підвищення піддатливості болтів першого ряду приводить до зниження його навантаженості. Розрахунок розподілу зусиль по рядах болтів необхідно вести з урахуванням зміненої піддатливості болта згідно з (4.1), крім того, наявність додаткового отвору підвищує піддатливість ділянки листа t_1 між болтами, на якому розташовано цей отвір (див. рис. 4.11):

$$a_1 = \frac{\gamma}{E_l} \left[\frac{t_1 - d_p}{B_l \delta_l} + \frac{d_p}{(B_l - d_p) \delta_l} \right],$$

де $\gamma = 1,2$.

Глухий додатковий отвір (див. рис. 4.11, варіант 3) забезпечує герметичність з'єднання. Глибину глухого отвору вибирають із співвідношення

$$h_p = \delta_l - 1 \text{ мм.}$$

Для виявлення раціональних геометричних параметрів розвантажувальних отворів проведені порівняльні втомні випробування зразків трирядних двозрізних болтових з'єднань із КРО – крізним розвантажувальним отвором (рис. 4.12). Проведено дві серії втомних випробувань.

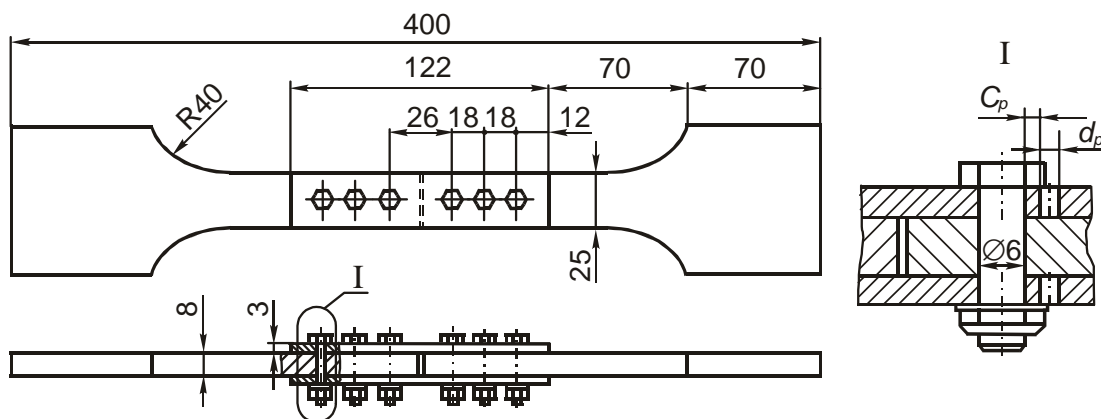


Рис. 4.12. Зразок трирядного двозрізного болтового з'єднання

1-а серія. У зразках виконані КРО, крізний розвантажувальний отвір діаметром $d_p = 4$ мм, а величина перемички між основним і розвантажувальним отворами становила $C_p = 0,5; 0,8; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4$ мм або $\bar{C}_p = 0,083; 0,133; 0,166; 0,25; 0,333; 0,416; 0,5; 0,66$.

2-а серія. У зразках виконані КРО, крізні розвантажувальні отвори з величиною перемички $C_p = 1$ мм, а діаметр розвантажувального отвору становив $d_p = 2, 3, 4, 5, 6$ мм або $\bar{d}_p = 0,333; 0,5; 0,666; 0,833; 1$.

Зразки для випробувань виготовлені з матеріалу Д16АТ, застосовані болти нормалі 5009А-6-24, гайки нормалі 3373А-6, шайби нормалі 3404А-6-12-1, 5, посадка болтів за Н7/р6, затягування болтів відповідає ОСТ 1.00017-77 та дорівнює $M_s = 8$ Нм.

Зразки випробувані на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ з частотою циклічного навантаження $f = 12,5$ Гц. Рівень циклічного навантаження $P_{\max}/P_{\min} = 21500/4300$ Н/Н, що відповідає максимальним напруженням віднульового циклу навантаження $\sigma_{\max 0} = 128$ МПа. Випробувано по чотири зразки кожного варіанта розвантажувальних отворів. Для порівняння випробувано зразки трирядних двозрізних болтових з'єднань без розвантажувальних отворів.

Вплив величини перемички між основним і розвантажувальним отворами \bar{C}_p та діаметра розвантажувального отвору \bar{d}_p на підвищення втомної довговічності з'єднань показано на рис. 4.13.

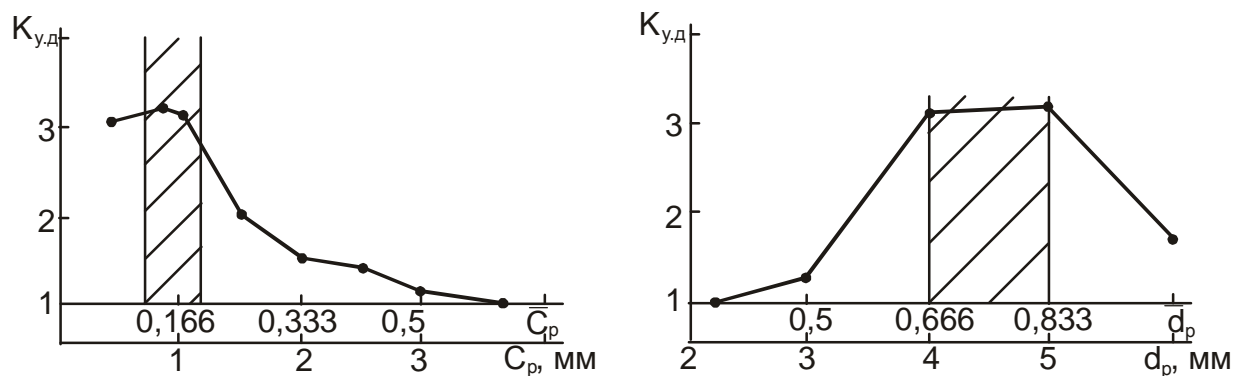


Рис. 4.13. Вплив параметрів розвантажувальних отворів на довговічність з'єднань

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що найбільше підвищення втомної довговічності ($K_{y.d} = 3$) досягається при виконанні розвантажувальних отворів із такими геометричними параметрами:

$$\bar{d} = d_p / d_\sigma = 0,65 \dots 0,85; \bar{C}_p = C_p / d_\sigma = 0,13 \dots 0,2.$$

Проведено експериментальні дослідження ефективності різних варіантів розвантажувальних отворів на циклічну довговічність болтових з'єднань багаторядності з використанням раціональних геометричних параметрів $\bar{C}_p = 0,13 \dots 0,2$ і $\bar{d}_p = 0,65 \dots 0,85$.

Випробувано двозрізне чотирирядне з'єднання (ДЧЗ) без розвантажувальних отворів (рис. 4.14, а), ДЧЗ із КРО – крізним розвантажувальним отвором (рис. 4.14, б), переднє РО заповнено розклепаною заклепкою (рис. 4.14, в); ДЧЗ із КРО – глухим розвантажувальним отвором (рис. 4.14, г), глибина глухого отвору $h_p = 2,5$ мм, переднє РО заповнено розклепаною заклепкою.

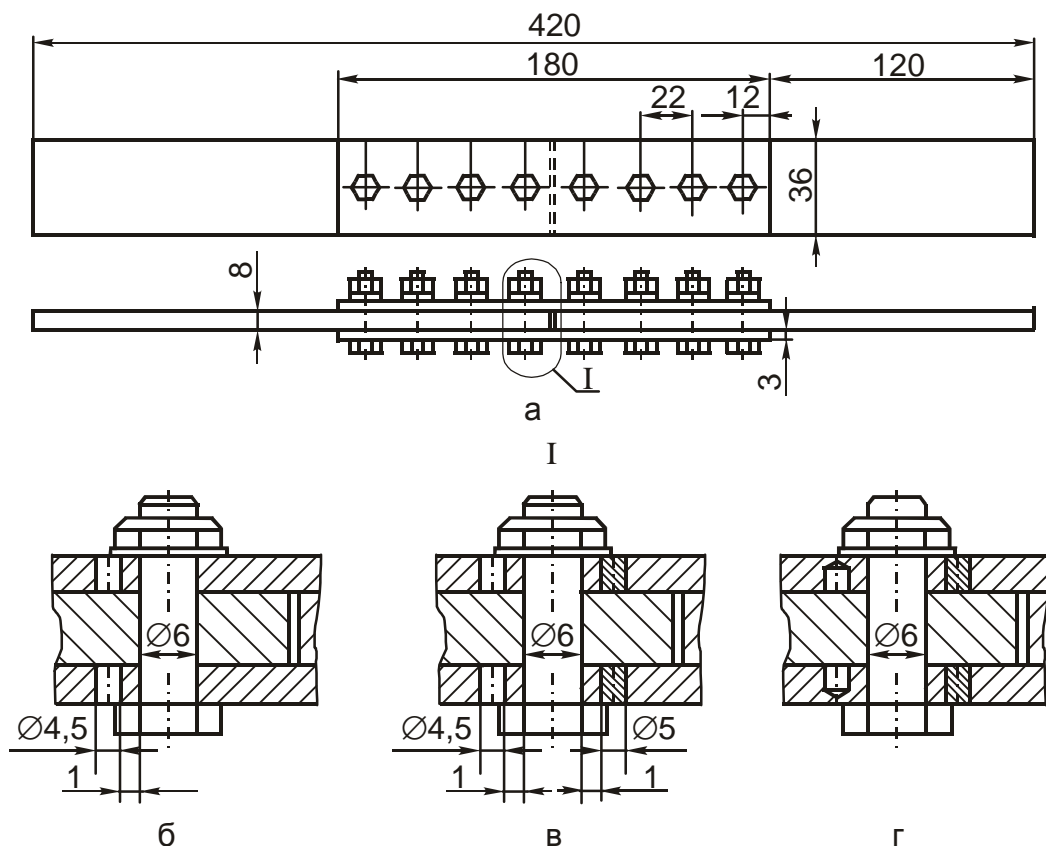


Рис. 4.14. Зразок двозрізного чотирирядного з'єднання

Виконані КРО – крізні розвантажувальні отвори – мали такі геометричні параметри: $C_p = 1$ мм ($\bar{C}_p = 0,167$); $d_p = 4,5$ мм ($\bar{d}_p = 0,75$). Передні розвантажувальні отвори $d_p = 5$ мм ($\bar{d}_p = 0,83$) і $C_p = 1$ мм ($\bar{C}_p = 0,167$). Для заповнення отворів використовували заклепки згідно з ОСТУ 1,34040-79 з подальшим їх клепаанням, фрезеруванням заставної та замикаючої головок.

Для складання зразків використовували болти згідно з нормаллю 5009А-6-24, посадка болтів – Н7/р6, затягування болтів $M_s = 8$ Нм. Для складання ДЧЗ із КРО та без них використовували болти згідно з нормаллю ОСТ 1.11856-77, встановлювані в отвори з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$.

Всі типи зразків випробувані на гідравлічній машині ЦДМ-10ПУ з частотою циклічного навантаження $f = 12,5$ Гц.

Зразки випробувані на трьох рівнях циклічного навантаження $P_{\max}/P_{\min} = 39290/7850, 31350/6250, 20600/4100$ Н/Н або $\sigma_{\max 0} = 168, 134, 88$ МПа.

Криві циклічної довговічності зразків показані на рис. 4.15.

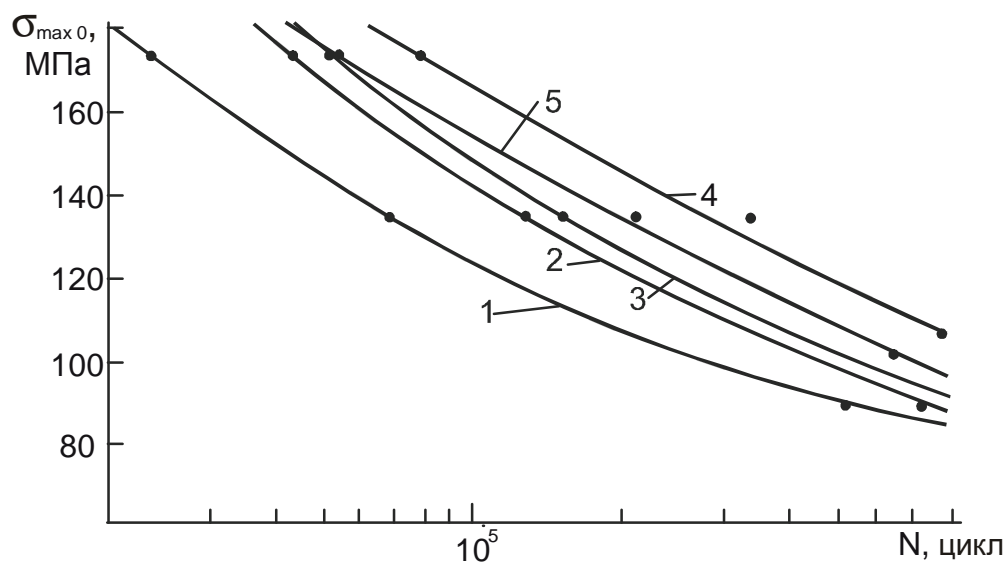


Рис. 4.15. Результати втомних випробувань зразків: 1 – без розвантажувальних отворів; 2 – з одностороннім КРО; 3 – з двостороннім КРО, переднє РО заповнено розклепаною заклепкою; 4 – одностороннє КРО, болти з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$; 5 – без розвантажувальних отворів, натяг болтів $\Delta_n = 1\% d_\sigma$

Аналіз результатів утомних випробувань показує, що застосування всіх

варіантів виконання розвантажувальних отворів підвищує втомну довговічність зрізних болтових з'єднань.

Так, для чотирирядних двозрізних болтових з'єднань на рівні $\sigma_{\max 0} = 134$ МПа підвищується довговічність:

- у $\sim 1,9$ раза при двосторонніх крізних розвантажувальних отворах із заповненням ПРО розклепаною заклепкою (рис. 4.15, криві 1, 3);
- у $\sim 1,8$ раза при односторонньому крізному розвантажувальному отворі (рис. 4.15, криві 1, 2).

Таким чином, для багаторядних (з числом рядів більше трьох) болтових з'єднань рекомендується виконувати такі варіанти розвантажувальних отворів: одностороннє крізне (глухе) КРО; крізне (глухе) КРО + опресовування спереду отвору, які при мінімальному підвищенні трудомісткості збирання з'єднання забезпечують підвищення його циклічної довговічності в 1,6 – 2,0 рази.

4.4. ВИКОРИСТАННЯ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПРОКЛАДОК ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

Для підвищення довговічності болтових з'єднань багаторядності рекомендується на контактній поверхні деталей, що з'єднуються, в зоні установлення крайніх болтів приклеювати прокладки з матеріалу, міцнішого, ніж матеріал пластин, що з'єднуються (рис. 4.16). При навантаженні з'єднання приклеєна прокладка включається в сприйняття навантаження і таким чином розвантажує пластини, що з'єднуються, по перерізу, ослабленому першим рядом отворів під кріпильні елементи.

Розроблено два варіанти установлення розвантажувальних прокладок у з'єднаннях багаторядності:

1) болти першого ряду встановлені з натягом по всій товщині пакета, що з'єднується, включаючи прокладку (рис. 4.16, б, варіант Пр1);

2) болти 1 (рис. 4.16, в, варіант Пр2) встановлені із зазором в деталі 2, для яких цей ряд болтів є першим щодо навантаження, що прикладається, та з натягом

у відповідній приєднуваній деталі 3 та прокладці 4.

Для всіх конструктивних варіантів виконання з'єднання прокладка приклеєна до деталі, для якої цей ряд болтів є першим. При такому варіанті приклеювання прокладки вона збільшує площу листа, що з'єднується, по перерізу першого ряду отворів, знижуючи тим самим рівень циклічного напруження розтягування σ_e у місці вірогідного втомного руйнування листа. Установлення болта із зазором у деталі, для якої він є першим, дозволяє на експлуатаційних рівнях циклічного навантаження виключити контакт стрижня болта з тілом деталі, а навантаження з деталі на деталь передати через приклеєну прокладку, що контактує з болтом. У цьому випадку ефект від застосування прокладки слід чекати найбільший, оскільки по стінках отвору в листі відсутнє напруження зминання.

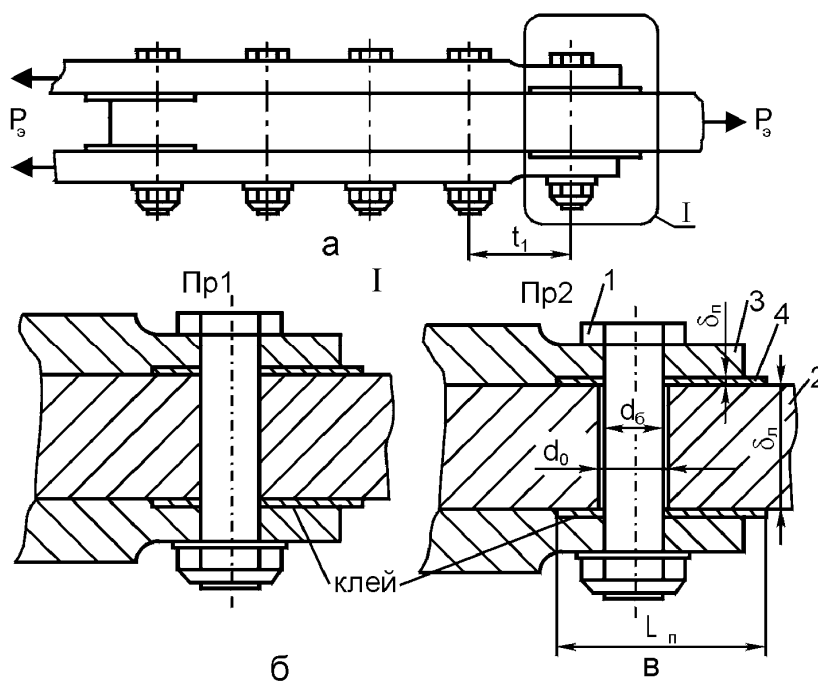


Рис. 4.16. Конструкція розвантажувальних прокладок у багаторядному з'єднанні

На рівнях навантаження, близьких до статичних руйнівних, відбувається вибір зазору між стінкою отвору та стрижнем кріпильного елемента, і болт включається в працю за традиційною схемою болтового багаторядного з'єднання.

Значення приведенного напруження з'єднання з приклеєними прокладками згідно з роботою [409] таке:

$$\sigma_{np}^{np} = K_{zm}^{np} \sigma_{zm}^{np} + K_l^{np} \sigma_l^{np} + K_i^{np} \sigma_i^{np}, \quad (4.2)$$

де K_{zm}^{np} , K_l^{np} , K_i^{np} – експериментально визначені коефіцієнти пошкоджуваності по нормальному напруженню зминання, розтягування та вигину; σ_{zm}^{np} , σ_l^{np} , σ_i^{np} – напруження зминання по стінці отвору під болт, розтягування – в листі за болтом, вигин листа – в місці тієї, що приклеїла прокладки.

Циклічна довговічність з'єднання з приклеєними прокладками така ж, як і у пластини з отворами, заповненими болтами за такою ж, як і у з'єднання, технологією їх установа:

$$\sigma_{np}^{np} = \sigma_{nl} = aN^m, \quad (4.3)$$

де a , m – експериментально визначувані константи кривої циклічної довговічності.

Для визначення геометричних параметрів прокладки необхідно знати геометричні параметри з'єднання без прокладки, що відповідають умові статичної міцності з'єднання. Подальше проектування з'єднання з прокладками ведемо методом послідовних наближень. Спочатку товщину прокладки доцільно призначити $\delta_n = 0,2 \dots 0,3 \delta_l$ з найближчої за сортаментом. Ширина прокладки знаходиться в діапазоні

$$2C_p \leq B_n \leq t. \quad (4.4)$$

Довжина прокладки визначається несучими властивостями клейового шару:

$$L_n = (K_n P_{\bar{\sigma}}) / B_n \tau_{кл}, \quad (4.5)$$

де $P_{\bar{\sigma}}$ спочатку визначають для з'єднання без прокладок.

У першому наближенні можна прийняти

$$K_n = K_{\bar{\sigma}} \frac{\delta_n E_n}{\delta_l E_l}. \quad (4.6)$$

Слід зазначити, що приклеєна прокладка впливає на розподіл зусиль по рядах болтів. Тому після попереднього визначення геометричних параметрів прокладки необхідно перерахувати розподіл навантаження по рядах болтів для з'єднання з прокладкою за методикою робіт [411,446], причому врахувати зміну жорсткості ділянки листа, до якого приклеєна прокладка:

$$a_1 = \frac{\gamma}{E_l B_l} \left[\frac{L_n}{\delta_l + K_n E_n / E_l \delta_n} + \frac{t_l - L_n}{\delta_l} \right]. \quad (4.7)$$

Після визначення зусилля на перший ряд болтів з'єднання з прокладкою одержують товщину прокладки

$$\delta_{\bar{o}} = (K_n P_{\bar{o}}) / d_{\bar{o}} \sigma_{зм}^n. \quad (4.8)$$

Застосування розвантажувальних прокладок сприяє зменшенню напружень розтягування в пластині

$$\sigma_l^{np} = \frac{P_c - P_{\bar{o}}}{B_l (\delta_l + K_n \delta_l)}, \quad (4.9)$$

зменшенню напруження зминання по стінці отвору під болт

$$\sigma_{зм}^{np} = \frac{P_{\bar{o}}}{d_{\bar{o}} (\delta_l + K_n \delta_l)}. \quad (4.10)$$

Після визначення геометричних параметрів прокладки і параметрів напруженого стану в з'єднанні розраховують циклічну довговічність з'єднання за значеннями приведених напружень (4.2), урахувавши (4.3). У випадку, якщо циклічна довговічність з'єднання менше заданої, необхідно збільшити товщину листа, що з'єднується, а при циклічній довговічності значно (на 30...50%) менше заданої – і товщину прокладки з найближчої більшої сортаментної товщини. Потім повторюють розрахунки нових параметрів прокладки та параметрів напруженого стану з'єднання згідно з (4.4) – (4.10) до досягнення циклічної довговічності з'єднання заданого значення.

Вибір геометричних параметрів прокладки типу Пр2 (див. рис. 4.16) має свої особливості. Піддатливість кріпильного зв'язку для випадку зазору між стінкою отвору і болтом визначається геометричними параметрами (товщиною) прокладки, механічними параметрами її матеріалу і несучими властивостями клейового шару. Оскільки модуль зсуву клею $G_{кл}$ на порядок менше нормального модуля пружності матеріалу прокладки та болта, то піддатливість кріпильного зв'язку для з'єднання з прокладкою Пр2 визначатиметься несучими властивостями клейового шару:

$$C_{\sigma} = 1/G_{кл} B_n . \quad (4.11)$$

Тому розрахунок розподілу зусилля по рядах болтів необхідно вести з урахуванням (4.3), визначаючи надалі геометричні параметри прокладки, параметри напруженого стану та циклічну довговічність з'єднання за виразами (4.4) – (4.10). Зазор між листом, що з'єднується, та болтом визначають із співвідношення

$$\Delta_z = \frac{d_0 - d_{\sigma}}{2} = C_{\sigma} P_{\sigma} . \quad (4.12)$$

Експериментальне дослідження ефективності розробленого способу проведено на зразках чотирирядного двозрізного болтового з'єднання (рис. 4.17). Зразок – це з'єднання встик пластин з Д16АТ л. 8,0 двосторонніми накладками з Д16АТ л. 3,0. Для збирання застосовані болти згідно з нормаллю 5009А-6-24, гайки 3373А-6, шайби 3404А-6-12-1,5. Посадка болтів – за Н9/н8, затягування болтів – $M_z = 8$ Нм.

Випробувані зразки трьох варіантів чотирирядного двозрізного болтового з'єднання: без прокладок (базовий варіант) – рис. 4.17, а; з приклеєними прокладками варіанта Пр1 – рис. 4.17, б; з прокладками при установленні крайніх болтів із зазором у тілі середньої пластини (варіант Пр2 – рис. 4.17, в).

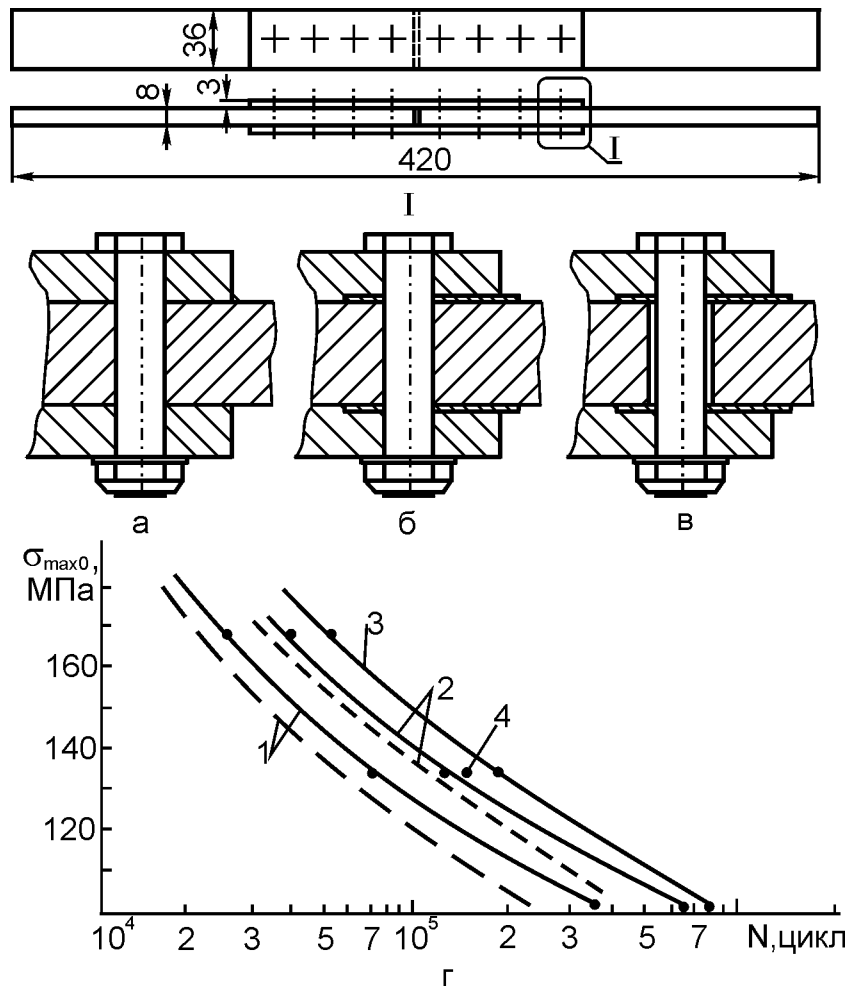


Рис. 4.17. Зразок двозрізного чотирирядного болтового з'єднання та результати втомних випробувань

Прокладки виготовлені з матеріалу 30ХГСА л. 0,5 та приклеєні до деталей, що з'єднуються, клеєм ВК-9.

Зразки випробувані на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ при частоті циклічного навантаження $f = 12,5$ Гц на трьох рівнях циклічного навантаження: $P_{\max}/P_{\min} = 39200/7850, 31350/6270, 20600/4100$ Н, що відповідає максимальному нормальному напруженню віднульового циклу навантаження $\sigma_{\max 0} = 168, 134, 88$ МПа.

На кожному рівні циклічного навантаження випробувано по п'ять зразків. Криві циклічної довговічності випробуваних зразків показані на рис. 4.17, г, де 1 – випробування базових зразків; 2 – з прокладкою Пр1; 3 – з прокладкою Пр2; 4 – з прокладкою Пр2 при коефіцієнті асиметрії циклу навантаження $R_{\sigma} = 0,5$.

Руйнування всіх зразків відбувалося по першому (внутрішньому) ряду отворів під болти накладок з'єднання.

Аналіз результатів утомних випробувань показує, що застосування розвантажувальних прокладок сприяє підвищенню циклічної довговічності зразків у 1,6 – 2,1 рази.

Розрахунок циклічної довговічності зразків проведено за методикою роботи [409] з використанням виразів (4.2), (4.3). При розрахунку використано базову криву циклічної довговічності смуги з отворами, заповненими болтами по посадці Н7/н6:

$$\sigma_{см} = 1334 N^{-0,1881}, K_{зм} = 0,089 N^{0,132}.$$

Результати розрахунку зразків з прокладками Пр1 наведені в табл. 4.1, розрахункові криві циклічної довговічності базових зразків і з прокладками Пр1 – на рис. 4.17, г (пунктирна крива).

Таблиця 4.1

Результати втомних випробувань чотирирядних двозрізних з'єднань

$\sigma_{max 0}$, МПа	P_{max0} , Н	$P_{б}$, Н	$P_{л}$, Н	$\sigma_{см}$, МПа	$\sigma_{л}$, МПа	$K_{б}$	$N_{розр}$, цикл	$N_{експ}$, цикл
168	37000	1036	2664	51	130	0,28	31100	38200
134	29500	826	2124	41	104	0,28	111200	124300
88	19400	543	1397	26,5	68	0,28	410700	570100

4.5. СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ПАНЕЛЕЙ

З ПРОФІЛЕМ РОЗНІМАННЯ

Ефективність конструктивних способів підвищення довговічності зрізних з'єднань апробовані на зразках перестиккування однострингерної панелі з профілем рознімання. Розроблення та виготовлення зразків проведено з урахуванням конструктивних, силових і технологічних особливостей поперечних

зрізних болтових з'єднань крил літаків.

Типовими елементами подібних з'єднань є обшивка панелі, стрингер, профіль рознімання (перестикувальний профіль), перестикувальні фітинги, кріпильні елементи. При розробленні конструкції зразків усіх конструктивних варіантів виконання незмінною залишалася регулярна частина однострингерної панелі – обшивка з приєднаним стрингером.

Для виготовлення обшивки використано листовий матеріал Д16Т л. 5,0, що має в місці приєднання стрингера на ширині 50 мм товщину 5 мм і механічно сфрезерований по обидві сторони полиці стрингера до товщини 3 мм. Для виготовлення стрингера використано профіль Пр315-3 з Д16Т. Ширина зразка – 120 мм, площа регулярної частини панелі – 710 мм². Перестикувальні фітинги виготовлені механічним фрезеруванням з матеріалу Д16Т.

Спроектовано та виготовлено шість варіантів конструктивного виконання зразків.

Варіант 1 (рис. 4.18). Зразок складається з профілю рознімання 1, обшивки 8 із приклепаним стрингером 7 і перестикувальних фітингів 3, 4, з'єднаних з профілем болтами 2 нормалі 5013А-6-26 та з обшивкою болтами 5 нормалі 5004А-5-20 і 5013А-6-20. Посадка болтів в отвори – за Н7/н6, затягування болтів відповідає ОСТ 1.00017-77 і дорівнює для болтів діаметром 5 мм – 5 Н·м, для болтів діаметром 6 мм – 8 Н·м.

Варіант 2 (рис. 4.19). Конструкція зразка відрізняється від конструкції зразка варіанта 1 тим, що в місцях вірогідного втомного руйнування (перші ряди болтів з'єднання) виконані двосторонні розвантажувальні отвори, передні (відносно навантаження, що діє в деталі) розвантажувальні отвори 2 в обшивці панелі виконані глухими з відкритою площиною, зверненою до стрингера та перестикувального профілю. У стиковому профілі КРО розвантажувальний отвір 3 та в обшивці отвір 1 виконані крізними. Діаметр крізних і глухих розвантажувальних отворів $d_p = 4$ мм, глибина глухого отвору $h_p = 4,5$ мм

($\bar{h}_p = 0,9$). Для заповнення отвору застосовані заклепки згідно з ОСТ 1.34040-79, після розклепування заклепки заставна та замикаюча головки сфрезеровані.

Варіант 3 (рис. 4.20). Порівняно з конструкцією зразка варіанта 1 змінено конструкцію перестикувального фітинга, який захоплює стрингер панелі тільки за ребро. Для збирання зразка застосовані болти нормалі ОСТ 1.11856-76 і ОСТ 1.11857-76 (потайні), болти встановлені в отвір з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$, затягування болтів відповідає ОСТ 1.00017-77.

Варіант 4 (рис. 4.21). Конструкція зразка відрізняється від конструкції зразка варіанта 3 тим, що в місцях вірогідного втомного руйнування (перші ряди болтів з'єднання) приклеєні розвантажувальні прокладки 1. Прокладки, виготовлені з матеріалу 30ХГСА товщиною 0,5 мм, до деталей, що з'єднуються, приклеєні клеєм ВК-9.

Варіант 5 (рис. 4.22). Конструкція зразка відрізняється від конструкції зразка варіанта 1 тим, що рівномірно змінюється жорсткість перестикувальних фітингів по їх довжині. Це дозволяє зменшити ступінь навантаженості перших рядів з'єднання. Рознесено зону включення в сприйняття навантаження ділянки перестиккування стрингера панелі з фітингом. У місцях вірогідного втомного руйнування приклеєні розвантажуючі прокладки 1, 2, 3 з матеріалу 30ХГСАЛ0,5.

Варіант 6 (рис. 4.23). З'єднання стрингерної панелі з перестикувальним профілем здійснено без перестикувальних фітингів. Для збирання з'єднання застосовані болти з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$. У місцях вірогідного втомного руйнування застосовані непотайні болти з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$ і розвантажувальні прокладки 1.

Зразки усіх варіантів конструктивного виконання випробувані на гідравлічній втомній машині МУП-50 на рівні максимального напруження віднульового циклу навантаження в регулярній частині зразка $\sigma_{\max 0} = 128$ МПа при частоті циклічного навантаження $f = 6$ Гц.

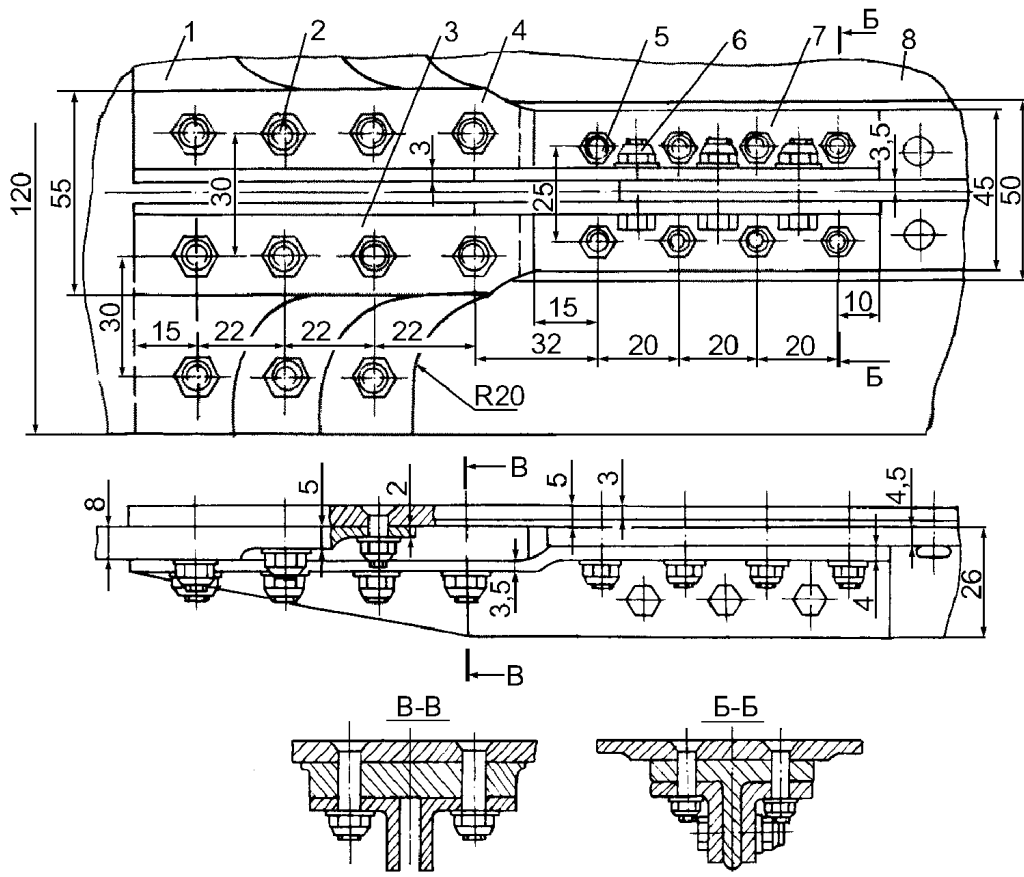


Рис. 4.18. Зразок з'єднання стрингерної панелі та профілю рознімання (варіант 1)

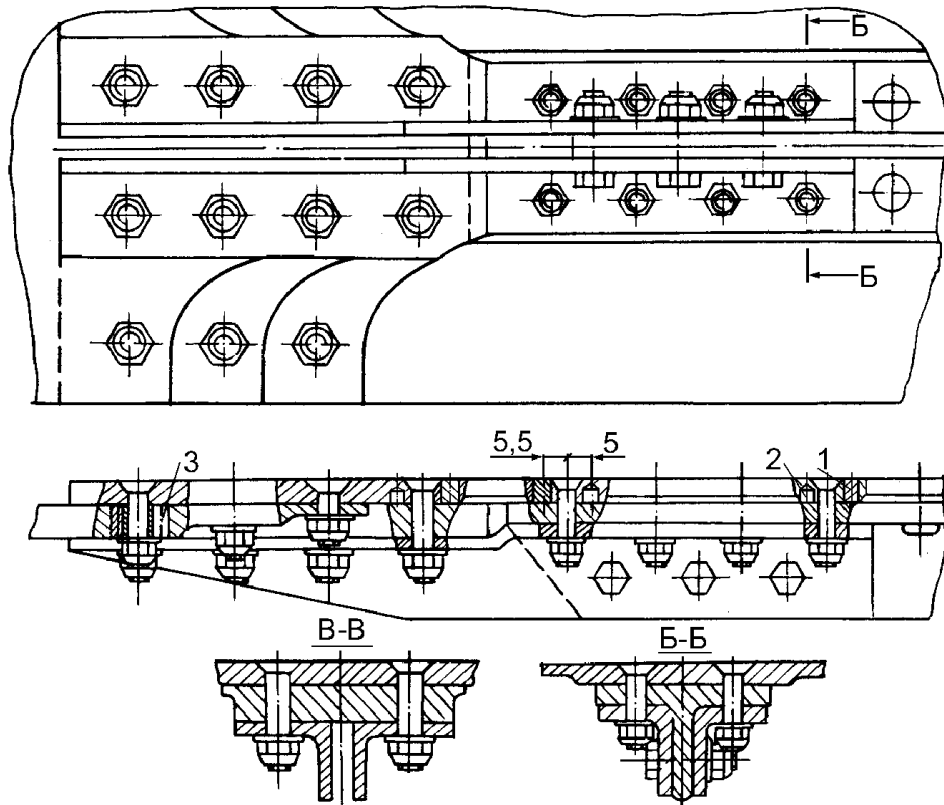


Рис. 4.19. Зразок з'єднання стрингерної панелі та профілю рознімання (варіант 2)

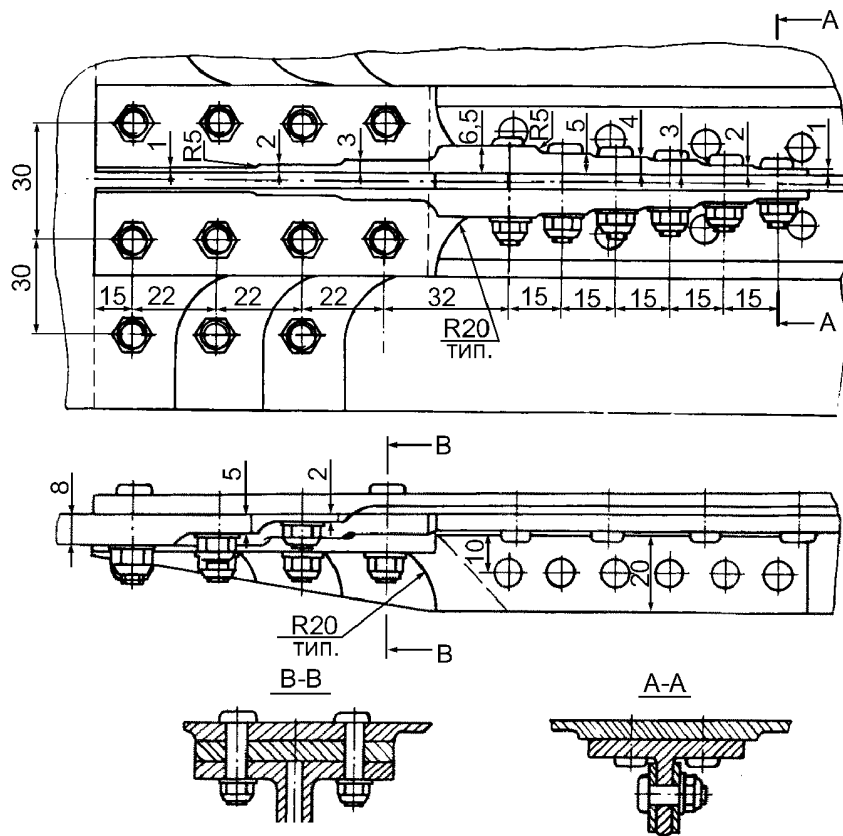


Рис. 4.20. Зразок з'єднання однострингерної панелі з профілем рознімання (варіант 3)

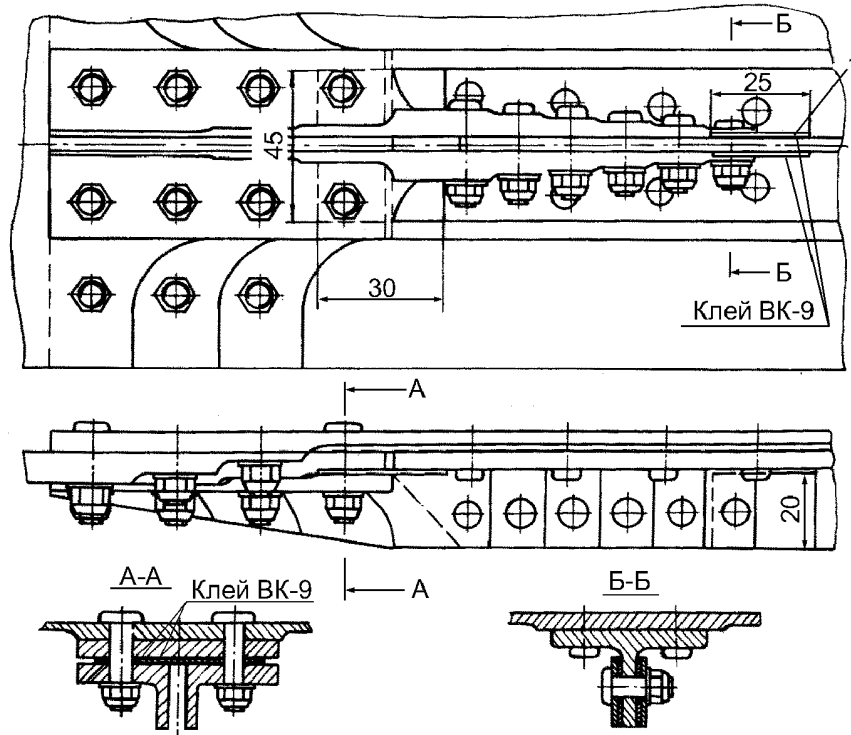


Рис. 4.21. Зразок з'єднання стрингерної панелі з профілем рознімання (варіант 4)

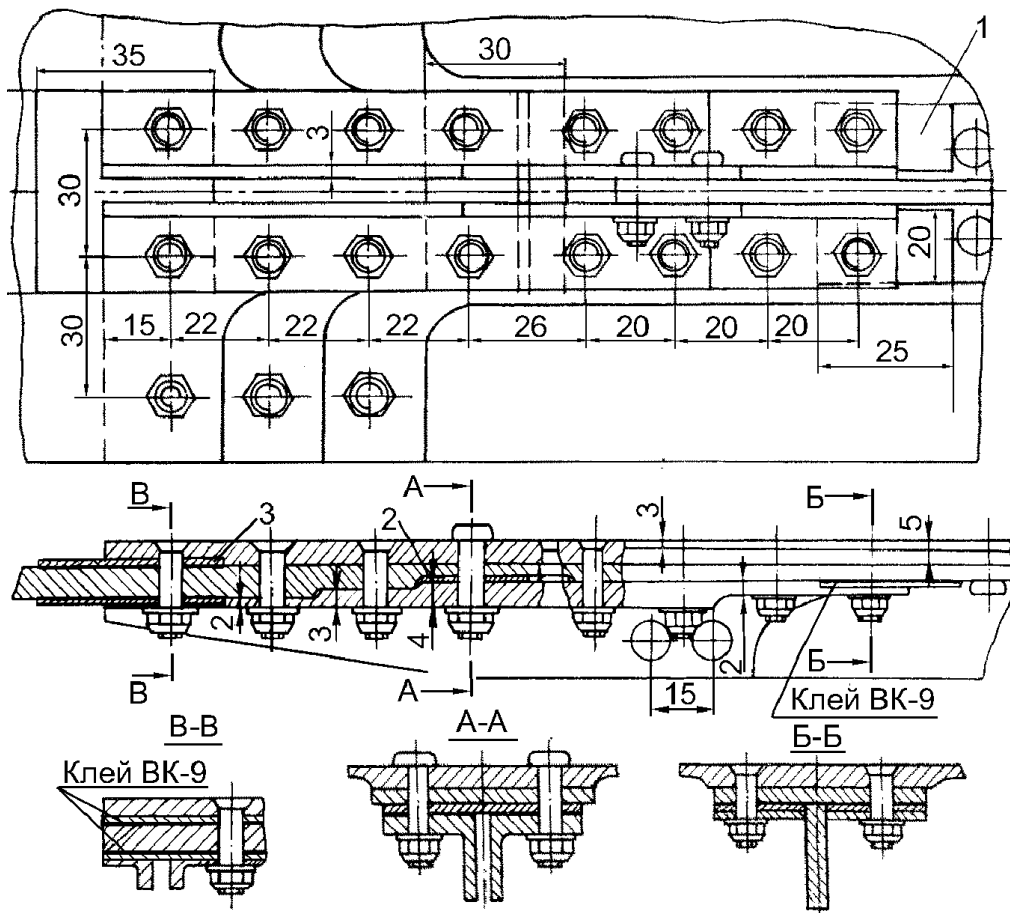


Рис. 4.22. Зразок з'єднання стрингерної панелі з профілем рознімання (варіант 5)

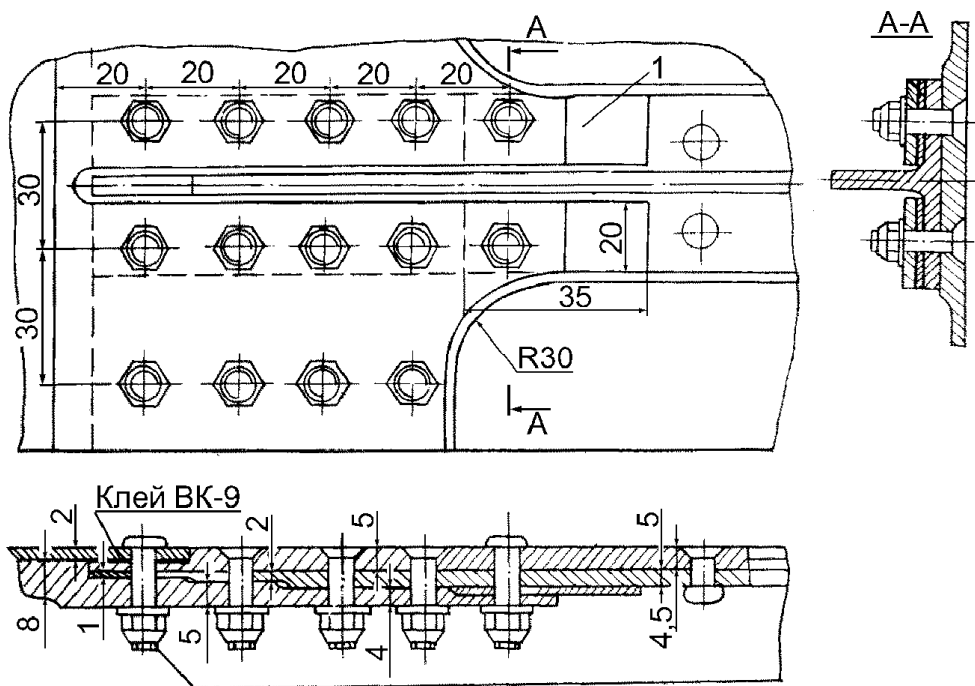


Рис. 4.23. Зразок з'єднання стрингерної панелі з профілем рознімання (варіант 6)

Випробувано по чотири зразки кожного варіанта виконання. Проведені втомні випробування виявили чотири зони втомного руйнування зразків (рис. 4.24).

Результати втомних випробувань і зони втомного руйнування зразків наведені в табл. 4.2.

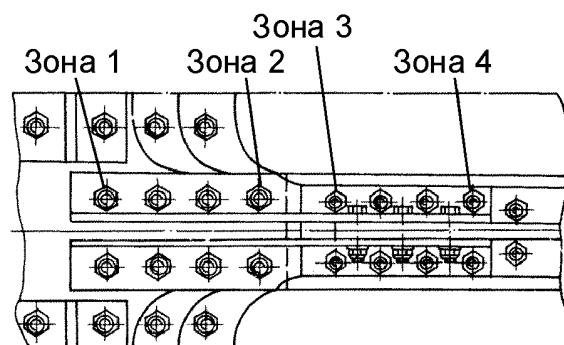


Рис. 4.24. Зони виникнення втомних тріщин

Таблиця 4.2

Результати втомних випробувань зразків

Варіант	N, цикл (зона руйнування)				$N_{сер}$	$N_{розр}^{зони 3}$	S
	Номер зразка						
	1	2	3	4			
1	63700 (1)	70600 (2)	81300 (3)	106400 (4)	78900	70200	0,0966
2	76500 (1)	98300 (2)	124700 (3)	158600 (4, 2)	114500	103300	0,1012
3	74300 (4)	89700 (4)	108300 (3)	121400 (3)	96700	88900	0,0937
4	104600 (2)	127300 (3)	160000 (2)	230200 (2)	155800	161300	0,1184
5	127100 (1)	144800 (1)	173200 (3)	210500 (2)	160900	143500	0,0852
6	240400 (1)	293100 (4)	362700 (1)	475600 (4)	332100	301100	0,1271

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що розроблені способи підвищують циклічну довговічність конструкцій місць перестиків збірної стрингерної панелі з перестиковальним профілем. Так, наприклад, виконання

двосторонніх крізних і глухих отворів у місцях вірогідного втомного руйнування (варіант 2, див. рис. 4.19) дозволило підвищити циклічну довговічність базового зразка (варіант 1, див. рис. 4.18) приблизно в 1,45 раза. Застосування в місцях вірогідного втомного руйнування конструкції розвантажувальних прокладок (варіант 4, див. рис. 4.21) дало можливість підвищити циклічну довговічність зразка аналогічної конструкції (варіант 3, див. рис. 4.20) приблизно в 1,6 раза.

Циклічна довговічність з'єднань варіантів 5 і 6 більше, ніж у з'єднань базового варіанта, приблизно у 2 та 3,8 раза відповідно.

Розрахунок напруження в зразках проведено за виразом (4.2). Як базові використані криві циклічної довговічності пластини з отворами, заповненими болтами:

– для посадок болтів за Н7/н8

$$\sigma_{nl} = 1334N^{-0,188};$$

– для посадок болтів з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$

$$\sigma_{nl} = 298N^{-0,1442}.$$

Для розрахунку використані експериментально отримані коефіцієнти пошкоджуваності:

– для посадок болтів за Н7/н8

$$K_{zm} = 0,09N^{0,13}, K_i = 0,316N^{0,024};$$

– для посадок болтів з натягом $\Delta_n = 1\% d_\sigma$

$$K_{zm} = 0,086N^{0,126}, K_i = 0,302N^{0,022}.$$

Оцінювання згинальних напружень по довжині з'єднань проведено за методикою роботи [25]. При розрахунку зразків з розвантажувальними отворами та приклеєними прокладками прийняті $K_l = 0,9$.

Результати розрахунку зразків наведені в табл. 4.2. Вони ($N_{розр}$) задовільно узгоджуються з експериментальними даними.

Ефективність з'єднання за масою панелі варіантів 5 і 6 порівнювали з базовим варіантом. Для цього розраховували масу деталей, що з'єднуються, прокладок, клею, кріпильних елементів. Отримані маси для різних варіантів:

$$M_{з.вар.1} = 840 \text{ г}, M_{з.вар.5} = 650 \text{ г}, M_{з.вар.6} = 610 \text{ г}.$$

Критерієм порівняння згаданих варіантів з'єднань була величина

$$\bar{m}_N = \frac{\Delta m}{N},$$

де N – циклічна довговічність з'єднань; $\Delta m = M_z - M_{рег}$, де M_c – абсолютна маса з'єднання; $M_{рег}$ – маса регулярної частини панелі на довжині з'єднання (як би за відсутності з'єднання).

Маса регулярної частини панелі на довжині з'єднання ($l_{з.вар.1} = 183$ мм, $l_{з.вар.5} = 177$ мм, $l_{з.вар.6} = 110$ мм, площа регулярної зони панелі $F_{рег} = 710$ мм²)

$$M_{з.вар.1} = 470 \text{ г}; M_{з.вар.5} = 358 \text{ г}; M_{з.вар.6} = 222 \text{ г}.$$

Таким чином,

$$\bar{m}_{Nвар.1} = 5,95 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}; \bar{m}_{Nвар.5} = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}; \bar{m}_{Nвар.6} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}.$$

Аналіз результатів розрахунку показує, що зі всіх запропонованих конструктивних варіантів виконання перестиккування стрингера якнайкращу масову ефективність має варіант 6 (див. рис. 4.23).

4.6. ВПЛИВ ПОЛІМЕРНИХ ЗАПОВНЮВАЧІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ОДНОЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ ВУСОПОДІБНИХ З'ЄДНАНЬ

Для забезпечення втомної довговічності та живучості зрізних болтових з'єднань поверхні деталей, які з'єднуються, повинні мати щільне прилягання одна до одної, що у великогабаритних деталях досягається механічною обробкою з подальшим шабруванням деталей перед збиранням.

Підганяння поверхонь шабрування є трудомісткою операцією, після якої

удається досягти прилягання поверхонь, що з'єднуються, не більше 70...80% величини повної зони контакту.

Наявність опуклостей поверхні деталей при збиранні приводить до появи зазорів у зоні контакту та зменшення площі контакту (ЗПК) деталей, що з'єднуються. При затягуванні болтів та установленні їх з радіальним натягом у з'єднаннях з огорожами і УПК у деталях, що стикаються, виникає згинальне напруження та збільшується концентрація контактного напруження.

При збільшенні контактного тиску та згинального напруження в процесі циклічного навантаження з'єднання збільшується інтенсивність фретинг-корозії та значно зменшується довговічність з'єднання.

Застосування серійних покриттів у вигляді анодировки та ґрунтовок типу ФЛ-086 не усуває негативного впливу фретинг-корозії і технологічних відхилень на втомну довговічність зрізних болтових з'єднань. Тому для усунення зазорів між поверхнями, що стикаються, металевих деталей та їх безпосереднього контакту по поверхнях, що з'єднуються, якісно оброблені поверхні деталей, які мають хвилястість поверхні, запропоновано покривати полімерними заповнювачами.

Для зрізних з'єднань деталей, виконаних з алюмінієвих сплавів, як компенсатори технологічних відхилень застосовують заповнювачі типу ЗП-1, ЗП-2, ЗП-2М, ЗП-3, ВЗ-27 та ін., створені на основі клеїв К4С, ВК9, ВК-27 і різних наповнювачів у вигляді двоокису титану, азбесту хризотилового, дисульфиду молібдену, рубаного скловолокна і окислу алюмінію. При цьому з'єднання можна виконувати рознімними та нерознімними [215,218].

При застосуванні заповнювачів усувається трудомістка операція шабрування, зменшується інтенсивність фретинг-корозії, підвищується довговічність. Полімерні заповнювачі також забезпечують підвищення герметичності з'єднань.

Впровадження полімерних заповнювачів забезпечить отримання значного ефекту в авіаційній промисловості.

Внаслідок того, що застосування полімерних заповнювачів типу ЗП-2 ліквідує додаткове напруження, збільшує площу контакту приблизно до 100%

поверхні елементів стику, що з'єднуються, зменшує доступ кисню та вологи з повітря, воно має суттєво понизити інтенсивність фретинг-корозії та підвищити витривалість болтових вусоподібних з'єднань, особливо при застосуванні осьового та радіального натягу болтів.

З метою експериментальної перевірки цього припущення проведені втомні випробування моделей вусоподібного з'єднання (рис. 4.25) нанесенням на анодовані поверхні полімерного заповнювача ЗП-2М.

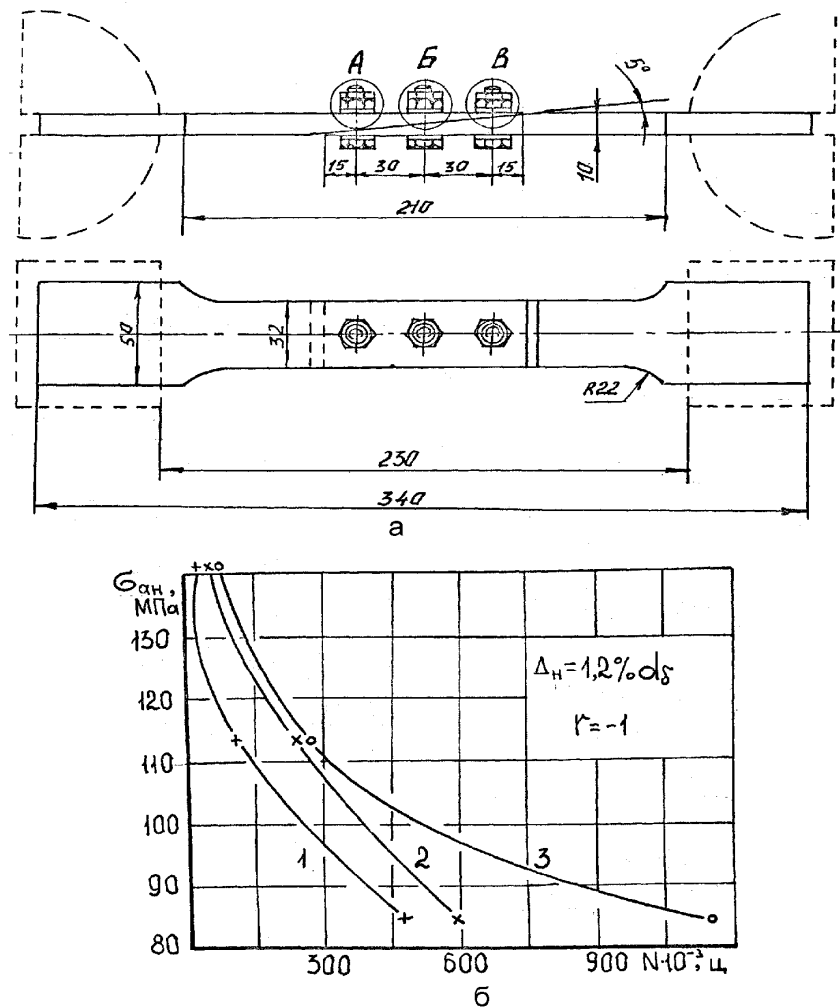


Рис. 4.25. Зразок однозрізного вусоподібного з'єднання з гладкими поверхнями, що з'єднуються, та вплив на його втомну довговічність полімерного заповнювача ЗП-2М: 1 – анодування + ФЛ-086; 2 – анодування; 3 – анодування + ЗП-2М

Як видно, при $\sigma_{an} = 141,5$ МПа полімерний заповнювач практично не впливає на витривалість вусоподібного з'єднання з радіальним натягом $\Delta_n = 1,2\% d_\sigma$.

При $\sigma_{ан} = 113$ МПа витривалість з'єднання збільшилася в 1,6 раза порівняно з витривалістю стику з покриттям «анодування + грунт ФЛ-086».

При $\sigma_{ан} = 85$ МПа застосування заповнювача ЗП-2М дозволило підвищити витривалість вусоподібного з'єднання більше ніж в 2 рази. Це пояснюється тим, що в цьому випадку заповнювач, по-перше, усуває фретинг-корозію на поверхнях, що з'єднуються, по-друге, склеюючи елементи стику, суттєво розвантажує отвори.

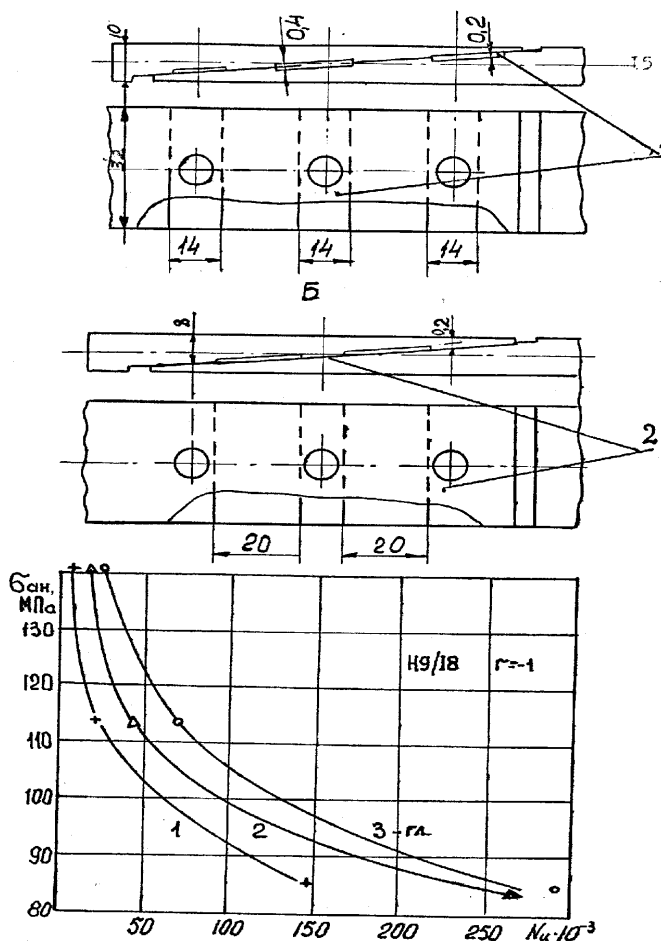


Рис. 4.26. Вплив технологічних відхилень у вигляді зазорів (1) і УПК (2) на довговічність вусоподібного з'єднання

З метою дослідження впливу полімерного заповнювача ЗП-2М на витривалість вусоподібного з'єднання з технологічними відхиленнями, що характеризуються непрямолінійністю поверхонь, що з'єднуються, проведені втомні випробування моделей вусоподібного стику із зазорами та зменшеною площею контакту (УПК) (рис. 4.26).

Зразки, як із зазорами, так і з УПК, виготовлені в двох варіантах – з ковзною посадкою болтів (Н7) і з радіальним натягом, що дорівнює $1,2\% d_{б}$.

Результати втомних випробувань вусоподібних з'єднань з технологічними відхиленнями і полімерним заповнювачем показані на рис. 4.27 і 4.28.

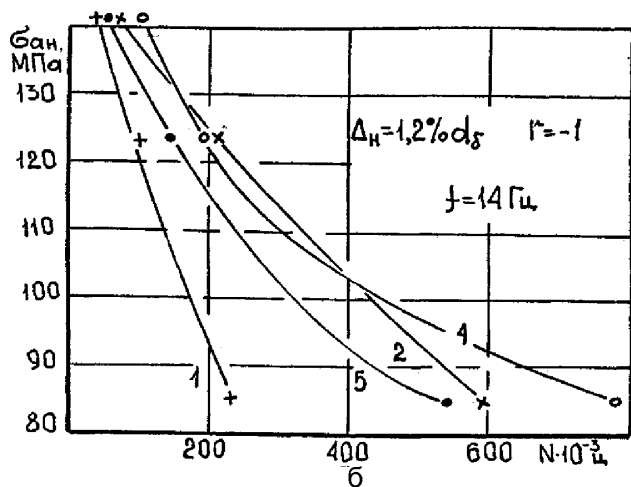
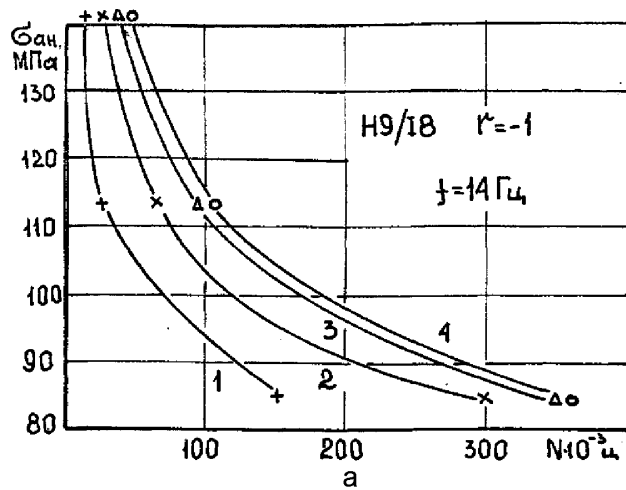


Рис. 4.27. Вплив полімерних заповнювачів на довговічність вусоподібного з'єднання при ковзаючій посадці болтів (а) та з радіальним натягом (б):

1 – із зазорами; 2 – поверхні контакту гладкі; 3 – зазори + ЗП-2; 4 – зазори + ЗП-2М; 5 – зазори + ЗП-3

На рис. 4.27 показані середні числа циклів до руйнування вусоподібного з'єднання при ковзній посадці болтів із гладкою поверхнею (крива 2), що сполучається, із зазорами (крива 1) та із зазорами при нанесенні ЗП-2 (крива 3) і ЗП-2М (крива 4). Порівнюючи криві 1 і 3, можна бачити, що полімерний заповнювач підвищив витривалість вусоподібного з'єднання із зазорами в 3,6 раза при $\sigma_{ан} = 141,5$ МПа, в 3,7 раза при $\sigma_{ан} = 113$ МПа і в 2,3 раза при

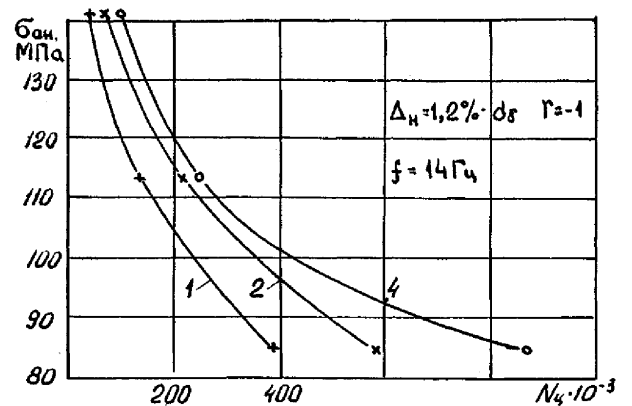
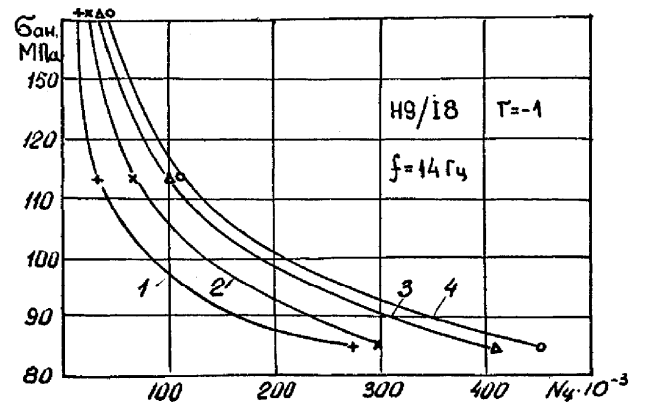


Рис. 4.28. Вплив заповнювачів на довговічність вусоподібних з'єднань:

1 – УПК; 2 – гладкі поверхні, що з'єднуються;
3 – УПК + ЗП-2;
4 – УПК + ЗП-2М

$$\sigma_{an} = 85 \text{ МПа.}$$

З порівняння кривих 2 і 4 виходить, що витривалість з'єднання із зазорами і ЗП-2М навіть декілька вище, ніж витривалість зразка з гладкою поверхнею, що сполучається. Це пояснюється декількома причинами. По-перше, ЗП-2М ліквідує фретинг-корозію, по-друге, площа контакту у разі застосування заповнювача наближається до 100 %. І особливо необхідно відзначити третю причину, яка полягає в тому, що під час збирання зразків при ковзній посадці болтів зазори, що існують між болтами та стінками отворів, заповнюються полімерним заповнювачем. Це сприятливо позначається на втомній довговічності вусоподібного з'єднання.

Результати випробувань показали, що в однозрізних вусоподібних стиках застосування заповнювачів ЗП-2 і ЗП-2М як компенсаторів технологічних відхилень є дуже ефективним.

У з'єднаннях із технологічними відхиленнями типу зазорів при посадці болтів із натягом $1,2\% d_{\sigma}$ полімерний заповнювач підвищив витривалість в 1,5 раза при $\sigma_{an} = 141,5$ МПа, в 2,1 раза при $\sigma_{an} = 113$ МПа і в 3,5 раза при $\sigma_{an} = 85$ МПа, що видно з порівняння кривих 1 і 2 (див. рис. 4.27).

Порівнюючи криві 2 і 4, можна відзначити, що витривалість стику із зазорами та ЗП-2М вище за витривалість з'єднання з гладкою поверхнею, що сполучається. Це пояснюється тим, що на витривалість суттєво впливає фретинг-корозія на поверхнях, що з'єднуються, яка за наявності заповнювача практично усувається.

Крива 4 є середніми числами циклів до руйнування зразків із зазорами, на поверхні, що з'єднуються, нанесено полімерний заповнювач ЗП-3, розроблений Сибірським філіалом НІАТ на основі клею ВК-9. Як заповнювач у ньому служить подрібнене скловолокно. Видно, що заповнювач ЗП-3 також є ефективним засобом компенсації технологічних відхилень на поверхнях вусоподібних стиків, що з'єднуються.

Застосування заповнювача ЗП-2М у стиках з УПК дозволило підвищити витривалість з'єднання при ковзній посадці болтів в 1,8 раза при $\sigma_{an} = 141,5$ МПа, в 2,5 раза при $\sigma_{an} = 113$ МПа і в 1,4 раза при $\sigma_{an} = 85$ МПа (криві 1 і 3, див. рис. 4.28). Втомна довговічність зразків з УПК і ЗП-2М також вище за витривалість з'єднань з гладкою поверхнею, що сполучається, у 1,3 – 1,5 раза.

При посадці болтів з натягом полімерний заповнювач підвищив втомну довговічність з'єднань із ВПК в 1,8 раза при $\sigma_{ан} = 141,5$ МПа, в 1,6 раза при $\sigma_{ан} = 113$ МПа і в 2,2 раза при $\sigma_{ан} = 85$ МПа (криві 1 і 2, див. рис. 4.28).

При напрузі $\sigma_{ан} = 85$ МПа довговічність з'єднання з ВПК і ЗП-2М також декілька вище за витривалість з'єднання з гладкою поверхнею, що з'єднується, без покриття (криві 2 і 3).

Аналіз зруйнованих зразків показав, що втомні тріщини беруть початок, як правило, в перерізі вздовж осі отвору. Декілька зразків руйнувалися в цих зонах на межах паза і гладкої поверхні елемента з'єднання. При великих навантаженнях руйнування відбувалося в перерізі вздовж осі отвору, при малих – у зоні дії згинального напруження, викликаного ексцентриситетом передачі зусилля від одного елемента з'єднання до іншого.

Руйнування шару полімерного заповнювача не відбувалося. Таким чином, втомні випробування показали високу ефективність полімерних заповнювачів як засоби підвищення технологічності й витривалості однозрізних вусоподібних з'єднань.

З метою дослідження можливості заміни шабрування операцією нанесення шару полімерного заповнювача ЗП-2 в з'єднаннях літака Ту-134 проведені випробування натурального вусоподібного стику, конструкція якого зображена на рис. 4.29.

Цей стик застосовують при з'єднанні полиць лонжеронів стабілізатора із силовим профілем.

Стик складається з трьох основних елементів: поясу таврового перерізу І і двох накладок (поясу лонжерона) кутикового перерізу б і 7. Кут скосу елементів з'єднання дорівнює 6° .

Елементи натурального стику виготовлені фрезеруванням з профілю ПК-11295-Д16Т. Площі прилягання по клину і вертикальній полиці у пришаброваних зразків згідно з технічними умовами становлять не менш ніж

80 % всієї площі, що з'єднується. Деталі 1, 6 і 7 анодовані.

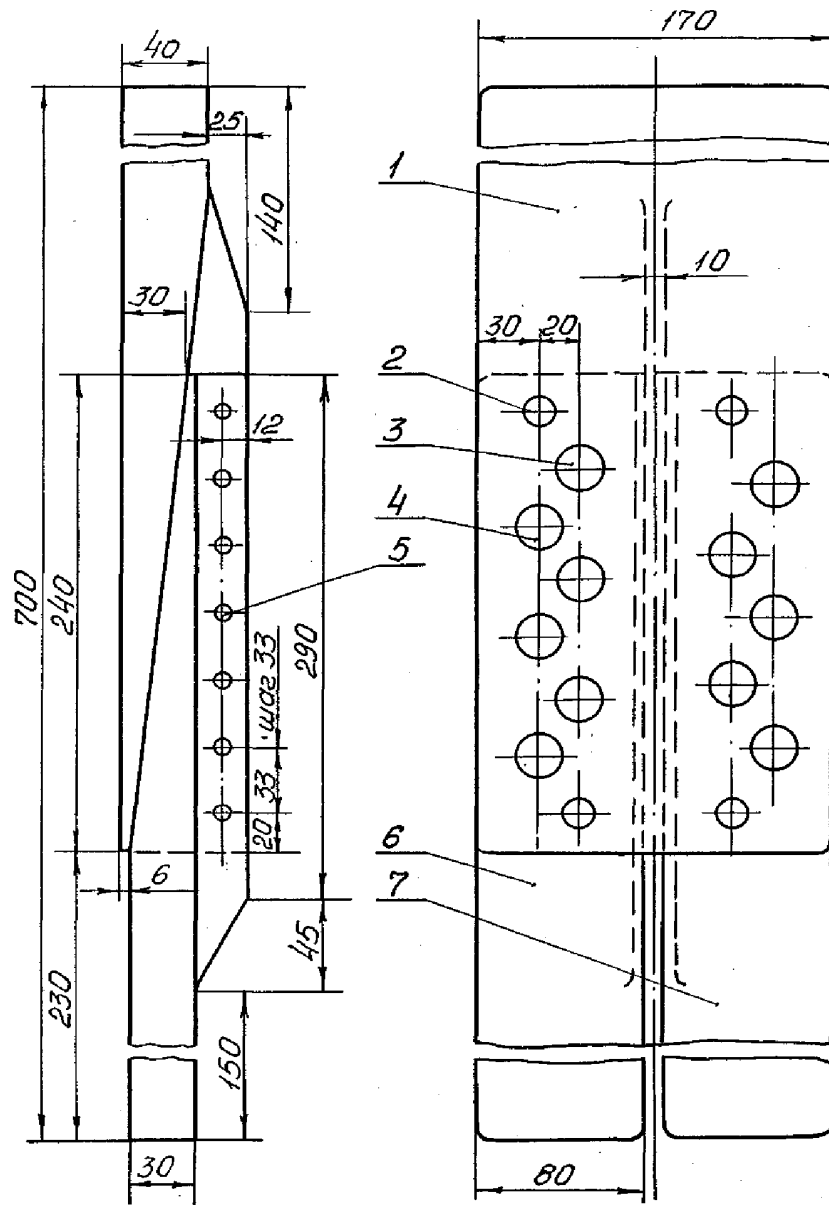


Рис. 4.29. Зразок натурального вусоподібного з'єднання

Оброблення отворів під болти і затягування гайок здійснено згідно з виробничою інструкцією 323Н0. Болти нормалі 709НС встановлені на сирому ґрунті ФЛ-086 по посадці Пл.

Полімерний заповнювач наносили номінальною товщиною 0,6 мм на поверхні нешаброваних елементів з'єднання, що з'єднуються.

Втомні випробування натурального вусоподібного стику з пришаброваними поверхнями, що з'єднуються, і з нанесенням шару полімерного заповнювача проведені на втомній машині МУП-200 з частотою 3,33 Гц при асиметричному

циклічному навантаженні з коефіцієнтом асиметрії циклу $r = 0,15$.

Стик випробуваний на двох рівнях навантаження $P_{\max}/P_{\min} = (50/7) \cdot 10^3$ і $(30/7) \cdot 10^3$ даН. Навантаження, що дорівнює $50 \cdot 10^3$ даН, відповідає половині теоретичного статичного руйнівного зусилля при розтягуванні.

Навантаження, що прикладається, відповідає номінальній напрузі $\sigma_{\max} = 109,5$ і $64,4$ МПа, $\sigma_{\min} = 63$ і 37 МПа і $\sigma_{ан} = 46,5$ і $27,4$ МПа в перерізі по першому ряду болтів в елементах стику 6 і 7.

Результати втомних випробувань натурального вусоподібного стику показані на рис. 4.30. Пряма 1 – це середні числа до руйнування стиків з пришаброваними поверхнями, пряма 2 – стику з нанесенням шару заповнювача.

Як видно, внутрішньошовна компенсація технологічних відхилень у натурному вусоподібному стику не тільки не знижує довговічності з'єднання, а навпаки – підвищує її.

Це можна пояснити тим, що у разі застосування заповнювача площа контакту по поверхнях, що сполучаються, близька до 100 %, а це сприятливо позначається на витривалості вусоподібних з'єднань.

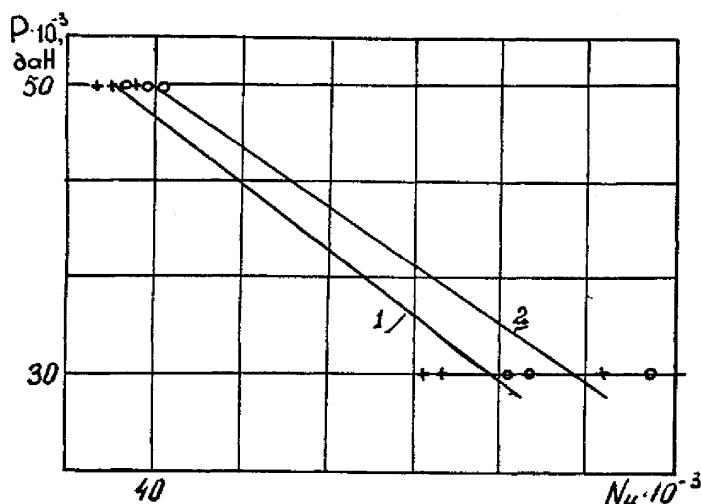


Рис. 4.30. Вплив полімерного заповнювача на втомну довговічність натурального вусоподібного стику: 1 – пришабрований стик; 2 – стик з полімерним заповнювачем ЗП-2

З іншого боку, як показав аналіз зруйнованих зразків, на поверхнях з'єднань, що сполучаються, без заповнювача розвивається інтенсивна фретинг-корозія. На

поверхнях зразків, що з'єднуються, із заповнювачем слідів фретинг-корозії практично немає.

Втомні тріщини як на зразках із заповнювачем, так і на пришаброваних стиках беруть початок у перерізі вздовж осі отвору, тобто в місці максимальної концентрації напружень. Тому усунення фретинг-корозії хоч і позитивно впливає на витривалість з'єднання, але не дуже значно.

На внутрішній поверхні отворів і на болтах фретинг-корозія розвивалася на зразках обох типів.

На відміну від плоскопаралельних зрізних з'єднань болтами з потайними головками, руйнування яких найчастіше починається з появи втомних тріщин у зоні переходу зенкованої конічної частини отвору в циліндричну, розвиток втомних тріщин у вусоподібних стиках на всіх без виключення зразках починався на поверхні, що з'єднується. Це пояснюється наявністю в однозрізних вусоподібних стиках згинального напруження, що викликано ексцентриситетом передачі зусилля з одного елемента стику на інший.

За характером втомного руйнування випробувані зразки можна розділити на три групи.

У зразках першої групи втомні тріщини брали початок на поверхні, що з'єднувалася, в перерізі вздовж осі отвору другого ряду болтів елемента 7 стику. Вони розвивалися аж до руйнування елемента. Такий характер руйнування мали 75 % зразків.

Складніше руйнувалося 19 % зразків. Спочатку втомна тріщина виникала і розвивалася вздовж осі отвору крайнього болта в ребрі елемента 1. Після досягнення певного розміру тріщина припиняла своє зростання, але виникали втомні тріщини в перерізі вздовж осі отвору другого ряду болтів елемента 1. Вони розвивалися аж до руйнування поясу.

У перерізі вздовж осі отвору першого ряду болтів (такий характер втомного руйнування є типовим для плоскопаралельних зрізних з'єднань) елемента 7 руйнувалося тільки 6 % зразків.

Видимої відмінності в характері розвитку втомних тріщин у зразках із заповнювачем і в пришаброваних стиках не виявлено.

Шар полімерного заповнювача в процесі циклічного навантаження не руйнувався. Слідів зносу шару заповнювача не виявлено. Фактично зміряна товщина шару заповнювача між поверхнями, що стикуються, становила від 0,3 до 0,5 мм.

Таким чином, експериментальні дослідження показали, що полімерні заповнювачі є цілком задовільним засобом підвищення технологічності вусоподібних зрізних стиків, що працюють в умовах циклічних навантажень.

4.7. Підвищення довговічності однозрізних з'єднань на жорсткому профілі шляхом локального потовщення накладок у зоні крайнього ряду

Проведено дослідження впливу постановки в крайні ряди болтів з триконусною потайною головкою із зазором у деталі, що формує край напустки, на довговічність з'єднання на жорсткому профілі (рис. 4.31).

Зразки виготовляли з профілю таврового перерізу Д16Т-ПР315-7 і двох пластин з листа Д16АТл5, анодованих за серійною технологією.

Пластини з профілем з'єднували кадмійованими болтами зі сталі 30ХГСА 5015А-8-26, встановленими по ковзній посадці для першого (базового) варіанта виконання стику.

По всіх рядах зразків другого варіанта виконання з'єднання встановлювали болти з триконусною потайною головкою з натягом, що дорівнює 0,8...1,2 % діаметра стрижня болта.

Отвори під болти послідовно обробляли свердлом діаметром 7,7 мм і розвертками 7,9 АЗ і 8 АЗ (8Н9). Отвори під перший ряд болтів у профілі виконували діаметром 9 мм (рис. 4.31, поз. 1, 2).

Болти з триконусною головкою запресовували із зусиллям 800 даН, після чого проводили підпресування зусиллям 2000 даН. Гайки затягували тарувальним

ключем, крутильний момент відповідав 1,3 даН·м для першого і другого варіантів виконання з'єднання і 0,3 даН·м – для болтів першого ряду другого варіанта виконання з'єднання.

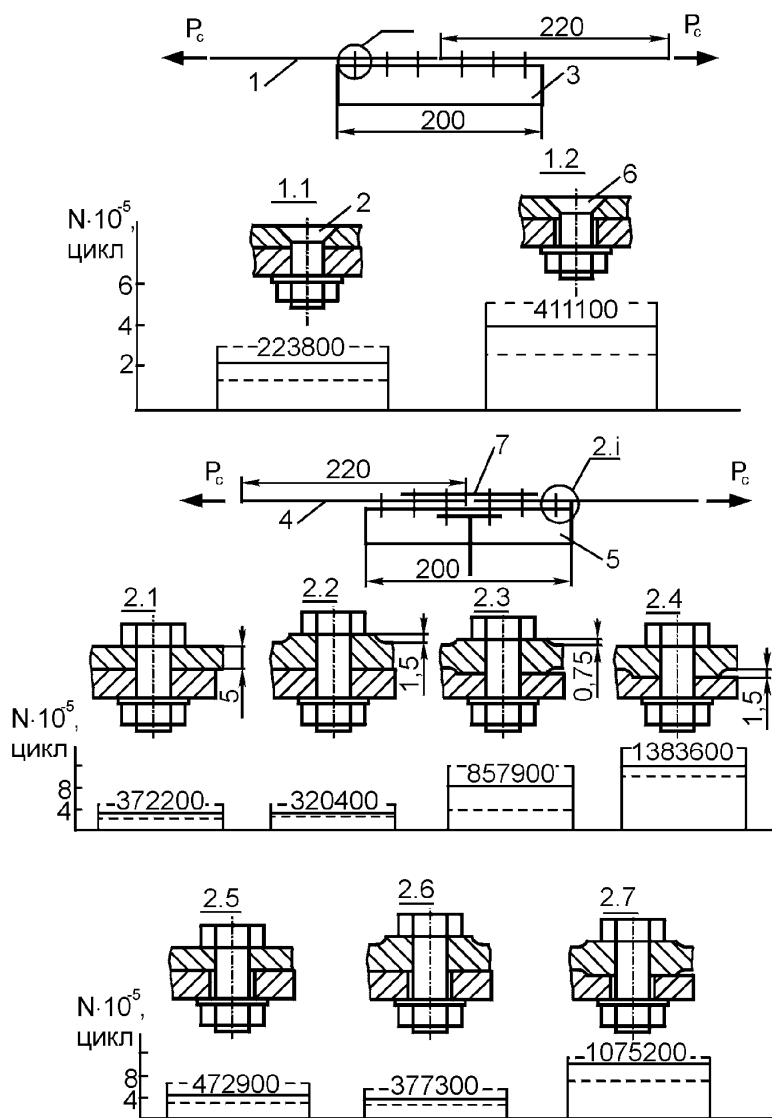


Рис. 4.31. Зразки з'єднань на жорсткому профілі: 1 – пластина з листа Д16АТл5; 2 – болт 5015-8-25; 3, 5 – профіль Д16Т-Пр315-7; 4 – пластина Д16Т; 6 – болт з триконусною потайною головою; 7 – накладка

Дані зразки руйнувалися в зоні дії згинального напруження внаслідок значного ексцентриситету передачі навантаження.

Подальше підвищення втомної довговічності болтових однорізних з'єднань

Втомні випробування проводили на одному рівні навантаження з $P_{\max} = 4000$ даН ($\sigma_p^{bp} = 125$ МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$ і частотою $f = 12$ Гц на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ (рис. 4.31).

Аналіз результатів показав, що втомна довговічність болтових з'єднань деталей з листа Д16АТл5, крайні ряди яких встановлювали із зазором у стикувальному профілі, а затягування болтів крайніх рядів виконували крутильним моментом, що дорівнює 0,3 даН·м, підвищилася порівняно з втомною довговічністю з'єднання без зазорів, затягування гайок кріпильних елементів якого виконувалося таким, що дорівнює 1,3 даН·м, у середньому в 1,9 раза.

можливе шляхом виконання місцевих потовщень пластин, що з'єднуються, на краю напустки.

Для аналізу впливу установки крайніх рядів кріпильних елементів із зазором у деталі, яка створює край напустки і має місцеве потовщення в зоні цього ряду, на втомну довговічність болтових з'єднань спроектовані зразки, що моделюють з'єднання нижніх панелей крила літака (рис. 4.31, б). Отвори під елементи кріплення свердлили і розгортали в два переходи, після чого знімали фаску і деталі, що сполучалися, знежирювали. Після устанавлення болтів по ковзаючій посадці проводили затягування гайок крутильним моментом $M_{кр} = 2$ даН·м, потім – повне розвантаження і остаточне затягування гайок до $M_{кр} = 1,3$ даН·м.

Розглядали такі варіанти конструктивного і технологічного виконання зразків з'єднання:

- базовий варіант – трирядне з'єднання з плоскими пластинами (рис. 4.31, поз. 2.1);
- варіанти виконання зразків з'єднання, що мають у районі першого ряду пластин потовщення на 1,5 мм, виконане виступаючим з верхнього боку пластини (рис. 4.31, поз. 2.2), нижньої сторони (рис. 4.31, поз. 2.4), симетрично по 0,75 мм з кожного боку (рис. 4.31, поз. 2.3);
- базовий варіант виконання зразків з'єднання і варіанти з потовщенням, в яких по першому ряду для зниження ступеня його завантаженості в профілі, що стикується, виконано радіальний зазор між стрижнями болтів і стінками отворів (рис. 4.31, поз. 2.5 – 2.7); отвори крайніх рядів у профілі, що стикується, виконували свердлом діаметром 9 мм.

Втомні випробування проведені з максимальним циклічним навантаженням $P_{\max} = 4000$ даН ($\sigma_p^{\text{бп}} = 125$ МПа), коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0,1$, частотою $f = 12$ Гц на гідравлічному пульсаторі ЦДМ-10ПУ. Випробувано по три – п'ять зразків кожного типу (див. рис. 4.31).

Аналіз результатів показав, що втомна довговічність болтових однозрізних

з'єднань може бути підвищена в середньому в 3,7 раза при виконанні потовщення всередину пакета по першому (найближчому до краю стикуючого профілю) ряду болтів, в 2,3 раза – при виконанні симетричного потовщення, в 2,9 раза – при виконанні симетричного потовщення і зазорів між стрижнями болтів першого ряду і стінками отворів у стикуючому профілі.

З'єднання у разі виконання посилення по першому ряду всередину пакета або симетрично щодо навантаженої деталі стають безпечно руйнованими, оскільки з десяти випробуваних зразків у шести руйнуванню зразка в цілому передувало руйнування накладки (табл. 4.3), яке може бути виявлено візуально. Крім того, у разі руйнування пластин по переходу радіуса за першим рядом болтів (що спостерігалось у п'яти з десяти зразків) зразок продовжував працювати (спостерігалось напруження від 24800 до 163400 циклів навантаження).

Таблиця 4.3

Результати втомних випробувань і товщина накладок зразків
болтових з'єднань на жорсткому профілі

Варіант виконання зразка	Номер зразка, цикл	δ , мм	Номер накладки, цикл
Із симетричним потовщенням (рис. 4.31, поз. 2.3)	460000	2,5...2,6	Не зруйнувався
	853300	2,5...2,6	711500
	1260300	2,5...2,6	964000
З потовщенням вниз (рис. 4.31, поз. 2.4)	1203800	2,4	700000
	1408700	2,5	Не зруйнувався
	1460400	2,85	Не зруйнувався
Із симетричним потовщенням і зазором (рис. 4.31, поз. 2.7)	1461400	2,85	
	778900	2,8	660000
	1199400	2,0	593400
	1247400	2,5...2,6	964000

4.8. ВИСНОВКИ

1. На основі методу інтегрованого проектування і досягнення довговічності, що регламентується, зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій розроблено конструкцію потайного болта з триконусною потайною головкою, що забезпечує при його постановці підвищення довговічності з'єднань з радіальним натягом в 2 – 4 рази.

2. Показано, що нанесення клею ВК-9 на поверхні деталей, що з'єднуються, зрізного з'єднання при їх збиранні за допомогою болтів з модифікованою потайною головкою забезпечує підвищення довговічності в 2 – 6 разів порівняно з довговічністю з'єднань із локальним натягом, але без застосування клею.

3. Розроблено конструктивно-технологічні способи підвищення втомної довговічності поперечних зрізних болтових з'єднань елементів планера літака шляхом розвантаження зон вірогідного втомного руйнування завдяки виконанню розвантажуючих отворів, прокладок, накладок, локального потовщення.

4. Запропоновано способи підвищення довговічності зрізних вусоподібних з'єднань.

5. Для підвищення довговічності запропоновано спосіб з'єднання деталей, який містить навантаження деталей, що з'єднуються, статичним розтягальним навантаженням, величина і напрям якого відповідають експлуатаційному навантаженню, утворення отворів у розтягнутій деталі під кріпильні елементи, постановку болтів з радіальним натягом, після якої знімають попереднє навантаження.

6. Розроблені способи з'єднання деталей забезпечують підвищення їх довговічності в 1,5 – 4 рази.

МЕТОД ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЯГНЕННЯ
РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ ЗАКЛЕПОЧНИХ
З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ
ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Метою інтегрованого проектування заклепочних з'єднань є визначення їх параметрів, розроблення конструкторської і технологічної документації для створення з'єднань, контролю їх в експлуатації і ремонту на базі розрахунково-експериментальних методів дослідження їх міцності, локального напружено-деформованого стану, опору втомі, технологічності, нових конструктивно-технологічних рішень і моделювання за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем [105, 204, 336, 355, 356, 359, 360, 375].

5.1. МЕТОД ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ ТИПОВИХ
ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Схема методу і алгоритму інтегрованого проектування і моделювання типових заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій показана на рис. 5.1.

Як початкові дані для проектування з'єднань необхідно мати: майстер-геометрію літака і його агрегатів; схему технологічного розчленовування літака і агрегатів; епюри діючих розрахункових навантажень, геометричні характеристики перерізів силових елементів у регулярній зоні конструкції; моделі типових заклепочних з'єднань силових елементів; нормативні документи (ГОСТи, ТІ, РТМи); величину заданого ресурсу регулярної зони з'єднання; характеристики опору втомі матеріалів деталей, що з'єднуються, і типових з'єднань [398].

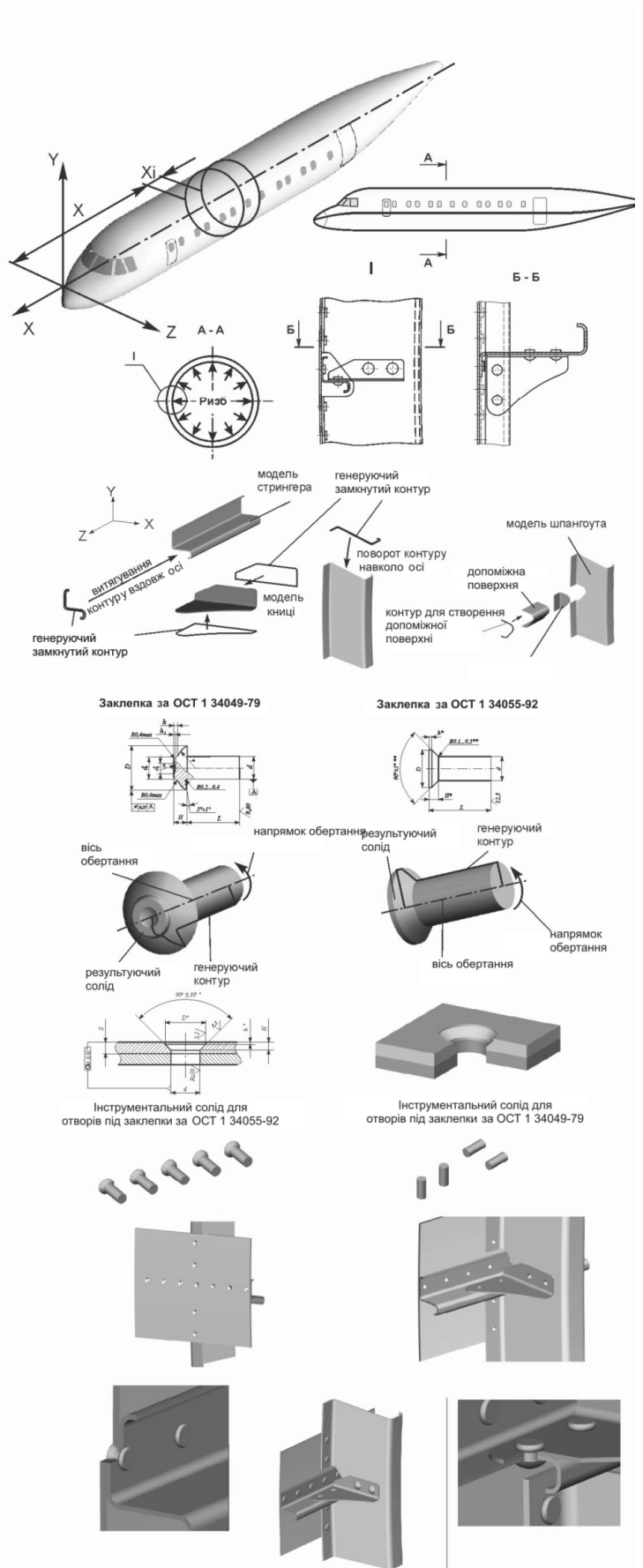
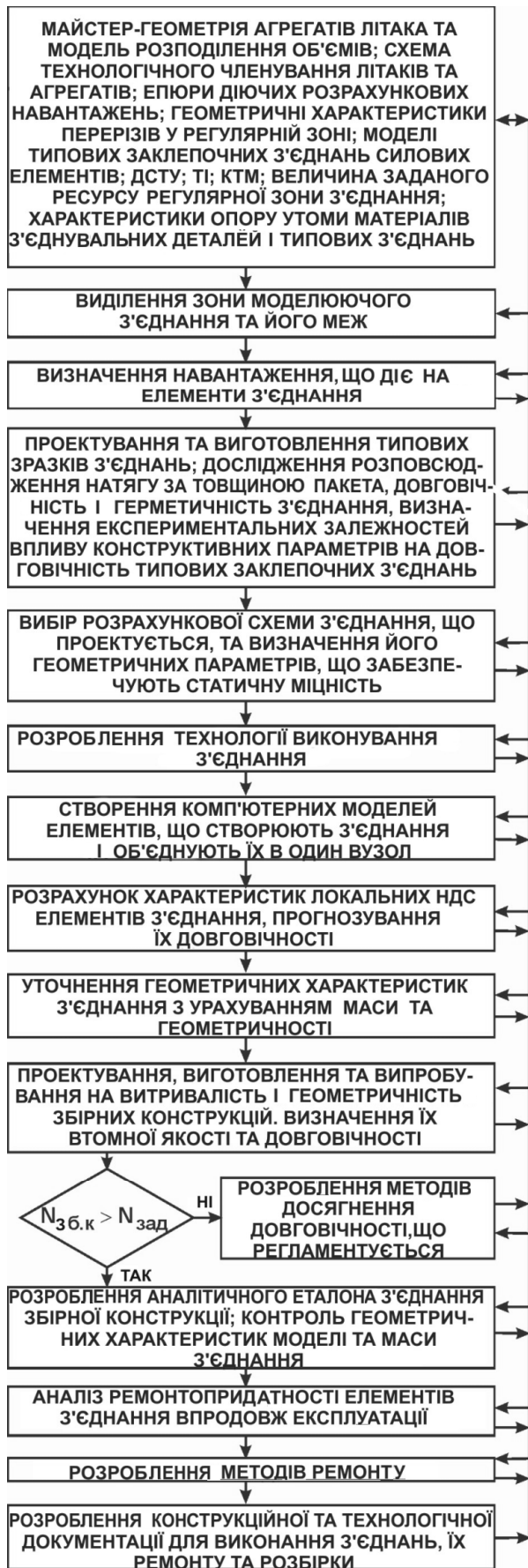


Рис. 5.1. Метод інтегрованого проектування і моделювання типових заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій

Метою проектування поперечних і поздовжніх заклепочних з'єднань силових елементів планера при заданих рівнях руйнуючих і експлуатаційних навантажень є визначення параметрів цих з'єднань, що забезпечують виконання заданих вимог при мінімальних витратах маси деталей з'єднання.

Розглянемо технологію створення твердотільних моделей типових заклепочних з'єднань на прикладі з'єднань циліндричного відсіку фюзеляжу пасажирського літака, зокрема, поздовжнє з'єднання в місці кріплення шпангоута із стрингером за допомогою книці. Побудову моделі вузла виконуватимемо в модулі твердотільного моделювання системи UNIGRAPHICS [58].

Перед створенням моделі необхідно:

- виділити створюваний вузол із моделі поверхні агрегату (у даному випадку – фюзеляжу, рис. 5.2);
- визначити навантаження, що діють на відсік;
- створити ескіз з'єднання (рис. 5.2);
- розрахувати геометричні параметри з'єднання.

Основою для всіх побудов є теоретичний контур фюзеляжу. Елементи силового набору (шпангоути, стрингери, обшивка) створюються усередині фюзеляжу еквідистантно: спочатку – обшивка, а потім шпангоут і стрингери. Останньою виконують модель книці як елемента технологічної компенсації (теоретично отвори в шпангоуті і стрингері в місцях їх кріплення з кницею свердлять під час збирання по місцю, тим самим компенсуючи технологічні відхилення, що накопичилися під час збирання).

До особливостей даного вузла можна віднести як наявність потайних і непотайних заклепочних з'єднань, так і різну форму і спосіб виготовлення деталей, що входять у вузол.

Шпангоут і стрингер мають Z-подібні профілі (вважаємо, що шпангоут круглий). Книця виготовлена з кутика. З'єднання книці зі шпангоутом і стрингером – непотайне, з'єднання обшивки із шпангоутом і стрингером – потайне.

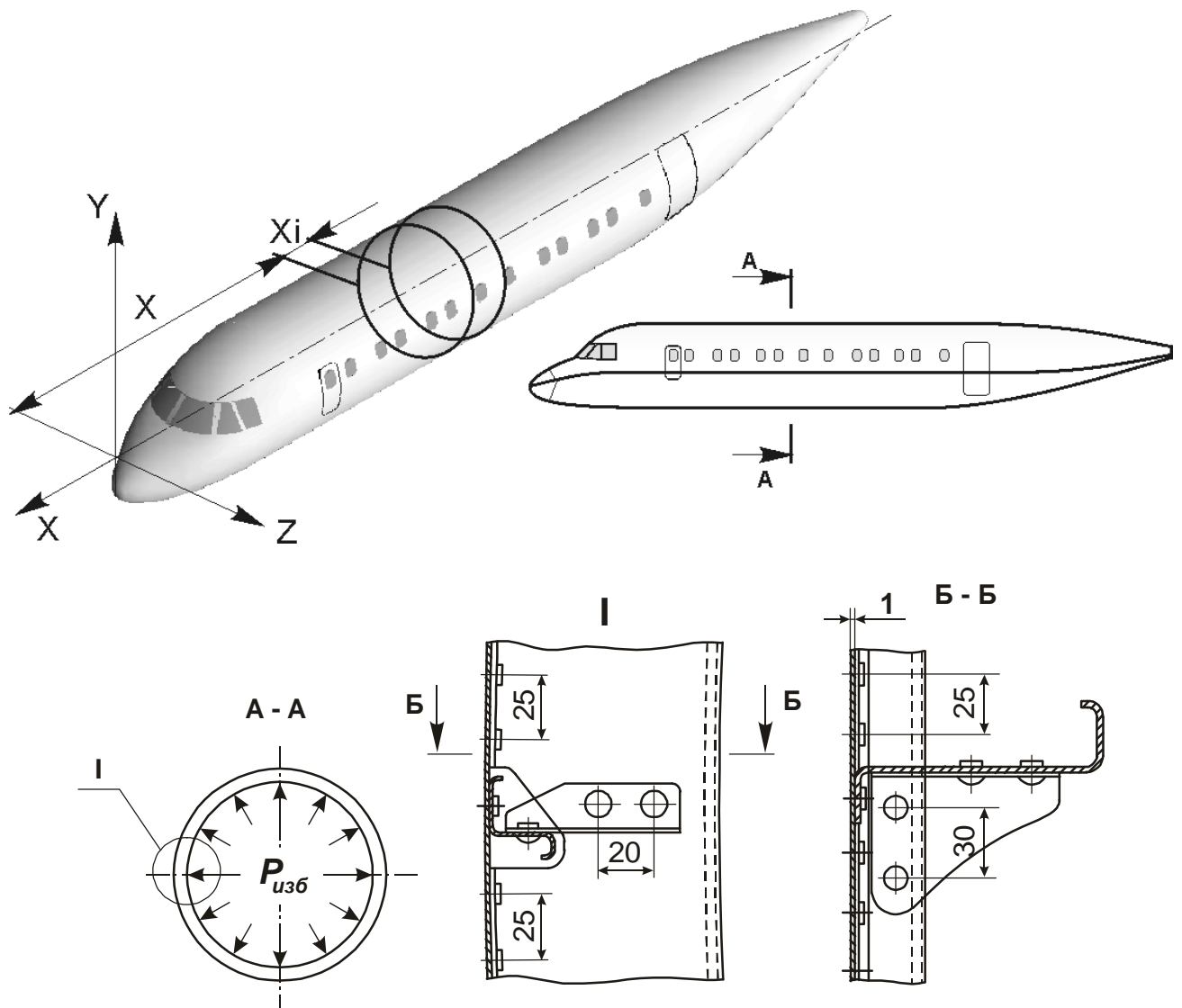


Рис. 5.2. Ескіз з'єднання

Моделювання можна розділити на декілька умовних етапів:

- створення моделей складових з'єднання (стрингера, шпангоута, книці, обшивки);
- з'єднання деталей у відсік;
- «заклепування» отворів;
- моделювання заклепок і установлення їх в отвори.

Основою для побудови моделей є набір кривих, який створюється в системі UNIGRAPHICS згідно з отриманим ескізом (див. рис. 5.2).

Побудову твердотільних моделей, що входять у вузол деталей, проводитимемо методом руху замкнутого контуру уздовж твірної кривої.

Набір кривих, що складають профіль стрингера, знаходиться в площині ХУ (рис. 5.3). Модель стрингера створюється при русі цього контуру уздовж осі Z.

Аналогічно будують модель обшивки.

При створенні моделі шпангоута генеруючий контур не протягується уздовж осі, оскільки це здійснювалося в інших деталях. Модель виходить обертанням генеруючого контуру щодо осі Z (див. рис. 5.3).

Наступною операцією для створення моделі шпангоута буде отримання вирізу для стрингера. Щоб зробити виріз, необхідно побудувати допоміжну поверхню, яка створюється по контуру вирізу (рис. 5.4).

Потім модель шпангоута ділять отриманою поверхнею на дві частини і непотрібну частину віддаляють.

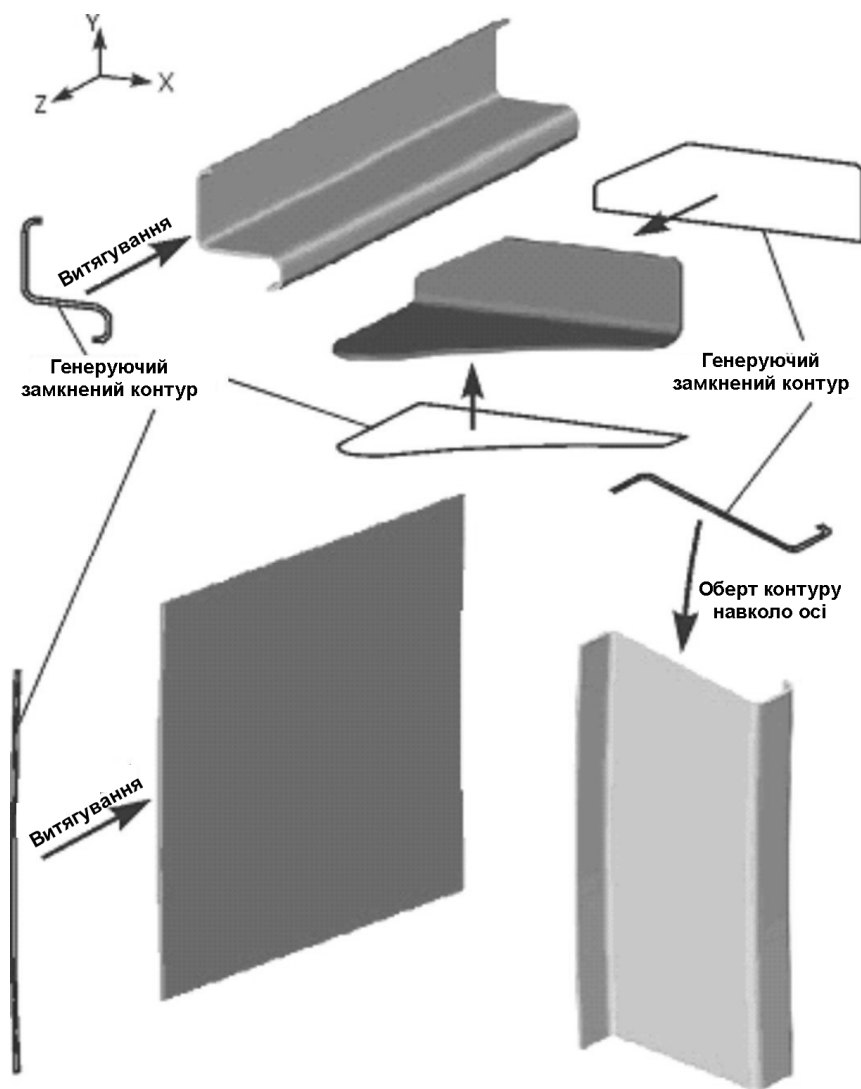


Рис. 5.3. Створення моделей деталей, що складають відсік

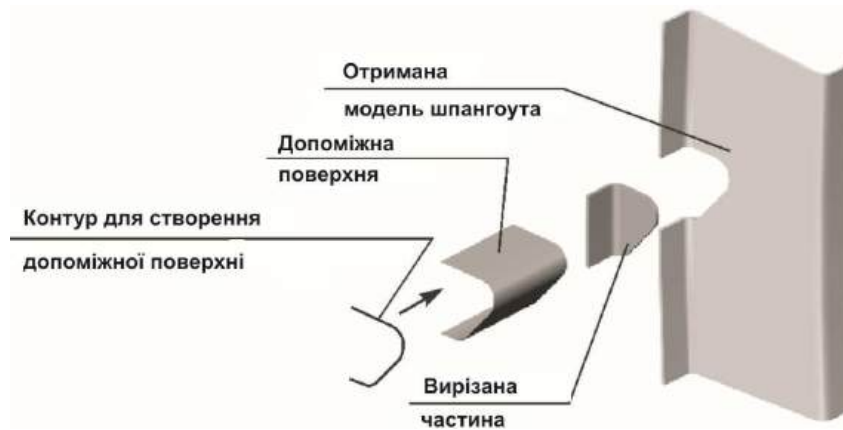


Рис. 5.4. Отримання вирізу в моделі шпангоута

Модель книці можна отримати двома способами:

- побудувати модель куточка так, як будувалася модель, наприклад стрингера, а потім обрізати вертикальну і горизонтальну площини куточка так, щоб вийшла модель книці;
- створити окремо моделі вертикальної і горизонтальної площин книці, з'єднати їх і зробити округлення між поверхнями потрібного радіуса.

Скористаємося другим способом, оскільки в ньому виключено більш трудомістку операцію вирізування. Таким чином, спочатку протягуємо вертикальний і горизонтальний контури уздовж осей Y і Z відповідно, потім з'єднуємо отримані соліди і округляємо грань між ними відповідним радіусом.

Наступним кроком у побудові моделі відсіку є з'єднання всіх деталей в єдиний відсік, що можна здійснити за допомогою функції *transformation* (всі соліди створюються в єдиній системі координат, тому просторова ув'язка солідів не становить труднощів).

Для отримання остаточної моделі необхідно виконати отвори і вставити в них заклепки.

5.1.1. Моделювання заклепок

На рис. 5.5 і 5.6 показані заклепки, вживані в створюваному вузлі: на рис. 5.5 – заклепка для непотайних з'єднань (у даному вузлі це з'єднання книці із стрингером і шпангоутом), а на рис. 5.6 – заклепка з потайною заставною

головкою для з'єднання обшивки із стрингером і обшивками зі шпангоутом. Цифрами на рисунках позначені: 1 – стрижень заклепки; 2 – компенсатор; 3 – заставна головка.

Моделювання заклепок здійснюється шляхом обертання генеруючого контуру навколо осі заклепки (контур будують за кресленням заклепки).

Слід зазначити, що модель заклепки, зроблена за кресленням (рис. 5.5 – 5.7), не збігається з моделлю заклепки в з'єднанні з таких причин:

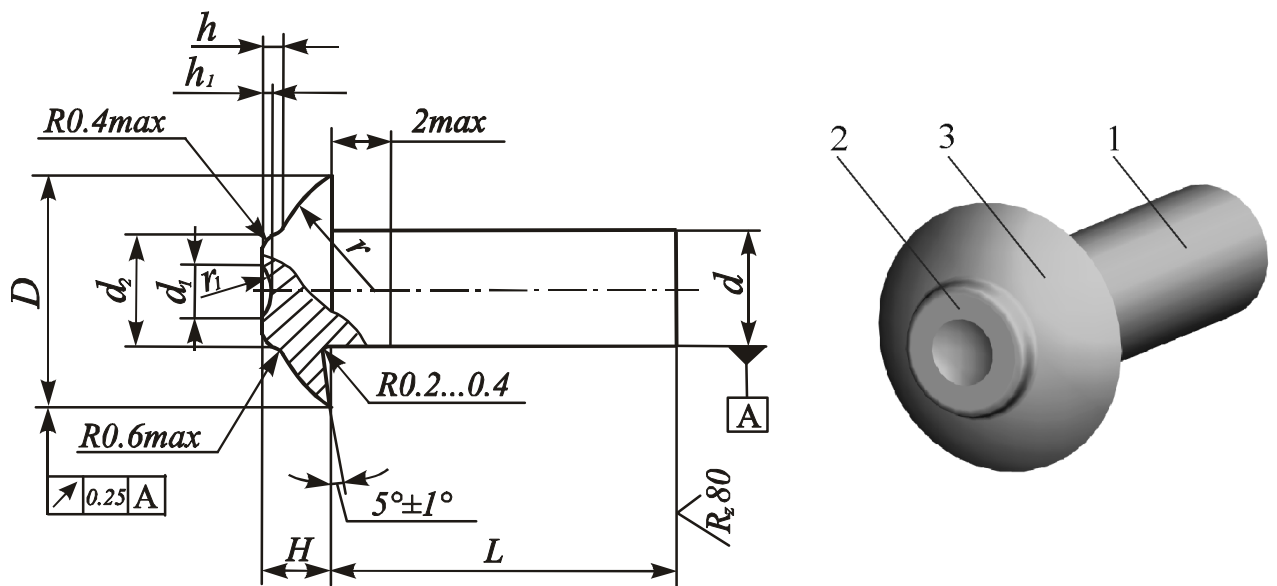


Рис. 5.5. Заклепка з плоскокругленою головкою і компенсатором за ОСТ 1 34040-79

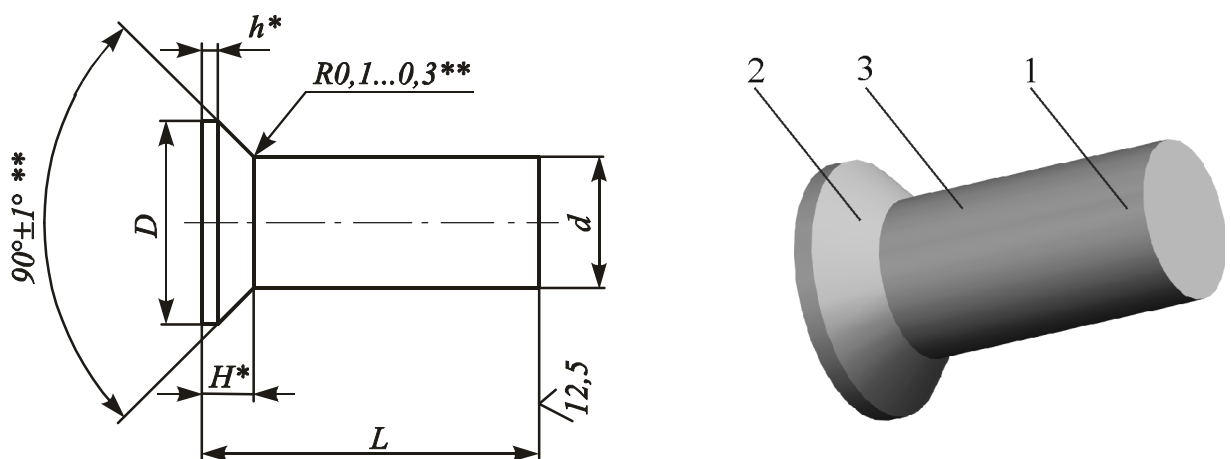


Рис. 5.6. Заклепка з потайною заставною головкою і циліндричним компенсатором за ОСТ 1 34055-92

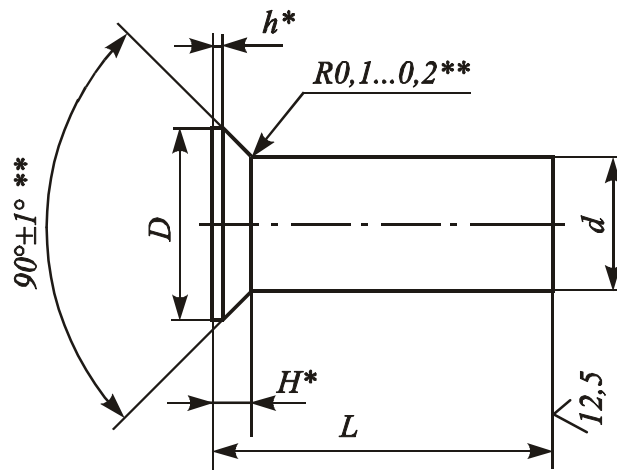


Рис. 5.7. Закlepка із зменшеною висотою потайної заставної головки і циліндричним компенсатором за АНУ 0314

1. При клепанні змінюється форма заставної головки, оскільки компенсатор розклепується.
2. Деформується стрижень заклепки (діаметр стрижня на 0,05 мм менше діаметра гнізда) і створюється натяг у з'єднанні.
3. Формується замикаюча головка заклепки, яка має свою, бочкоподібну, форму, діаметр і висоту.

Отвір під заклепки за ОСТ 1 34055-92 передбачає два виконання: для товстих і тонших обшивок (рис. 5.8, 5.9). Для клепання більш товстих обшивок гніздо має циліндричну частину, для клепання тонких обшивок циліндрична частина не виготовляється.

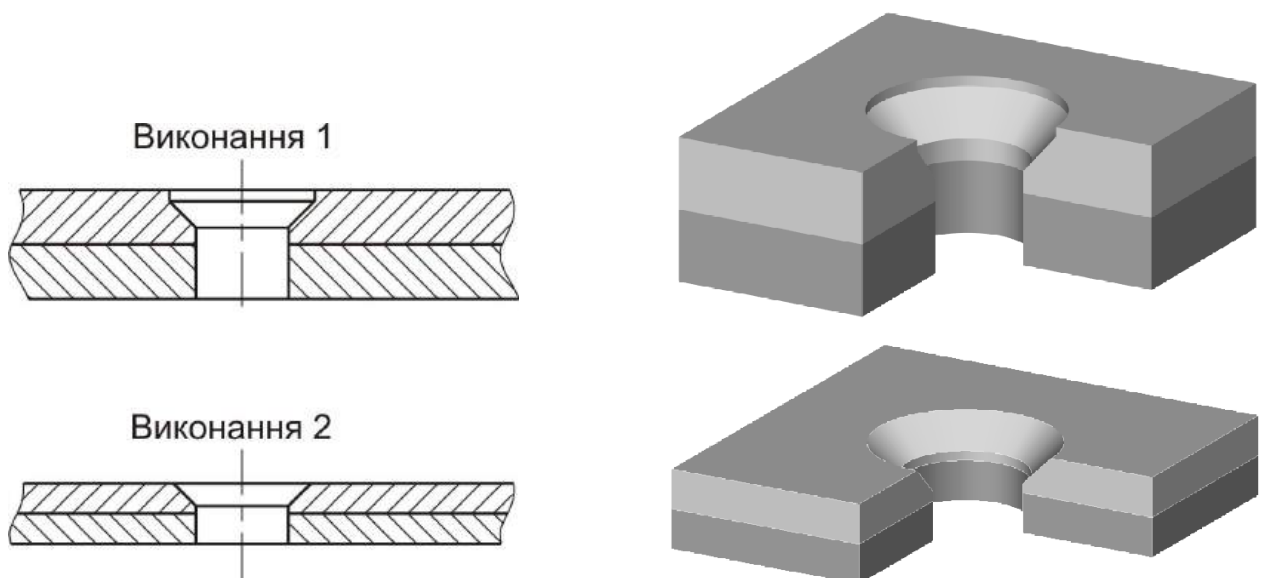


Рис. 5.8. Отвори під заклепки за ОСТ 1 34055-92

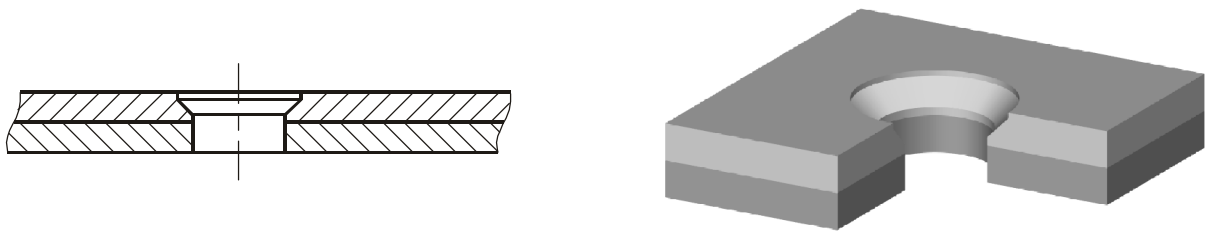


Рис. 5.9. Отвори під заклепки за АНУ 0314

При установленні заклепок в отвори за першим виконанням заклепку ставлять з натягом до клепаання по циліндричній частині гнізда, а потім, після клепаання, утворюється натяг вздовж всієї товщини пакета.

У разі клепаання за другим виконанням виступаюча частина компенсатора підлягає фрезеруванню після клепаання (рис. 5.10). Допускається виступання заставної потайної головки не більше ніж на 0,05 мм. Подібний спосіб отримання потайного з'єднання (з фрезеруванням головок після клепаання) має ряд недоліків:

- порушується герметичність з'єднання;
- зменшується натяг у з'єднанні;
- при фрезеруванні на обшивці з'являються подряпини, які зменшують ресурс як з'єднання, так і літака в цілому;
- при фрезеруванні деформується тіло заклепки і з'являється ексцентриситет у прикладенні навантаження, що також знижує ресурс конструкції.

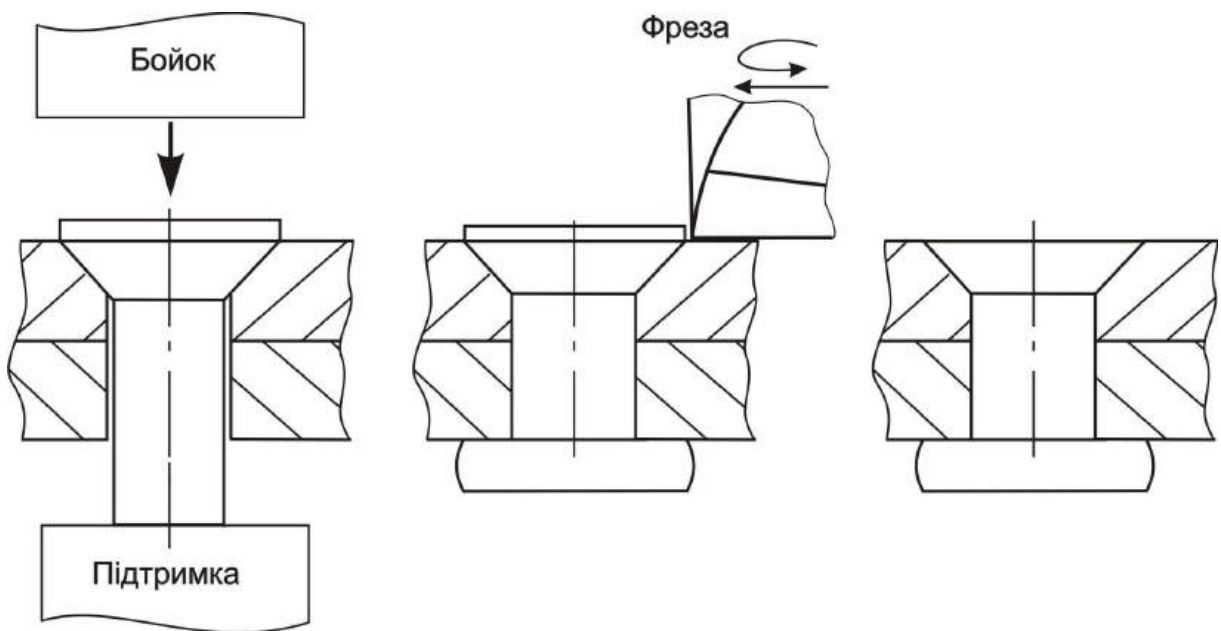


Рис. 5.10. Схема утворення заклепочного з'єднання при клепанні тонких обшивок заклепками за ОСТ 1 34055-92

У Харківському авіаційному інституті розроблені заклепки із зменшеною висотою заставної головки і циліндричним компенсатором (див. рис. 5.7) для клепаання потайних з'єднань з тонкими обшивками (можливе застосування обшивок із товщиною менше одного міліметра), в яких компенсатор розрахований таким чином, що після клепаання не потрібно фрезерувати заставні головки, а отвір під ці заклепки має циліндричну частину (див. рис. 5.9), що підвищує довговічність і герметичність. Схема утворення заклепочного з'єднання при клепанні тонких обшивок заклепками за АНУ 0314 показана на рис. 5.11.

При клепанні заклепками за ОСТ 1 34040-79 компенсатор «йде» в тіло заклепки, і при правильно підбраному режимі клепаання заставна головка набуває форми частини сфери, тобто сегмента (рис. 5.12).

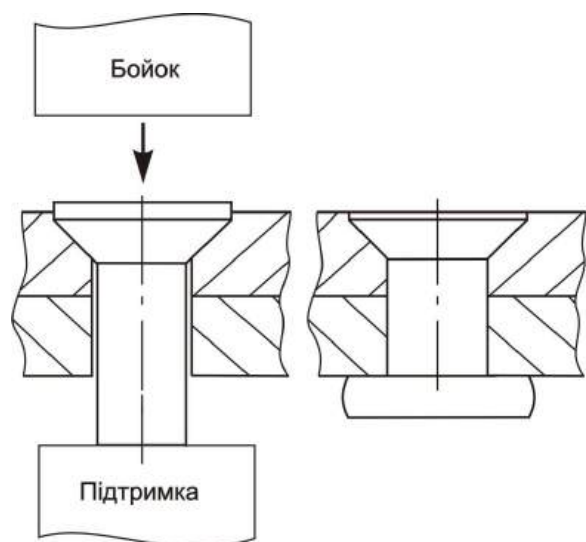


Рис. 5.11. Схема утворення заклепочного з'єднання при клепанні тонких обшивок заклепками за АНУ 0314

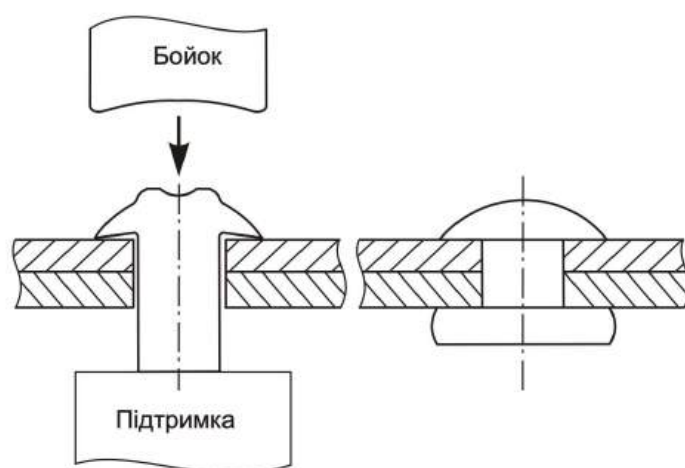


Рис. 5.12. Схема утворення заклепочного з'єднання при клепанні заклепками за ОСТ 1 34040-79

Після створення моделей заклепки поміщають у файл з уже створеним відсіком і за допомогою копіювання створюють необхідну кількість моделей заклепок у місцях, показаних на кресленні.

Для загального вигляду з'єднання отвору можна і не робити (адже візуально не видно те, що під заклепкою), але для відпрацювання створення заклепочних з'єднань і для подальшого використання моделі з'єднання в модулях САМ і САЕ

це необхідно.

Отвори під непотайні заклепки створюють за допомогою функції hole (задаємо діаметр отвору і точку центру отвору). Отримане з'єднання зі вставленою заклепкою показано на рис. 5.13.

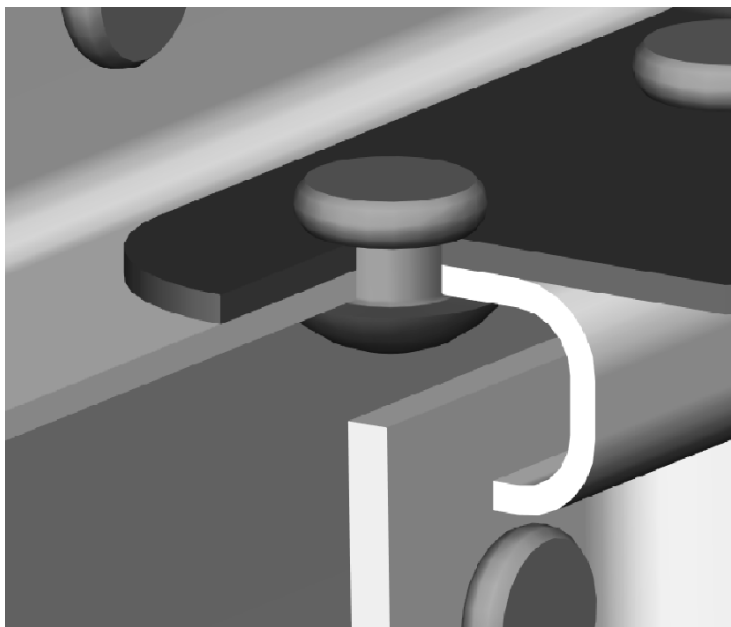


Рис. 5.13. З'єднання кінці зі стрингером

Іншим способом отримання отворів під заклепки є віднімання з моделі деталі інструментального соліда – копії гнізда під заклепку. Очевидно, що інструментальним солідом для створення отворів під непотайну заклепку служить циліндр (рис. 5.14).

Для виготовлення отвору під потайні заклепки застосовують інструментальний солід іншого вигляду (рис. 5.15).

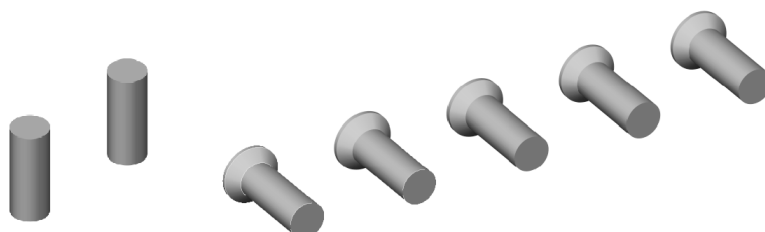


Рис. 5.14. Інструментальні соліди для непотайних заклепок

Рис. 5.15. Інструментальні соліди для потайних заклепок

Інструментальні соліди створюють таким же чином, як і моделі заклепок, різниця полягає в тому, що для інструментальних солідів генеруючий контур потрібно взяти з креслення отворів під заклепки (див. рис. 5.8, 5.9).

Після віднімання з моделей деталей інструментальних солідів отримаємо модель з'єднання без заклепок (рис. 5.16).

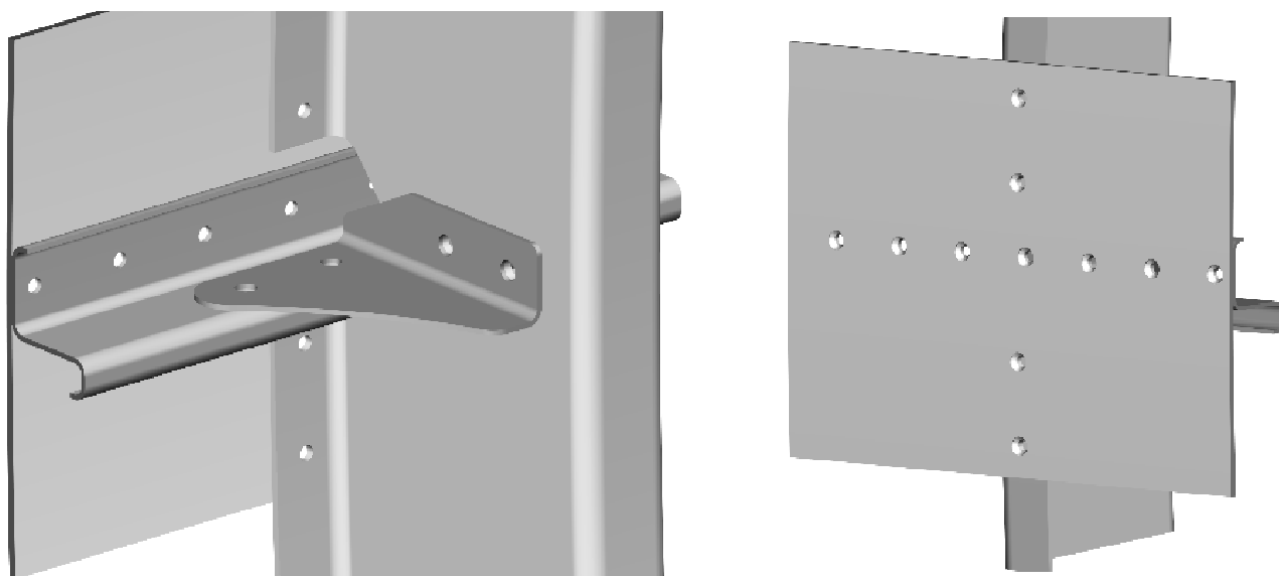


Рис. 5.16. Модель з'єднання без заклепок

Тепер необхідно вставити заклепки в отвори, що можна зробити, якщо помістити створені моделі заклепок в отримані отвори, створюючи при цьому замикаючі головки заклепок. Модель заклепочного з'єднання готова (рис. 5.17).

Таким чином, отримано декілька деталей, пов'язаних між собою з мінімальними похибками. З моделі з'єднання можна витягнути будь-яку з вхідних у нього деталей, за допомогою модуля САМ отримати програму для її виготовлення, а використовуючи модуль САЕ, отримати характеристики з'єднання при навантаженні.

За аналогічною методикою було створено і модель відсіку лонжерона транспортного літака (ескіз з'єднання показано на рис. 5.18, отримана модель – на рис. 5.19, 5.20). На рис. 5.19 цифрами позначені: 1 – верхній пояс; 2 – стінка; 3 – полиця; 4 – заклепки; 5 – нижній пояс.

У даному відсіку деталі мають складніші форми порівняно з розглянутим детально відсіком фюзеляжу – це і пояси лонжерона, і підкріплюючий стояк. Проте при створенні моделі стояка вона розбивалася на декілька частин, які після

побудови моделей кожної з них були з'єднані в одну загальну модель.

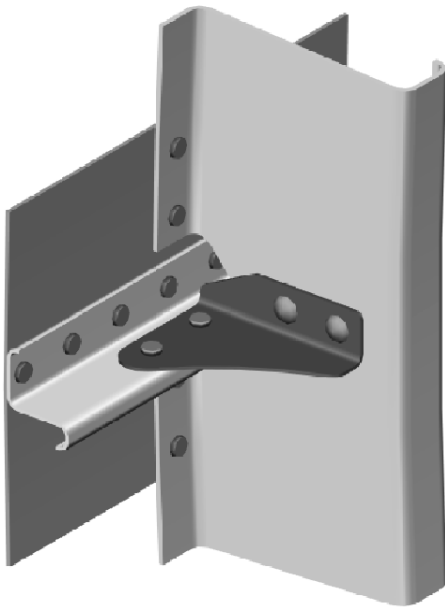


Рис. 5.17. Модель з'єднання

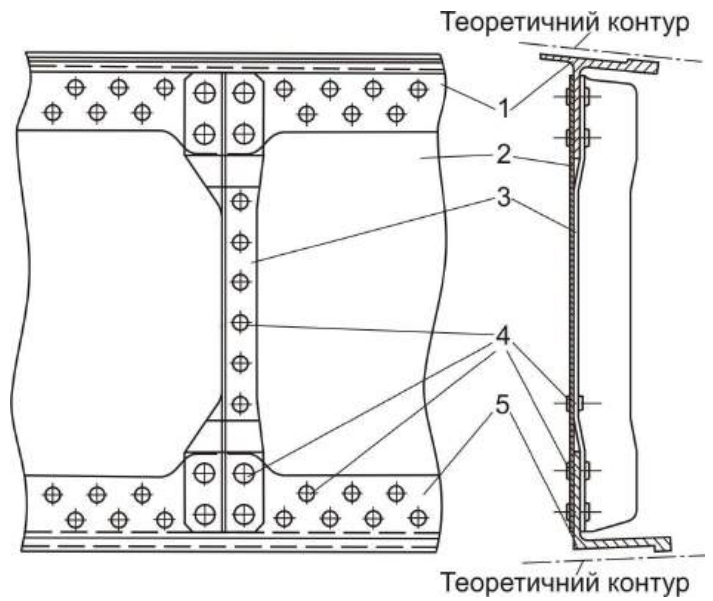


Рис. 5.18. Загальний вигляд відсіку лонжерона

При створенні моделі поясів складність являли собою місця з'єднання зі стояком (посилення поясу). Спочатку було побудовано модель з постійною висотою ребра, що дорівнює висоті в місці посилення, а потім відсічені «зайві» частини.

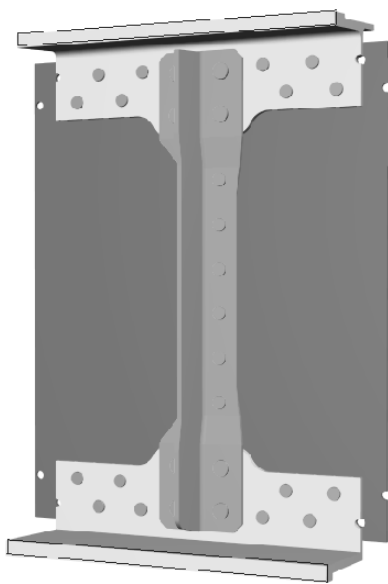


Рис. 5.19. Модель відсіку лонжерона

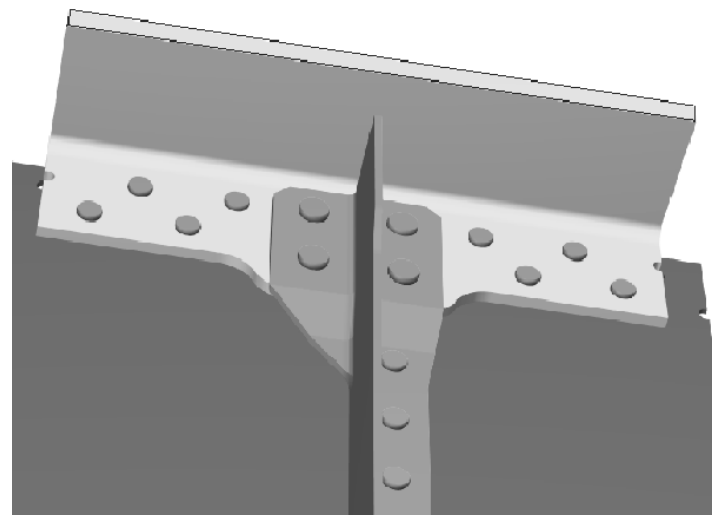


Рис. 5.20. Модель відсіку лонжерона

Заклепки в даному відсіку ті ж самі, що і в розглянутому раніше відсіку фюзеляжу.

Технічні вимоги для зрізних з'єднань містять забезпечення статичної міцності, довговічності й технологічності, які виступають у ролі обмежень при виборі їх параметрів. Як критерій ефективності при проектуванні окремих елементів конструкції літака та їх з'єднань застосували критерій мінімуму маси конструкції. Таким чином, мета проектування з'єднань полягає у виборі параметрів, що забезпечують мінімальну масу при заданій статичній міцності, витривалості, герметичності й якості зовнішньої поверхні.

5.2. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ОБШИВОК ЗАДАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ НА ЕТАПІ ЕСКІЗНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

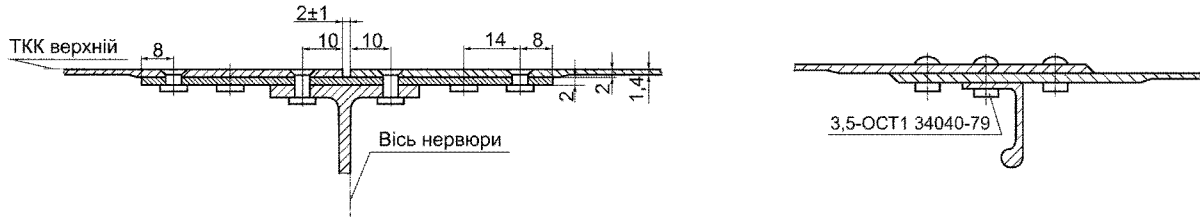
Вважатимемо, що проектувальний розрахунок щодо вибору параметрів обшивки і елементів її підкріплення вже виконано. Це припускає вибір конструктивно-силової схеми, схеми технологічного розчленовування, матеріалів, директивних напружень, а також визначення геометричних параметрів регулярної зони. Незважаючи на те, що матеріали вибирають на ранніх етапах проектування, їх вибір проводять з урахуванням ресурсних характеристик, які в основному визначаються витривалістю з'єднань та інших конструктивних нерегулярностей.

Методику проектування заклепочних з'єднань обшивок заданої довговічності на етапі ескізного проектування [283] показано на рис. 5.21.

При виборі матеріалів конструкцій з високою масовою ефективністю використовують питомі показники, які визначаються для кожного виду навантаження. Так, наприклад, питому міцність конструкції при навантаженні її розтягуванням або стисненням без втрати стійкості характеризують відношенням межі міцності матеріалу до його щільності:

$$\sigma_B/\rho \text{ або } \sigma_{0,2}/\rho;$$

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ОБШИВОК



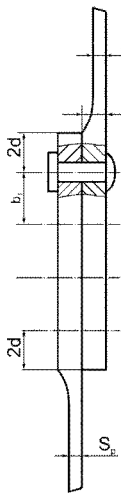
ВИБІР ПАРАМЕТРІВ З'ЄДНАНЬ МІНІМАЛЬНОЇ МАСИ

Цільова функція:

$$M = M_d + M_{ке} - M_{отв}$$

$$M = (S_1 + S_2)[4d + (n-1)b] \cdot l \cdot \rho_n + n \frac{l}{b} (S_1 + S_2 + 2,4d) \frac{\pi d^2}{4} \rho_3 - n \frac{l}{b} (S_1 + S_2) \frac{\pi d^2}{4} \rho_n$$

де l - довжина з'єднання; b - крок заклепок у ряді.



Обмеження:

$$\frac{\pi d^2}{4} \tau_{сп} \cdot n \geq S_p \cdot b \cdot \sigma_p;$$

$$n \cdot S_1 \cdot d \cdot \sigma_{см} \geq S_p \cdot b \cdot \sigma_p;$$

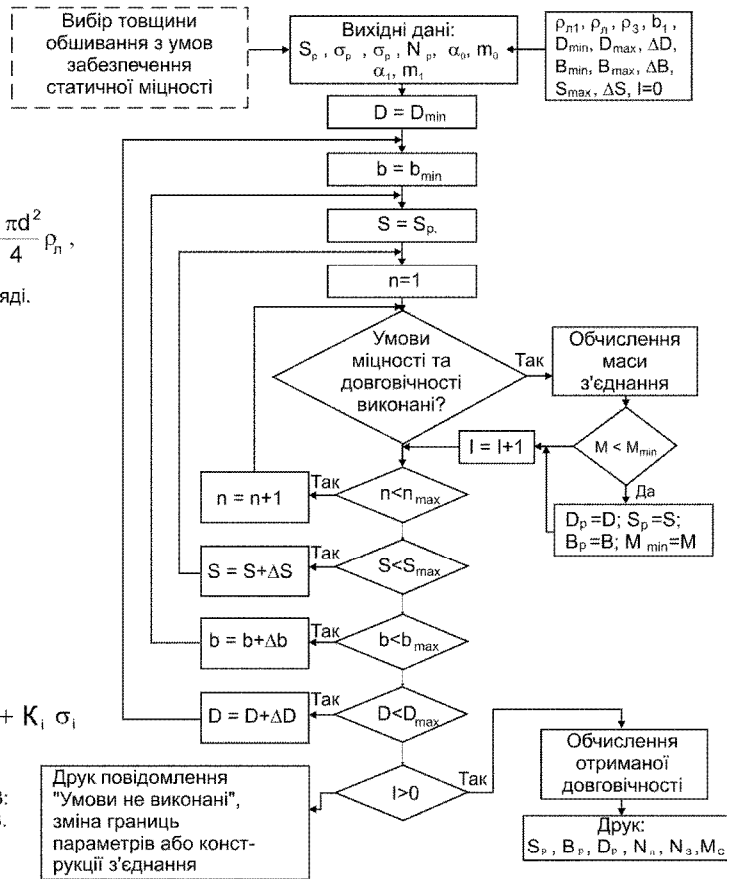
$$b/d \geq 0,56b/d + 0,28;$$

$$b/d \geq 2,58;$$

$$S_1 + S_2 \leq 2d;$$

$$\alpha_0 N^m \geq \alpha_1 N^{m_1} \frac{\eta S_p b \sigma_0}{d S} \frac{\theta_m}{\theta_6} + (1-\eta) \frac{S_p \sigma_0}{S} + K_i \sigma_i$$

Для заклепок ОСТ1 34040-79 $\alpha_0 = 589,1$; $m_0 = -0,13$; $\alpha_1 = 0,059$; $m_1 = 0,143$.



ЗМІНА РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ І МАСИ З'ЄДНАННЯ ЗАЛЕЖНО ВІД ЗАДАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

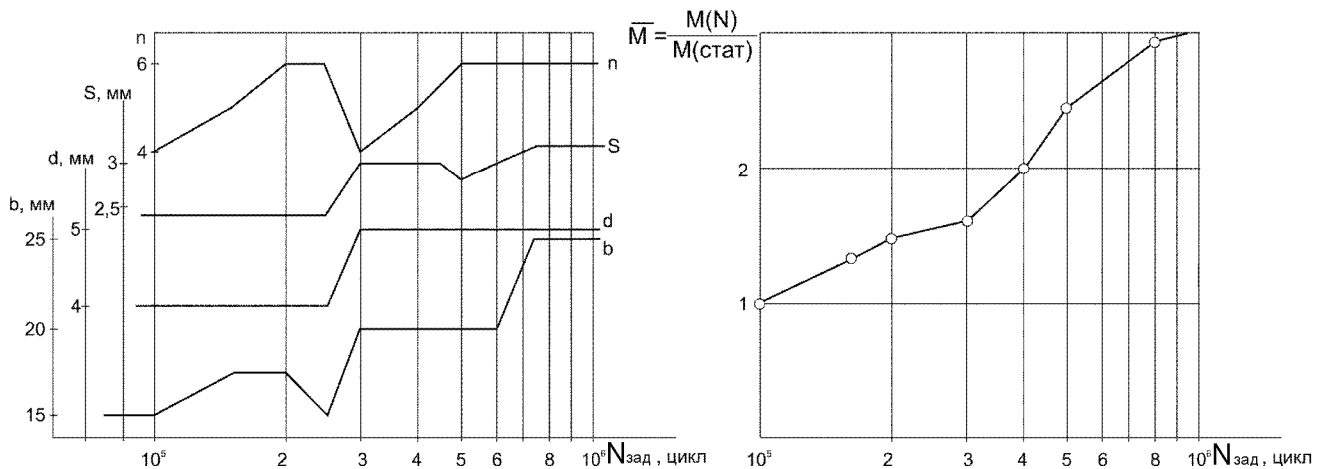


Рис. 5.21. Методика проектування заклепочних з'єднань обшивок заданої довговічності на етапі ескізного проектування

для стиснутих стрижнів та інших елементів у разі загальної втрати стійкості використовують питому жорсткість як відношення модуля пружності матеріалу до його щільності:

$$E/\rho;$$

у разі аналізу стислих пластин і пластин в умовах зрушення при місцевій втраті стійкості питому жорсткість визначають за виразом

$$E^{1/3}/\rho.$$

Пропонується використовувати поняття питомої витривалості у вигляді відношення максимального напруження віднульового циклу навантаження пластини з отвором на базі, наприклад, 105 циклів навантаження до руйнування до його щільності:

$$\sigma_{\max 0}/\rho.$$

Всі питомі показники характеризують не тільки механічні характеристики сплаву, але і масові, які кінець кінцем визначають масу конструкції. Питомі показники, що отримали назву коефіцієнтів вагової (масової) досконалості матеріалу, широко використовують для порівняння масової ефективності застосування різних сплавів і вибору раціонального з них.

Вагову досконалість матеріалу доцільно порівнювати на графіку, побудованому в координатах «навантаження – маса», тому що із зміною навантаження можуть змінитися умови роботи і, відповідно, формули для запису питомих показників. Найнаочніше це виявляється при аналізі конструктивних елементів, що працюють в умовах стиснення або зрушення, тобто у випадках, коли можлива втрата стійкості.

Розглянемо зміну маси стислої підкріпленої обшивки одиничної площі \bar{m} , що розраховують як таку, що шарнірно обперта по всіх чотирьох сторонах пластини, залежно від погонного стискаючого навантаження T . Задамо ширину пластини, що дорівнює $a = 200$ мм. Користуючись розрахунковими формулами

$$\sigma_{\text{hp}} = \frac{kE}{(a/s)^2} \quad \text{і} \quad T = \sigma_{\text{hp}} \cdot s = \frac{kEs^3}{a^2}, \quad \text{визначаємо} \quad s = \sqrt[3]{\frac{Ta^2}{kE}}.$$

Масу одиничної площі

обшивки запишемо як $\bar{m} = s\rho$, де s – товщина пластини. Із збільшенням навантаження росте товщина панелі і збільшується критичне напруження втрати її стійкості. Після досягнення критичними напруженнями рівня $\sigma_{0,2}$ розрахунок товщини панелі проводимо за формулою $s = T/\sigma_{0,2}$. На рис. 5.22 відповідний рівень навантаження позначено цифрою 1 для матеріалу Д16Т і цифрою 2 для В95Т.

Як видно з графіка, сплав В95Т є кращим, ніж Д16Т для стислих обшивок. Незначна перевага матеріалу Д16Т в інтервалі навантажень від 0 до рівня навантаження 1 пояснюється різницею в щільності матеріалів на 3,5%. У цьому інтервалі для порівняння матеріалів необхідно використовувати коефіцієнти вагової якості, записані для пластини за наявності місцевої втрати стійкості, – $E^{1/3}/\rho$. В інтервалі навантажень від рівня навантаження 2 і вище порівняння має проводитися за допомогою коефіцієнтів вагової якості, записаних для випадку стиснення пластини без втрати стійкості, тобто σ_{02}/ρ . В інтервалі від 1-го до 2-го рівнів навантаження порівняння матеріалів з використанням коефіцієнтів вагової якості неможливе, і порівняння матеріалів можна виконати тільки за допомогою графіків «навантаження - маса».

На рис. 5.23 показано порівняння матеріалів за коефіцієнтами вагової якості, записаними для випадку додатка змінного в часі розтяжного навантаження, коли порівняння матеріалів здійснюють з урахуванням втоми. Видно, що матеріал Д16Т є переважним у всьому діапазоні навантажень. Цей же висновок підтверджують криві витривалості, показані на рис. 5.24.

Крім того, чутливість матеріалу до накопичення втомного пошкодження характеризують коефіцієнтом, який дорівнює відношенню втомної міцності на базі 10^5 циклів навантаження до межі міцності.

Таким чином, для нижньої поверхні силового набору, що, як правило, визначає ресурс крила, найбільш доцільне застосування алюмінієво-мідного сплаву Д16Т і сплавів на його основі.

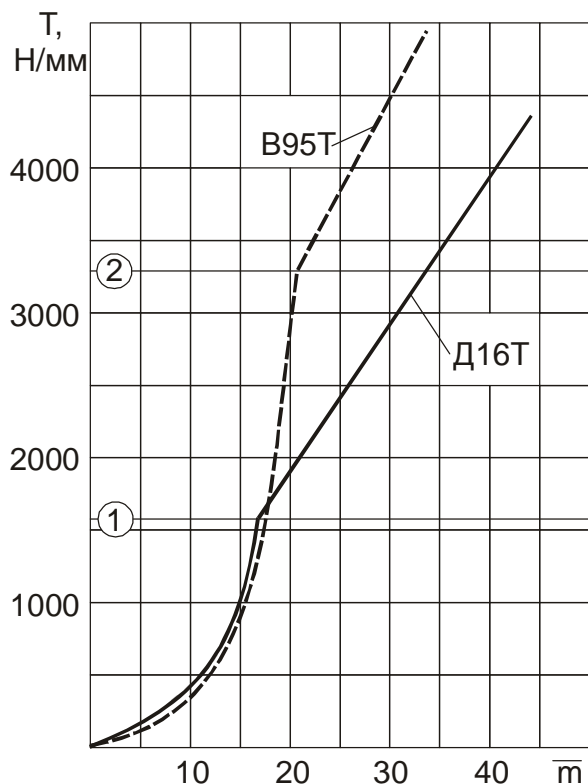


Рис. 5.22. Порівняння за масою різних матеріалів для пластини в умовах стиснення

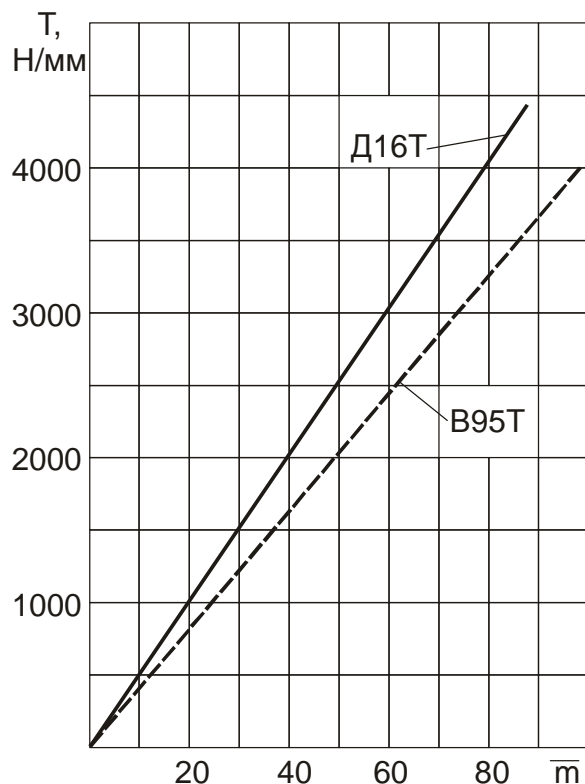


Рис. 5.23. Порівняння за масою різних матеріалів для пластини з отвором під дією змінних навантажень

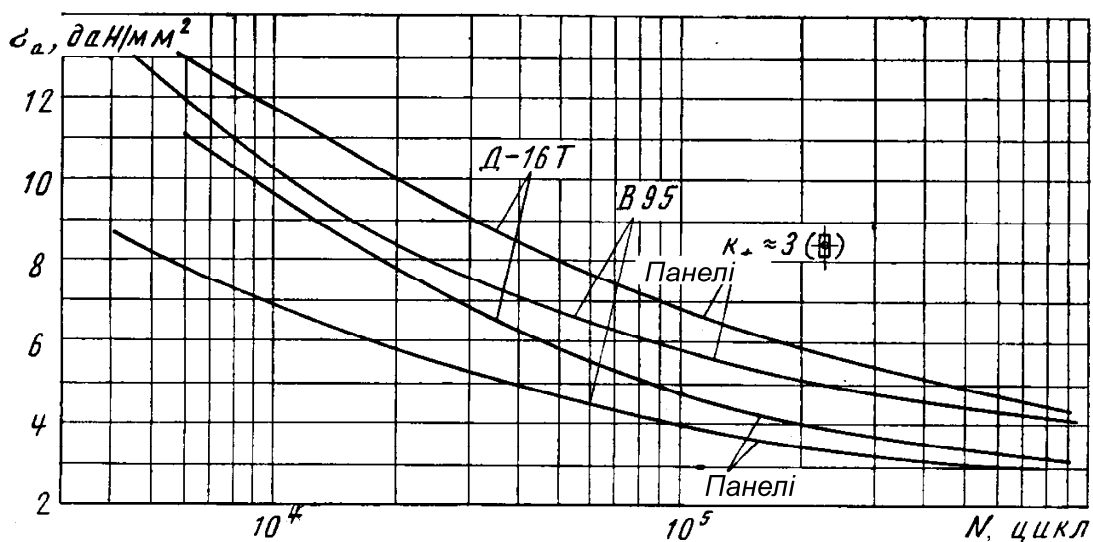


Рис. 5.24. Криві втоми пластин з отвором і панелей з матеріалів Д16Т і В95Т

Ці сплави перевірені на практиці, мають хороші характеристики витривалості і живучості, малочутливі до концентраторів і внутрішніх напружень, що виникають

при збиранні. Сплави підвищеної чистоти (типу Д16ЧТ та інші) підвищують перераховані властивості. Найбільш доцільним для верхніх панелей силового набору є сплав на алюмінієво-цинковій основі В95 і його модифікації. Застосування цих сплавів, що мають механічні характеристики, які на 20 % перевищують відповідні характеристики сплавів Д16Т і, відповідно, вищі коефіцієнти вагової досконалості, дає значну економію маси при забезпеченні статичної міцності. Проте їх застосування має бути узгоджено з вимогами ресурсу, оскільки показники витривалості й характеристики живучості сплавів на основі В95Т значно нижчі, ніж у сплавів на основі Д16Т. Так, коефіцієнт чутливості сплавів на основі В95Т до накопичення втомного пошкодження на 15 % нижче, ніж у сплавів Д16Т.

Після вибору раціонального матеріалу виконують розрахунки щодо приведення циклів навантаження до віднульових циклів за формулою Одінга

$$\sigma_0 = \begin{cases} \sqrt{2\sigma_a \sigma_{\max}} & \text{при } \sigma_m \geq 0; \\ \sqrt{2}(\sigma_a + 0,2\sigma_m) & \text{при } \sigma_m \leq 0 \text{ і } \sigma_{\max} \geq 0; \\ 0 & \text{при } \sigma_{\max} < 0. \end{cases}$$

Потім визначають еквівалентний польотному спектру навантажень за пошкодженням, що вноситься, віднульовий цикл навантаження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^k n_i \cdot \sigma_{0i}^4}.$$

Отже, початковими даними при виборі параметрів поперечних з'єднань обшивок служать матеріали і їх масові, міцнісні та втомні характеристики, величини розрахункових і експлуатаційних напруг, геометричні параметри елементів, що з'єднуються, в регулярній частині і величина заданої довговічності.

Традиційно наступним етапом проектування є вибір параметрів з'єднання з умов забезпечення статичної міцності.

У даній роботі пропонується підходити до вибору параметрів з'єднань з умов забезпечення і статичної міцності і витривалості, що відрізняється від традиційних методів розрахунку. На основі аналізу конструктивно-технологічних особливостей поперечних з'єднань обшивок існуючих літаків приймаємо, що

проектоване з'єднання буде однозрізним, виконаним за допомогою кріпильних елементів, що працюють на зріз, і розташовані в 2–6 рядів. Як кріпильні елементи використовують заклепки. Діаметри заклепок вибирають із стандартного ряду діаметрів (2,6; 3; 3,5; 4; 5 і 6 мм), крок заклепок у ряду становить від $4d$ до $10d$, між рядами – від $3d$ до $5d$ і змінюється дискретно з інтервалом 2,5 мм. Обшивка в зоні з'єднання може мати місцеве потовщення для компенсації ушкоджувального впливу отворів кріпильних елементів, і товщина обшивки в зоні потовщення також змінюється дискретно і набуває значень, кратних 0,1 мм.

Для запису маси з'єднання (рис. 5.25) обговоримо його габаритні розміри: довжину з'єднання приймаємо такою, що дорівнює відстані підкріплюючих стрингерів, а ширину – зоні сполучення деталей. Запишемо масу з'єднання:

$$M = M_D + M_{KE} - M_{омв},$$

де M_D – маса деталей, що з'єднуються; $M_{омв}$ – маса матеріалу, що видаляється при виконанні отворів кріпильних елементів; M_{KE} – маса кріпильних елементів.

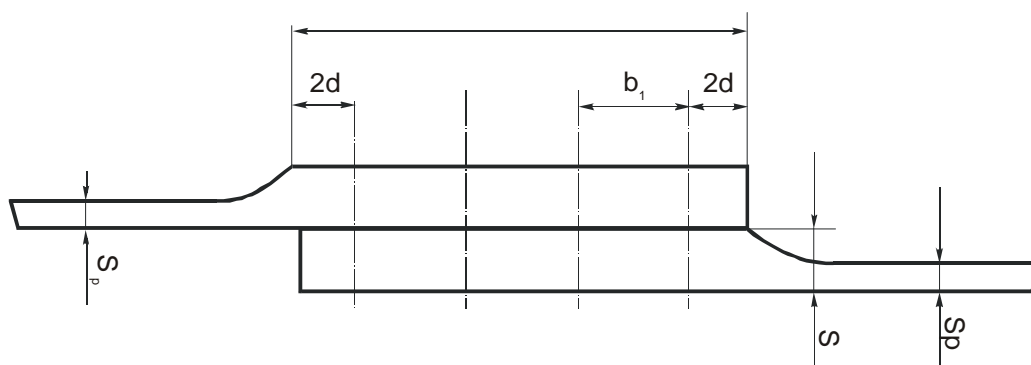


Рис. 5.25. Однозрізне з'єднання обшивок унапуск

Враховуючи позначення, які прийняті для геометричних параметрів з'єднання, запишемо складові маси:

$$M = (S_1 + S_2)[4d + (n - 1)b_1] \cdot l \cdot \rho_n + n \frac{l}{b} (S_1 + S_2 + 2,4d) \frac{\pi d^2}{4} \rho_3 - n \frac{l}{b} (S_1 + S_2) \frac{\pi d^2}{4} \rho_n,$$

де S_i – товщина обшивки в зоні з'єднання; d – діаметр кріпильних елементів; n – число рядів з'єднання; b – відстань кріпильних елементів у ряду; b_1 – відстань

між рядами; l – довжина з'єднання; ρ_l, ρ_3 – щільність матеріалу обшивки і кріпильних елементів відповідно.

Очевидно, що маса з'єднання є функцією товщини деталей, що з'єднуються, довжини з'єднання, діаметра кріпильних елементів, їх відстані в ряду і між рядами, величин перемичок, а також щільності матеріалу деталей, що з'єднуються, і кріпильних елементів. Для визначення параметрів з'єднання необхідно вирішити оптимізаційну задачу за наявності обмежень на проектні параметри. Як обмеження прийняті такі умови:

– статичної міцності кріпильних елементів на зріз і листа на зім'яття:

$$\frac{\pi d^2}{4} \tau_{zp}^3 \cdot n \geq S_p \cdot b \cdot \sigma_p,$$

$$n \cdot S_l \cdot d \cdot \sigma_{zm} \geq S_p \cdot b \cdot \sigma_p;$$

– статичної міцності на зріз листа по перемичках між кріпильними елементами;

– при розташуванні кріпильних елементів у шаховому порядку

$$b_1 / d \geq 0,56b / d + 0,28;$$

– при розташуванні кріпильних елементів у ряд

$$b / d \geq 2,58;$$

– технологічності (забезпечення більш рівномірного натягу за товщиною пакета):

$$S_1 + S_2 \leq 2d;$$

– забезпечення заданої втомної довговічності:

$$\alpha_0 N^{m_0} \geq \alpha_1 N^{m_1} \frac{\eta S_p b \sigma_0}{d S_i} + (1 - \eta) \frac{S_p \sigma_0}{S_i} + 0,5 \sigma_3,$$

де τ_{zp}^3 – межа міцності матеріалу заклепки на зріз; σ_p – розрахункове руйнуюче напруження в регулярній зоні обшивки; σ_0 – максимальне напруження віднульового циклу, еквівалентного за ушкоджуваністю експлуатаційному спектру навантажень;

η – ступінь завантаженості першого ряду кріпильних елементів, тобто частка навантаження, яку сприймає перший ряд; σ_3 – згинальні напруження в зоні аналізованого ряду з'єднання, що викликані ексцентриситетом передачі навантаження; $\alpha_0, m_0, \alpha_1, m_1$ – експериментальні коефіцієнти залежності за розрахунком довговічності з'єднань, визначувані за наслідками втомних випробувань зразків пластини із заповненим ненавантаженим отвором і однорядного з'єднання.

У разі виконання з'єднання з матеріалу Д16Т за допомогою заклепок ОСТ1 34040-79 $\alpha_0 = 3,72103$, $m_0 = -0,2265$. У разі використання заклепок ОСТ1 34052-85 $\alpha_0 = 2,31103$, $m_0 = -0,2069$. В обох випадках $\alpha_1 = 0,063$, $m_1 = 0,153$.

Аналіз впливу параметрів з'єднання на його масу показує таке.

Виконання перемички, більшої, ніж мінімально допустима величина $2d$, спричиняє за собою обважнення конструкції і не приводить до підвищення її статичної міцності і витривалості. Збільшення товщини другої деталі, що з'єднується (при незмінній товщині першої), і кроку між рядами кріпильних елементів викликає збільшення маси з'єднання, а також істотно не впливає на його втомні та міцнісні характеристики. Тому при проектуванні з'єднання мінімальної маси необхідно параметри b_1 і S_2 задати мінімальними з урахуванням міцнісних, втомних і технологічних обмежень.

Наступною групою параметрів є товщина обшивки в зоні з'єднання, число рядів, крок кріпильних елементів у ряду та їх діаметр. Вплив цих параметрів не є однозначним. Так, наприклад, із збільшенням діаметра кріпильних елементів росте маса з'єднання і підвищуються його міцнісні та втомні характеристики. Тому при виборі параметрів S_1 , b і d необхідне компромісне рішення, і саме ці параметри прийняті як такі, що оптимізуються при відшукуванні мінімуму маси.

Як метод оптимізації вибрано метод сканування – метод пошуку глобального екстремуму. Згідно з процедурою методу область визначення цільової функції розбивають на ряд підобластей, у центрі кожної з них обчислюють значення

цільової функції і шляхом порівняння вибирають оптимальне рішення. Вибір числового методу оптимізації пояснюється тим, що цільова функція і обмеження є нелінійними функціями проектних параметрів, а самі проектні параметри – величинами, що дискретно змінюються. Застосування аналітичних методів у даному випадку є недоцільним.

Розрахунок раціональних параметрів з'єднань проводили на ЕОМ. Блок-схема програми розрахунку показана на рис. 5.26.

Процес обчислення побудований таким чином. Після введення початкових даних проводять циклічний перебір параметрів, при цьому в розгляд приймають всі комбінації параметрів при їх зміні від мінімального до максимального значення.

Для кожної комбінації параметрів тільки після перевірки виконання всіх обмежень обчислюють масу з'єднання і порівнюють із поточним мінімумом. Параметри з'єднання, що забезпечують мінімум маси при виконанні всіх обмежень, вважають раціональними. Після цього для раціональних параметрів з'єднання обчислюють розрахункове значення довговічності, яке перевищує задане через дискретність зміни параметрів.

Для апробації методики розрахунку і функціонування програми проведено розрахунок раціональних параметрів ряду поперечних заклепочних з'єднань при таких початкових даних: $\sigma_p = 400$ МПа, $\sigma_0 = 150$ МПа, $S = 2$ мм. Результати розрахунку показані на рис. 5.27 залежно від величини заданої довговічності.

Очевидно, що забезпечення порівняльно невисокого рівня втомної довговічності (100000 циклів навантаження) потребує зміни параметрів, що знайдено з умов забезпечення статичної міцності: було необхідно збільшення товщини обшивки з 2 до 2,4 мм. Подальше збільшення заданої довговічності приводить до зміни всіх параметрів стику.

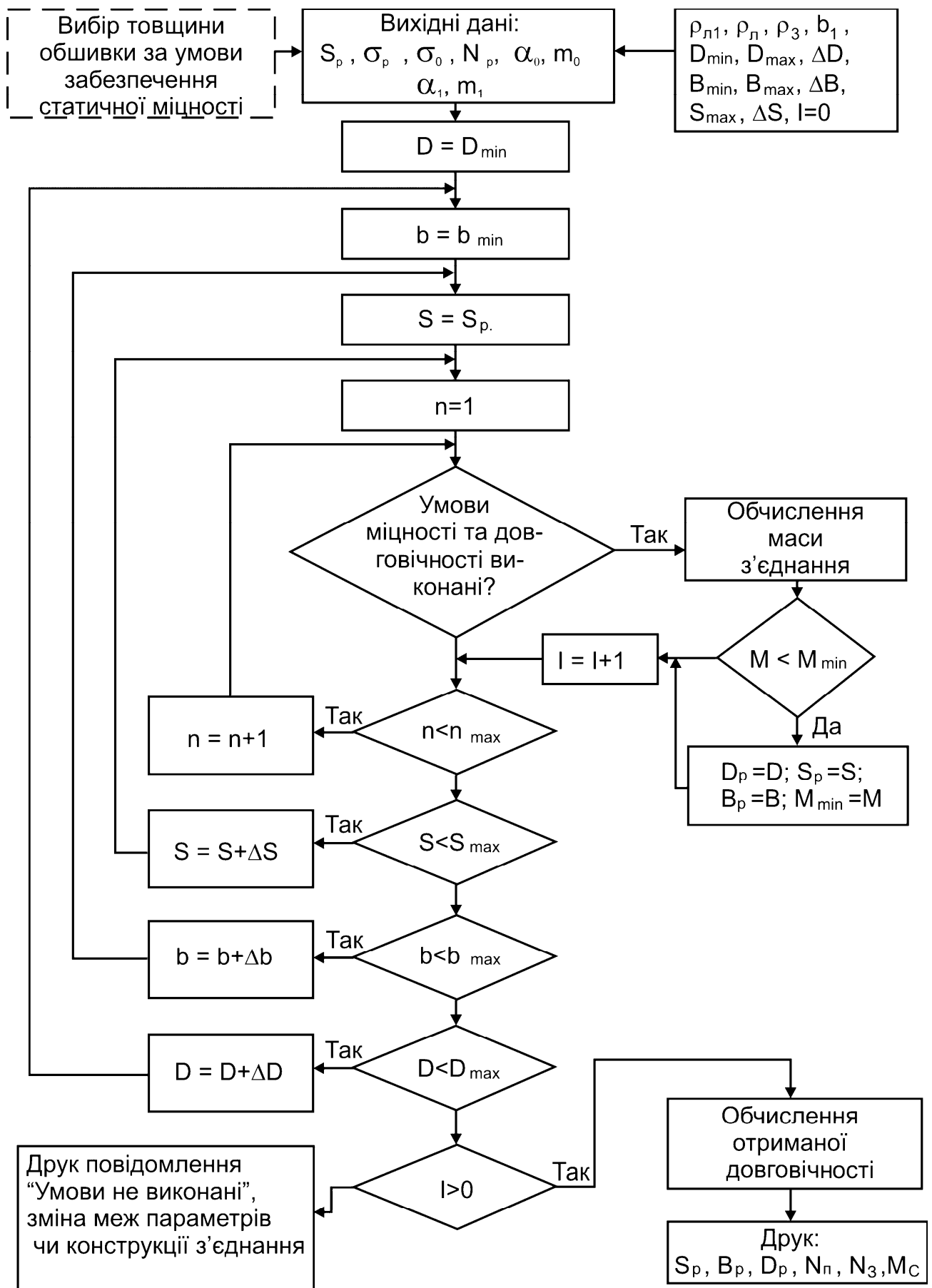


Рис. 5.26. Блок-схема розрахунку раціональних параметрів з'єднань заданої довговічності

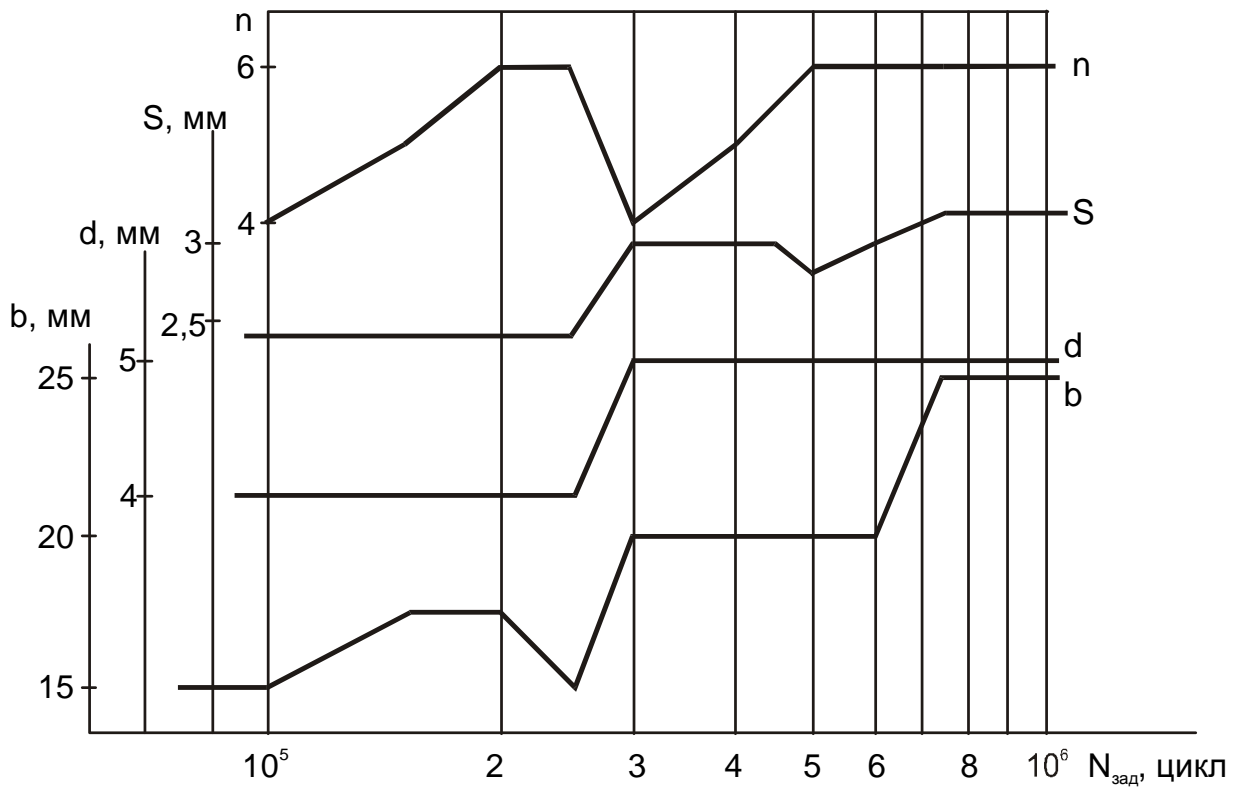


Рис. 5.27. Зміна раціональних параметрів з'єднання залежно від заданої довговічності

Зміна параметрів з'єднання, пов'язана із забезпеченням заданого рівня довговічності, зумовлена збільшенням маси конструкції, проте на кожному рівні заданої довговічності вибрано раціональну комбінацію параметрів, що забезпечує мінімальну масу конструкції.

Після визначення параметрів з'єднання створюють модель повного визначення зони з'єднання за допомогою систем CAD/CAM/CAE і розраховують локальний напружений стан в його елементах за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS.

5.3. МЕТОДИКА АНАЛІЗУ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКАЛЬНОГО НДС ЗАКЛЕПОЧНОГО З'ЄДНАННЯ

Алгоритм методики аналізу впливу конструктивних і технологічних параметрів на характеристики локального НДС заклепочного з'єднання показано на рис. 5.28.

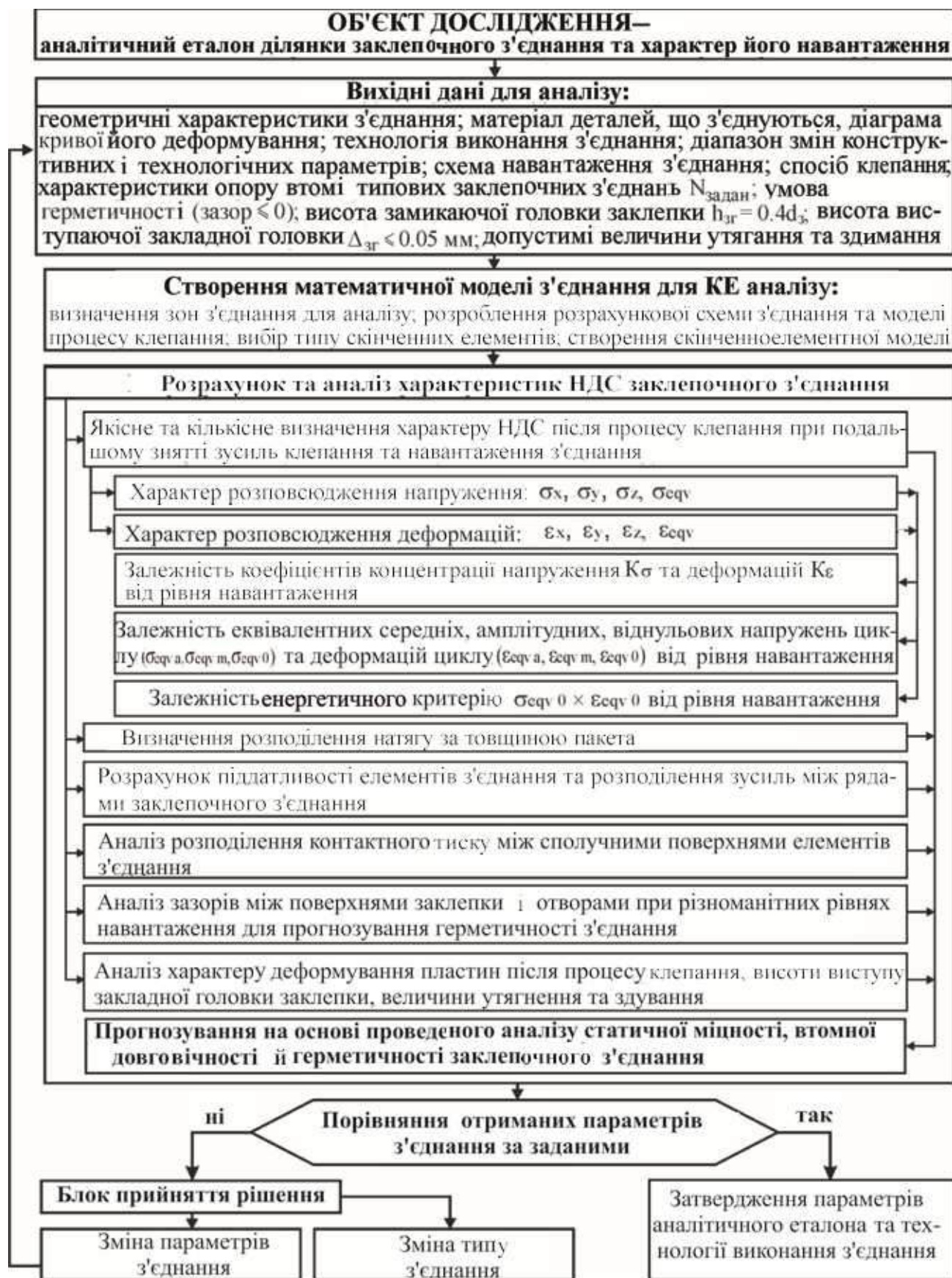


Рис. 5.28. Методика аналізу впливу конструктивних і технологічних параметрів на характеристики локального НДС заклепочного з'єднання

Методику випробувано при розрахунку довговічності пластин із зенкованим отвором, заповненим розклепаною потайною заклепкою АНУ0314 [97] і заклепкою АНУ0309 [92], однозрізного потайного заклепочного трирядного з'єднання, виконаного за допомогою заклепок АНУ0314 [105] і АНУ0309 [175, 284], а також при дослідженні впливу відхилень розмірів, що утворюються при виготовленні заклепок за ОСТ 1-34040-79 [302] і виконанні отворів під їх установлення, на розподіл радіального натягу вздовж товщини пакета після процесу клепаання.

5.3.1. Аналіз характеристик локального НДС в елементах трирядного однозрізного з'єднання, виконаного заклепками АНУ 0309 і АНУ 0314

Геометричні параметри зрізного з'єднання показані на рис. 5.29.

Враховуючи симетрію зразка і характер додатка зовнішнього навантаження, в розрахунку розглядаємо тільки половину моделі з відповідними умовами закріплення.

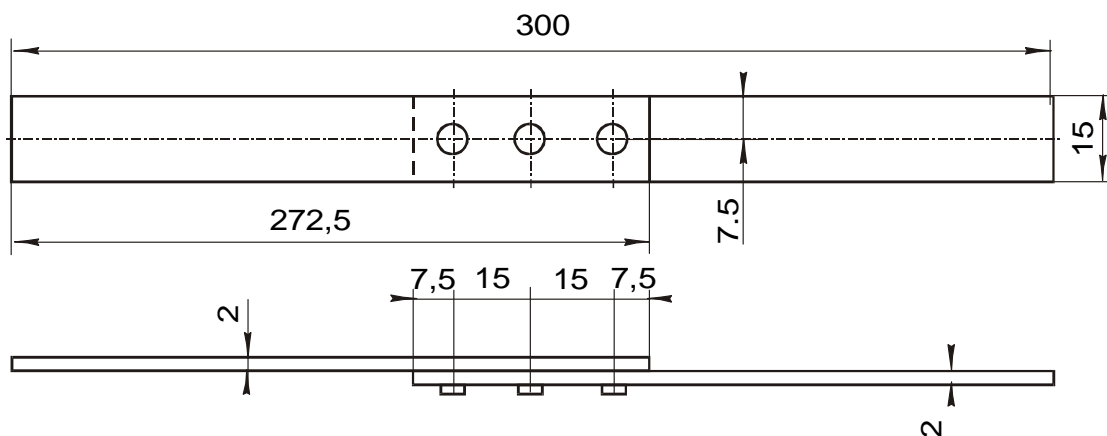


Рис. 5.29. Зразок однозрізного трирядного заклепочного з'єднання

Для обмеження переміщень моделі по осі Y і Z для всіх вузлів, що лежать на торцевих поверхнях пластин, були задані нульові переміщення за Y-ю і Z-ю компонентами. Уздовж осі X задані умови симетрії (рис. 5.30). Можливі два варіанти закріплення пластини: 1-й – жорстке закріплення торців пластин, 2-й – шарнірне закріплення торців пластин. У першому варіанті закріплення уздовж осі X лівої і правої пластин виконуємо по всій поверхні накладки, в

другому – тільки по торцях пластин. Розтяжні зусилля для обох варіантів прикладені до торця правої пластини.

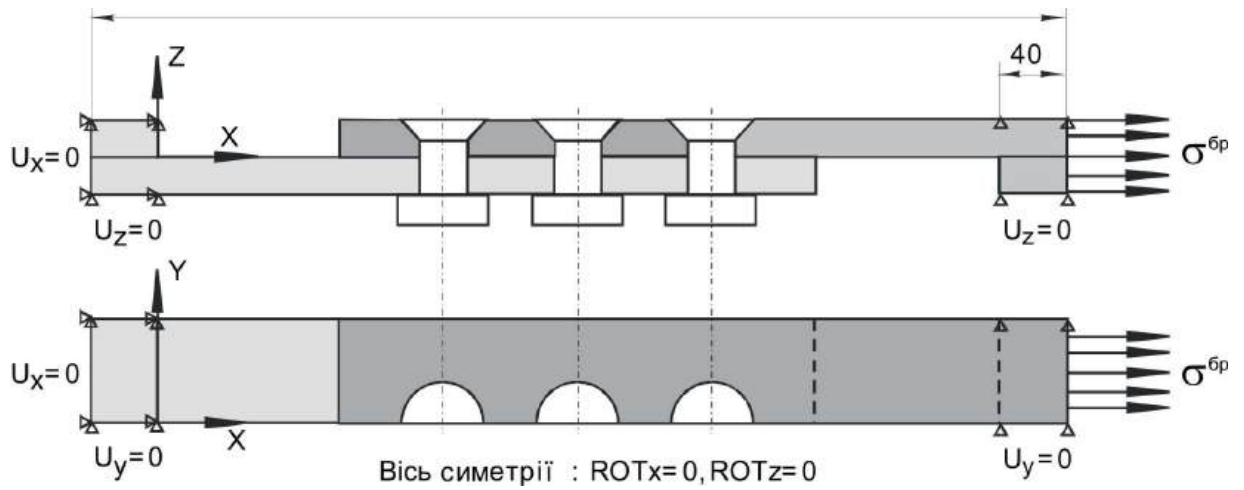


Рис. 5.30. Розрахункова схема однорізного заклепочного трирядного з'єднання

Скінченноелементна модель (рис. 5.31) складається з об'ємних восьмивузлових елементів SOLID45, контактних елементів другого порядку TARGET170 і CONTA173, розміщених між поверхнями, що з'єднуються, поданими в системі ANSYS. Всього модель містить 19822 елементи.

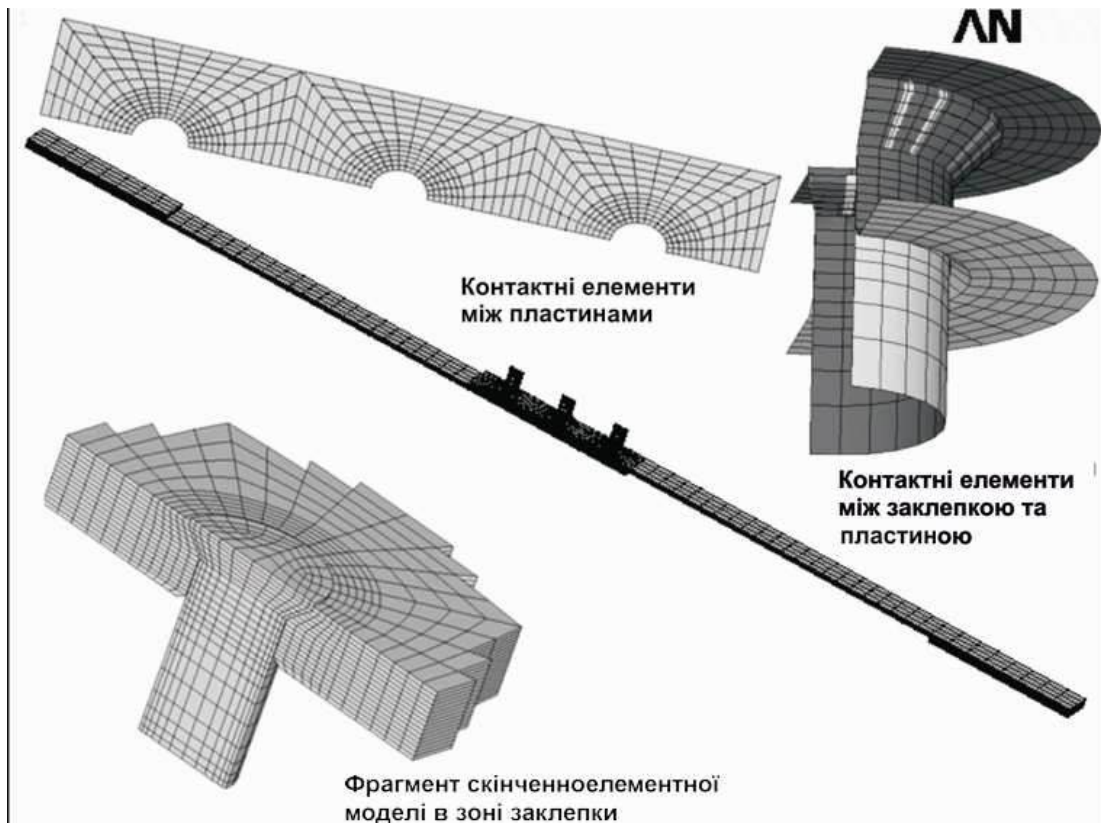


Рис. 5.31. Скінченноелементна модель однорізного заклепочного з'єднання

На рис. 5.32, 5.33 показані характер деформації зразка і поле розподілу еквівалентного напруження в елементах з'єднання після процесу клепання і при дії зовнішніх розтяжних зусиль, відповідних напрузі $\sigma^p = 150$ МПа.

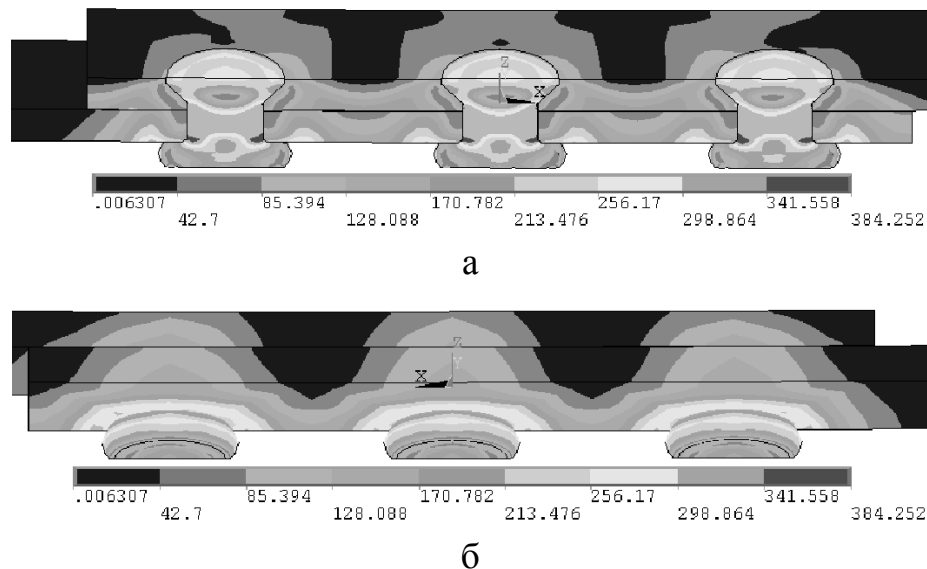


Рис. 5.32. Поле розподілу еквівалентного напруження в пакеті після процесу клепання: а – вигляд під кутом 30° з боку заставної головки, б – вигляд під кутом 30° з боку замикаючої головки

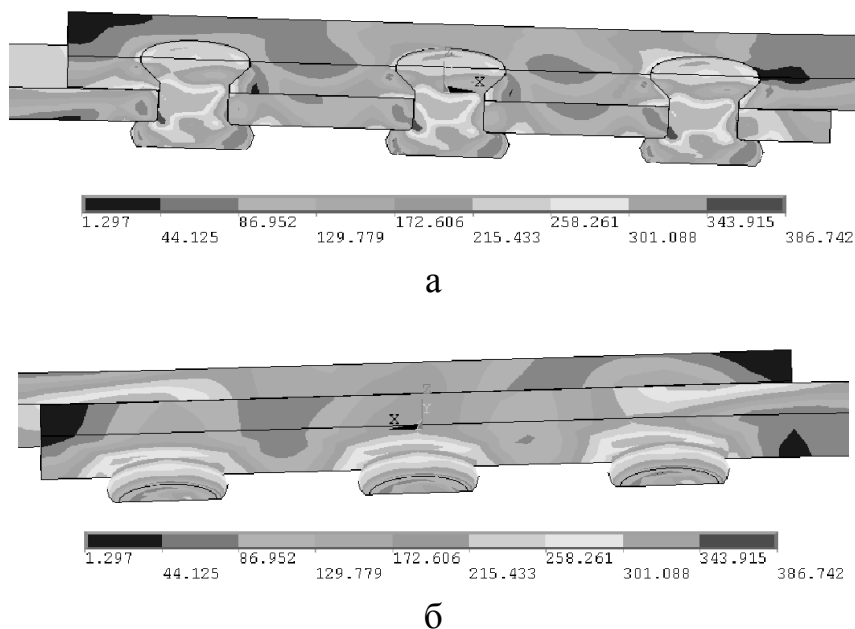


Рис. 5.33. Поле розподілу еквівалентного напруження в пакеті після процесу клепання від дії розтяжних зусиль, відповідних напрузі $\sigma^p = 150$ МПа: а – вигляд під кутом 30° з боку заставної головки, б – вигляд під кутом 30° з боку замикаючої головки

Слід зазначити, що розподіл залишкового еквівалентного напруження, а також еквівалентного напруження після прикладення розтягального напруження має нерівномірний характер. Найбільші їх значення в пластинах спостерігаються не в зонах контакту із заклепкою, а на відстані $1,5...2,5d_z$ від осі заклепки. Ці зони більш виражені в пластині з боку замикаючої головки заклепки і знаходяться на поверхні пластини. Тут числові значення напруження лежать у діапазоні 340...380 МПа. Також видно, що після клепаання в пластинах між рядами виникає напруження, що змінює завантаженість заклепок.

Для аналізу локального НДС були виділені зони з найбільшим еквівалентним напруженням (рис. 5.34, 5.35) у пластині із зенкованими отворами під потайну головку (назвемо її умовно пластиною № 1), а також у пластині з боку замикаючих головок заклепок (назвемо її умовно пластиною № 2).

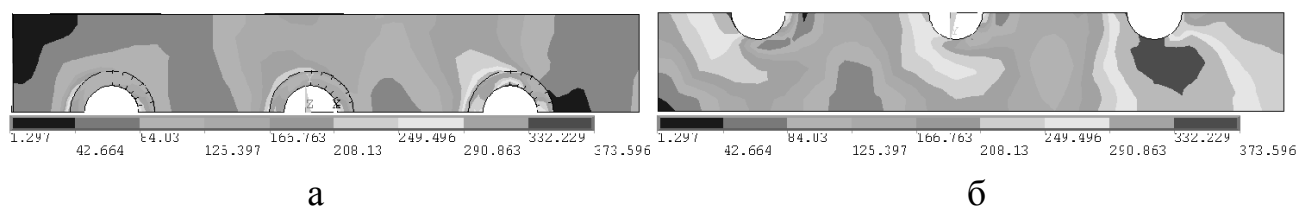


Рис. 5.34. Поле розподілу еквівалентного напруження в пластині із зенкованими отворами під потайну головку після процесу клепаання від дії розтяжних зусиль, відповідних напруженню $\sigma^{sp} = 150$ МПа: а – вигляд з боку заставної головки; б – вигляд з боку контакту з нижньою пластиною

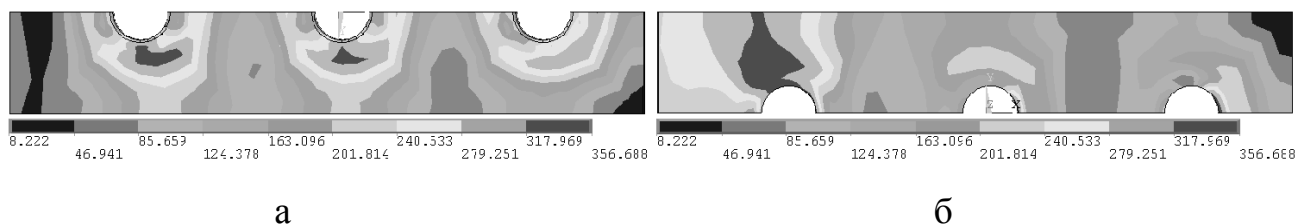


Рис. 5.35. Поле розподілу еквівалентного напруження в пластині з боку замикаючих головок заклепок після процесу клепаання від дії розтяжних зусиль, відповідних напруженню $\sigma^{sp} = 150$ МПа: а – вигляд з боку контакту з верхньою пластиною; б – вигляд з боку замикаючої головки

Введемо нумерацію заклепок зліва направо. Для подальшого аналізу вибираємо найбільш небезпечні ділянки пластин: для пластини № 1 – у зоні

третього ряду заклепок, для пластини № 2 – у зоні першого ряду заклепок.

Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластині № 1 для різних варіантів навантаження σ^{bp} показаний на рис. 5.36.

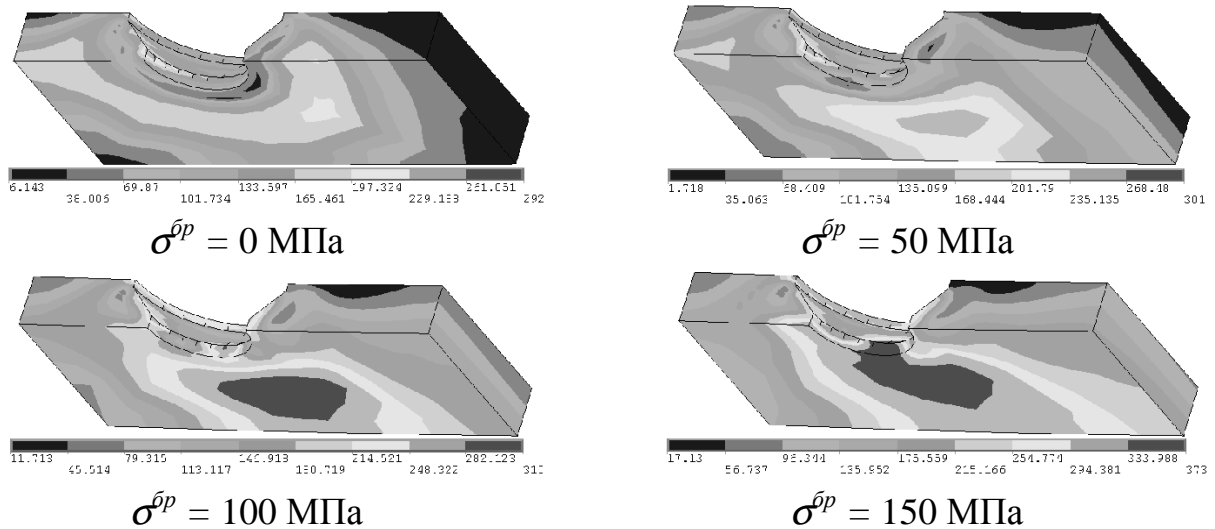


Рис. 5.36. Характер розподілу еквівалентного напруження σ_{eqv} у пластині № 1

Вид пластини вибраний з боку контакту з пластиною № 2, оскільки з цього боку спостерігається максимальне напруження. Очевидно, що найбільш небезпечним перерізом є переріз, розташований під кутом близько 15° до поперечного напрямку вздовж осі заклепки, а найбільш небезпечною зоною – перехід циліндричної частини в конічну, де еквівалентне напруження досягає величини 315 МПа при дії розтяжних навантажень, відповідних $\sigma^{bp} = 100$ МПа. На рис. 5.37, 5.38 показані графіки розподілу нормальних σ_x і еквівалентних напружень і деформацій в цьому перерізі для різних варіантів навантаження. Тут і далі цифрами позначені: 1 – $\sigma^{bp} = 0$ МПа, 2 – $\sigma^{bp} = 25$ МПа, 3 – $\sigma^{bp} = 50$ МПа, 4 – $\sigma^{bp} = 75$ МПа, 5 – $\sigma^{bp} = 100$ МПа, 6 – $\sigma^{bp} = 125$ МПа, 7 – $\sigma^{bp} = 150$ МПа.

При дії розтяжної сили пластини деформуються і в них виникає напруження вигину внаслідок наявності ексцентриситету. Для оцінювання згинального напруження проаналізовано характер розподілу подовжнього напруження вздовж довжини пластини № 1 з боку замикальної головки заклепки і з боку контакту з пластиною № 2 (рис. 5.39) уздовж шляхів L1 і L2 (рис. 5.40). Характер деформації пластини під дією згинального напруження показано на рис. 5.41, 5.42.

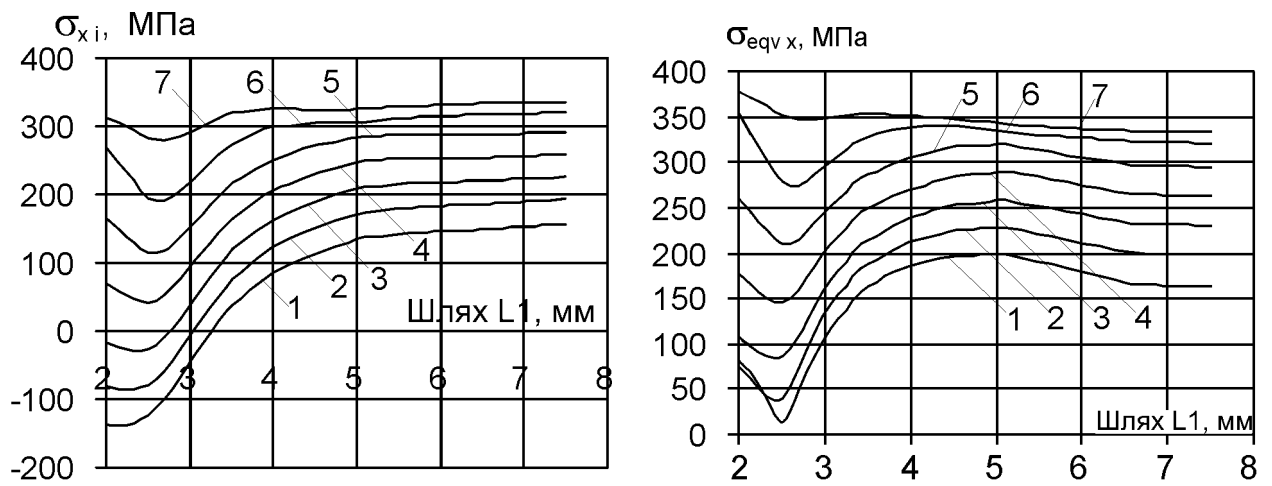


Рис. 5.37. Розподіл нормального і еквівалентного напруження в перерізі вздовж осі заклепки пластини № 1

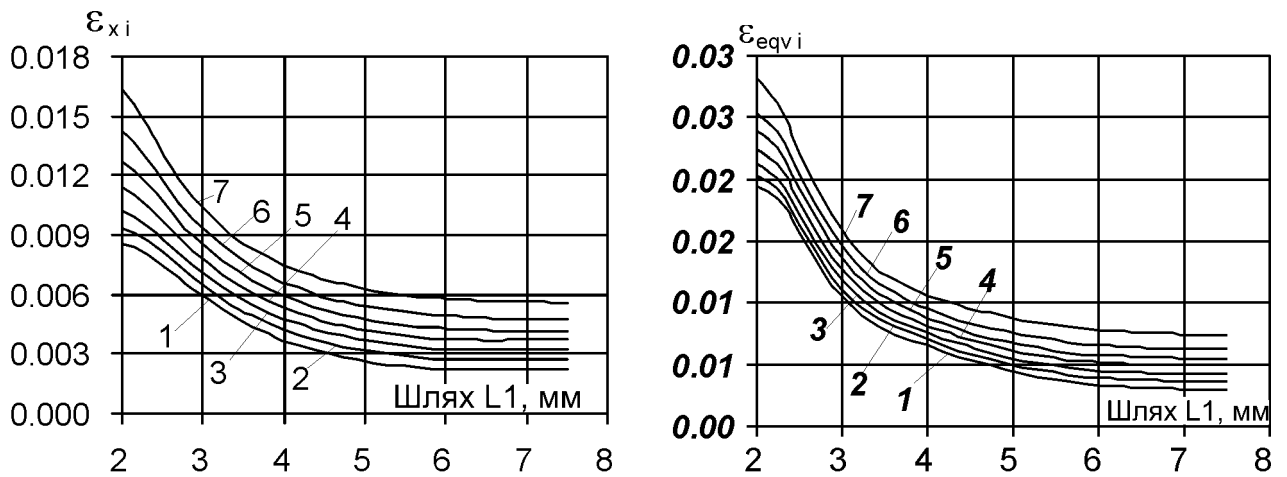


Рис. 5.38. Розподіл нормальних і еквівалентних деформацій в перерізі вздовж осі заклепки пластини № 1

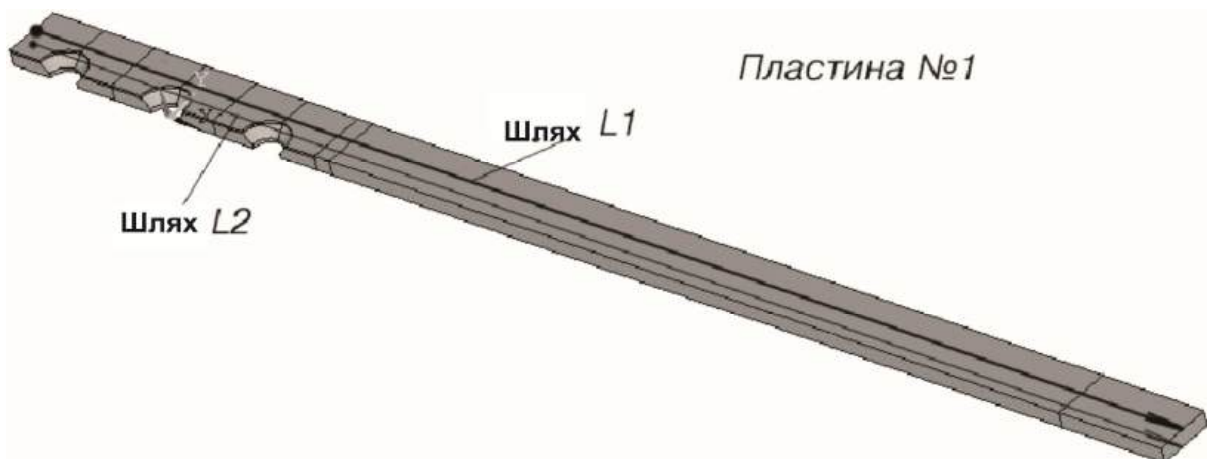


Рис. 5.39. Відображення шляхів L1, L2, по яких виводяться розподіли напруження σ_x

Аналіз напруження σ_x показує, що максимальне згинальне напруження

виникає в зоні першого ряду під головкою заклепки. Їх величина в 2,2 – 4 рази перевищує величину номінального напруження від розтягування [136].

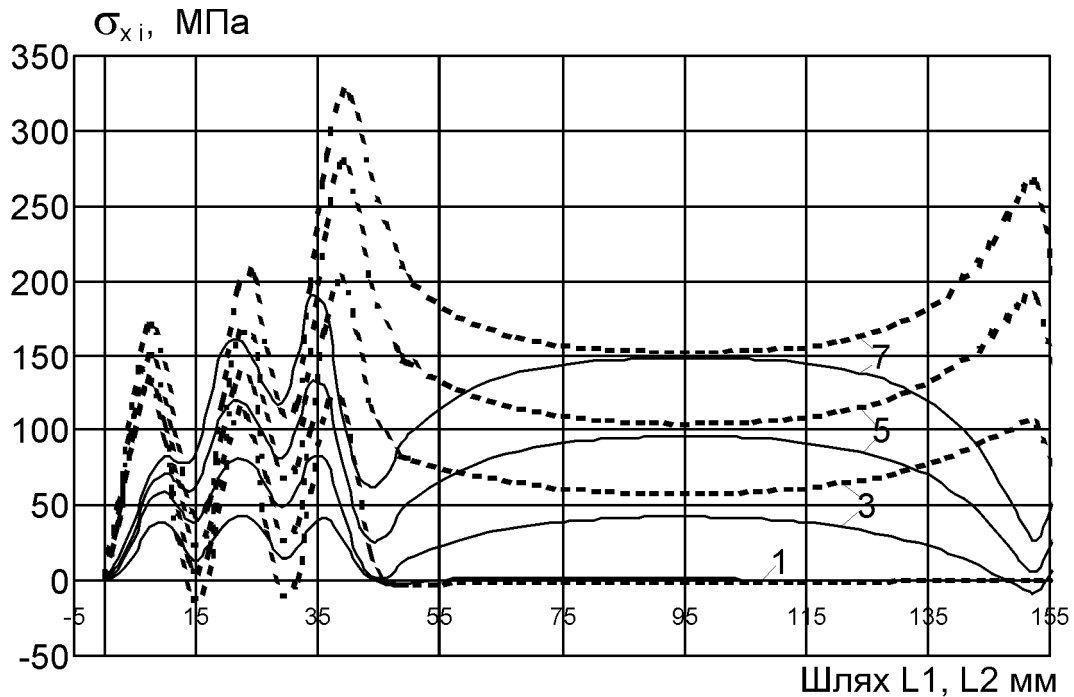


Рис. 5.40. Характер розподілу подовжнього напруження σ_x уздовж шляхів L1 (суцільна лінія) і L2 (пунктирна лінія)

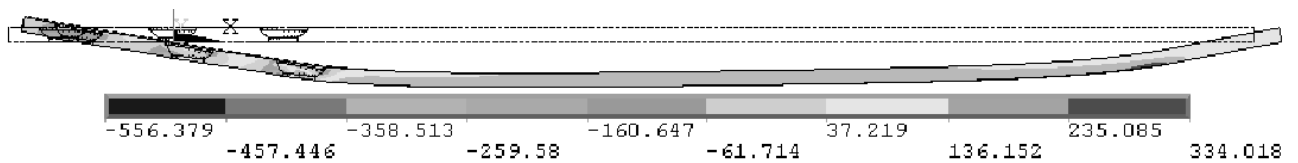


Рис. 5.41. Деформація пластини № 1 під дією згинального напруження (масштаб переміщень – 5:1). Заклепка не показана

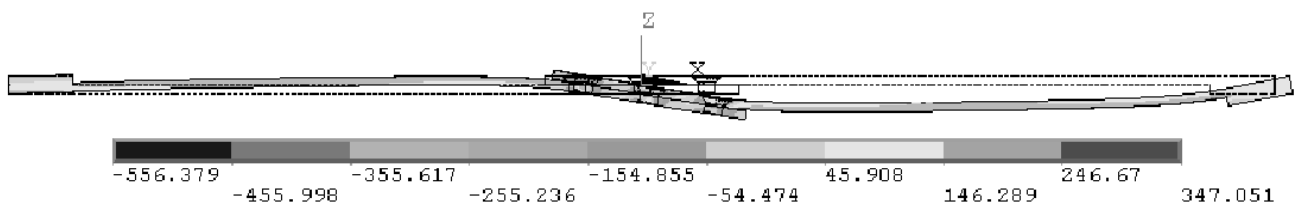


Рис. 5.42. Деформація обох пластин під дією згинального напруження (масштаб переміщень – 5:1). Заклепка не показана

Залежності σ_{max} , σ_a , σ_m , σ_0 , а також ε_{max} , ε_a , σ_m і ε_0 в пластині № 1 для еквівалентного і подовжнього напруження від рівня додатка зовнішнього навантаження, відповідного напруженню σ^{bp} , показані на рис. 5.43, 5.44. Вплив

рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на зміну коефіцієнта концентрації розтяжного напруження σ_x і розтяжних деформацій ε_x показано на рис. 5.45; вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на добуток $\sigma_{\text{eqv}0} \times \varepsilon_{\text{eqv}0}$ – на рис. 5.46.

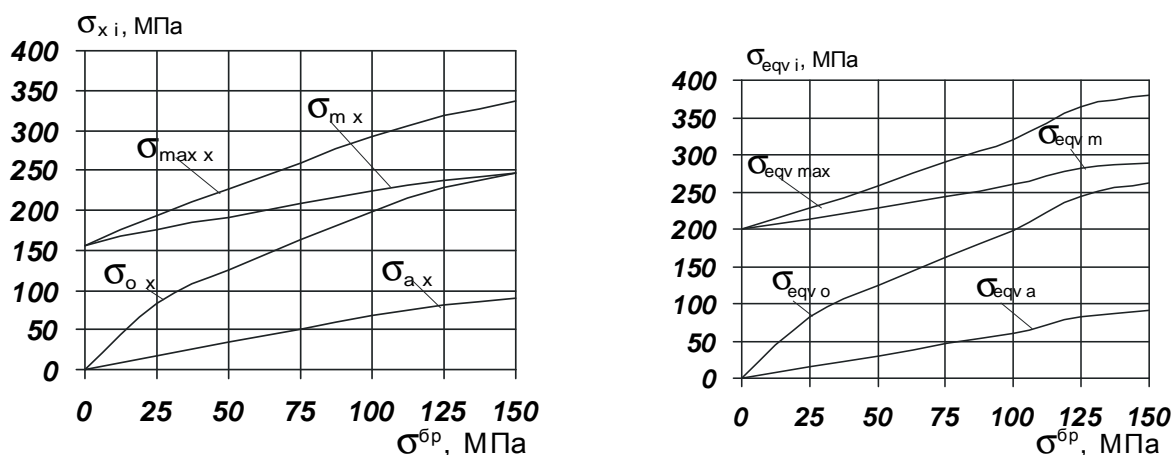


Рис. 5.43. Вплив рівня додатка зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на σ_{max} , σ_a , σ_m , σ_0

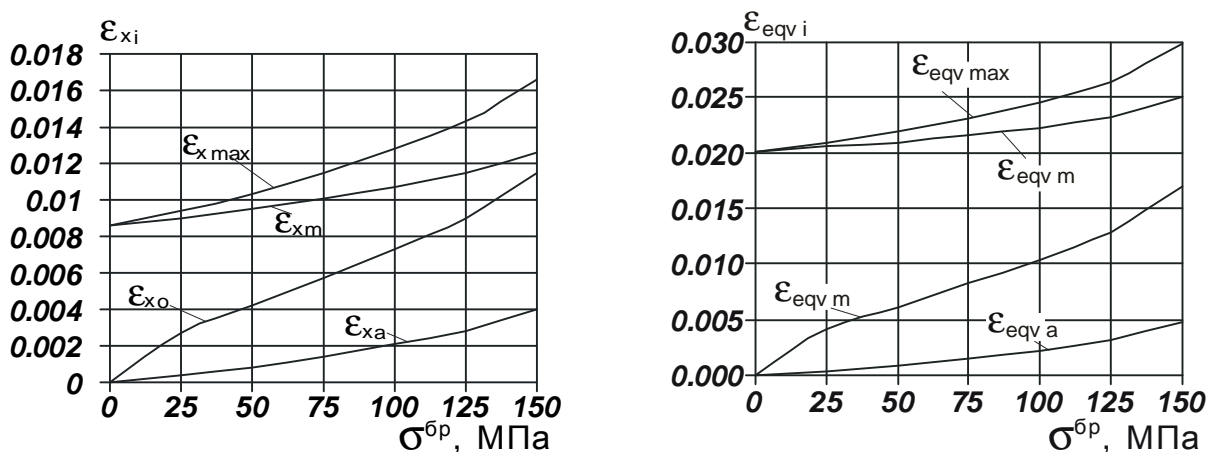


Рис. 5.44. Вплив рівня додатка зовнішнього навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на ε_{max} , ε_a , ε_m і ε_0

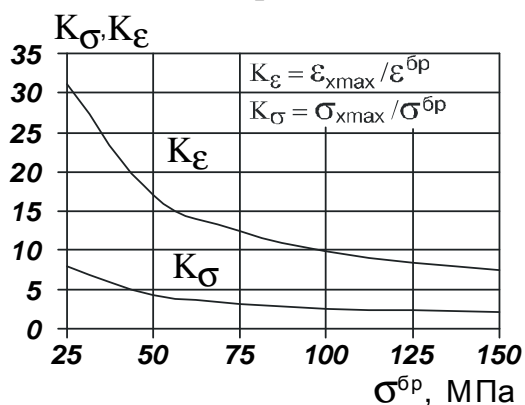


Рис. 5.45. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на зміну коефіцієнта концентрації розтяжного напруження σ_x і розтяжних деформацій ε_x

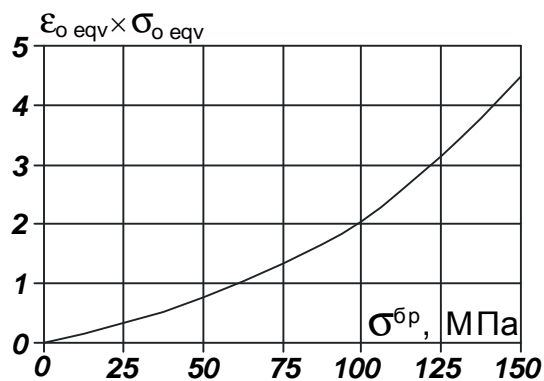


Рис. 5.46. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на добуток $\sigma_{\text{eqv}0} \times \varepsilon_{\text{eqv}0}$

Аналіз герметичності проводимо, досліджуючи залежність характеру

розподілу контактної тиску і величини зазорів, що виникають між заклепкою і пластинами, від рівня навантаження $\sigma^{бр}$ (рис. 5.47). На рис. 5.48 показані шляхи товщини пакета, уздовж яких будувалися ці залежності.

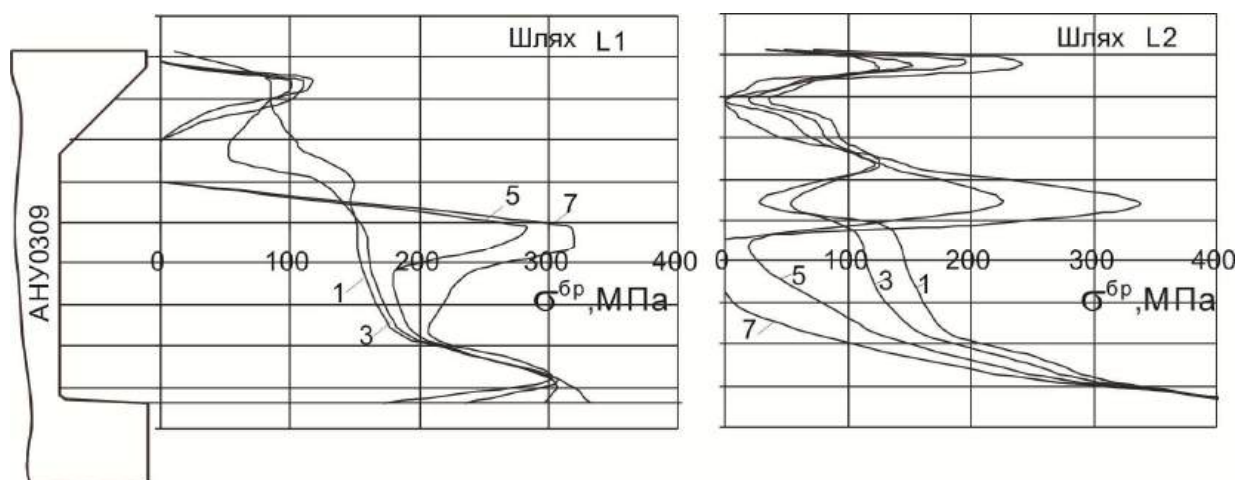


Рис. 5.47. Вплив рівня прикладення зовнішнього навантаження на розподіл контактної тиску між тілом заклепки і пакетом вздовж шляху L1, L2

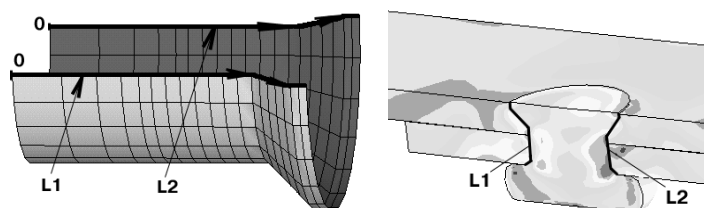


Рис. 5.48. Відображення шляху, по якому виводяться розподіли контактної тиску і величини зазорів, які виникають між поверхнями, що сполучаються

Розподіл контактної тиску має нерівномірний характер, що пояснюється як самим процесом клепаання, так і вигином заклепки в процесі додатка розтяжних зусиль.

Зазори між заклепкою і пластиною виникають при додатку розтяжних навантажень, відповідних напрузі $\sigma^{бр}=100...150$ МПа, і не перевищують величини 0,058 мм у локальній зоні. Це свідчить про герметичність з'єднання у всьому діапазоні даного розтяжного напруження.

Аналіз НДС для пластини № 2 у зоні першого ряду заклепок проводять аналогічно і далі не наводять.

Слід розглянути також і розподіл контактної тиску між пластинами.

Відомо, що в процесі kleпання відбувається спучення пакета, реально контакт між пластинами залишається тільки в області, прилеглий до заклепки. На рис. 5.49 показані шляхи, уздовж яких побудовані графіки розподілу контактного тиску (рис. 5.50, 5.51).

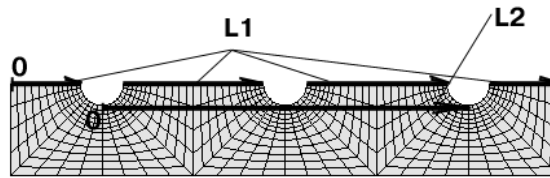


Рис. 5.49. Відображення шляхів, вздовж яких виводяться розподіли контактного тиску між пластинами

Вимірювання величини утягання Δ_y і спучення Δ_ϵ у подовжньому напрямі проводили для другого ряду заклепки. Величина утягання Δ_y становила 0,04 мм, спучення Δ_ϵ – 0,041 мм.

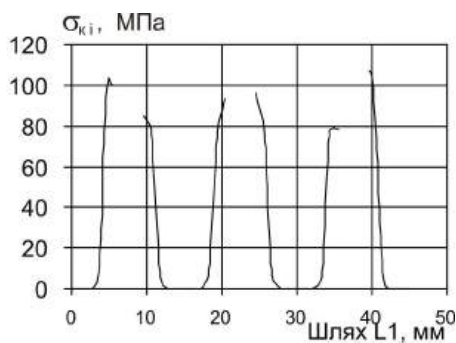


Рис. 5.50. Розподіл контактного тиску між пластинами уздовж шляху L1

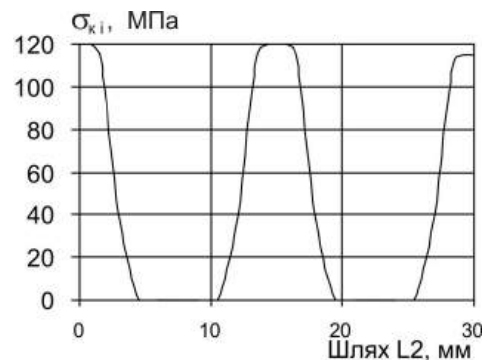


Рис. 5.51. Розподіл контактного тиску між пластинами уздовж шляху L2

На рис. 5.52 показані характер деформації зразка і поле розподілу еквівалентного напруження в пластинах після процесу kleпання кожної заклепки, але перед прикладенням розтяжного навантаження.

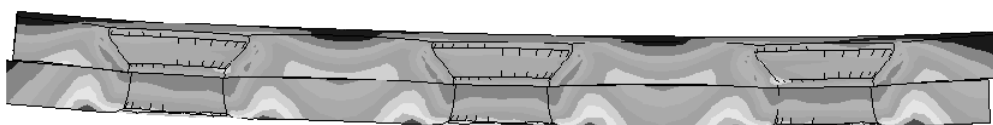
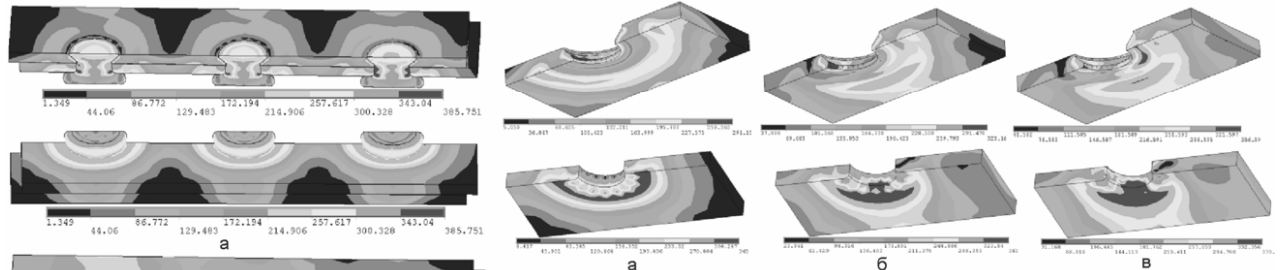
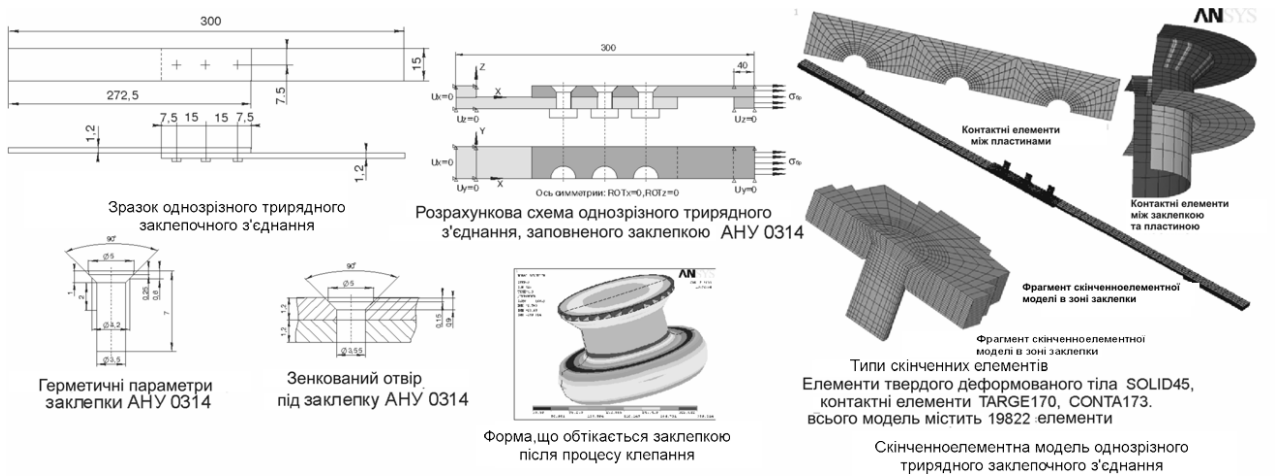
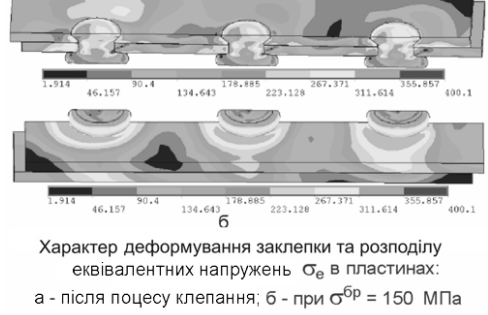


Рис. 5.52. Характер деформації пластин після процесу kleпання кожної заклепки (масштаб переміщень – 10:1). Заклепка не показана

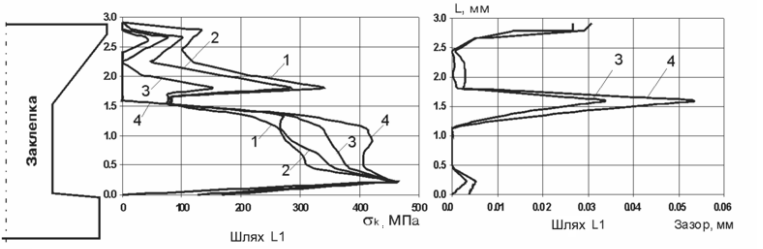
На рис. 5.53 показані результати аналізу характеристик локального НДС в елементах однозрізного трирядного з'єднання, виконаного заклепкою АНУ 0314.



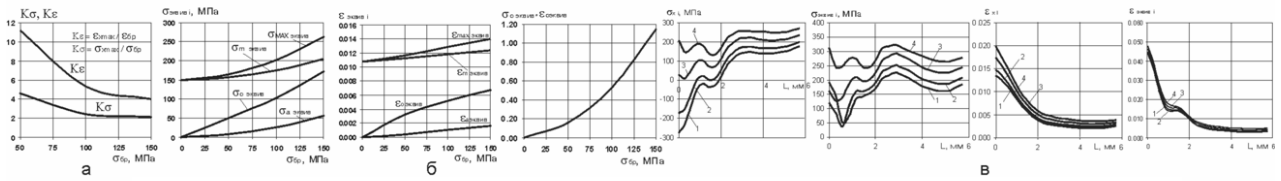
Характер розподілу еквівалентних напруг у пластинах, заповнених заклепкою: а - після процесу клепаання; б - при $\sigma^{br} = 100$ МПа; в - при $\sigma^{br} = 150$ МПа



Характер деформування заклепки та розподілу еквівалентних напружень σ_e в пластинах: а - після процесу клепаання; б - при $\sigma^{br} = 150$ МПа



Вплив рівня прикладання зовнішнього навантаження на розподіл контактних тисків і зазорів між заклепкою та пакетом



Вплив рівня навантаження на характер локального НДС у пластині, заповненою заклепкою АНУ 0314: а - коефіцієнт концентрації навантажень і деформації; б - максимальні еквівалентні; амплітудні; середні; віднульові еквівалентні напруження та деформації; в - еквівалентні та розтяжні напруження та деформації в поперечному напрямку вздовж осі заклепки

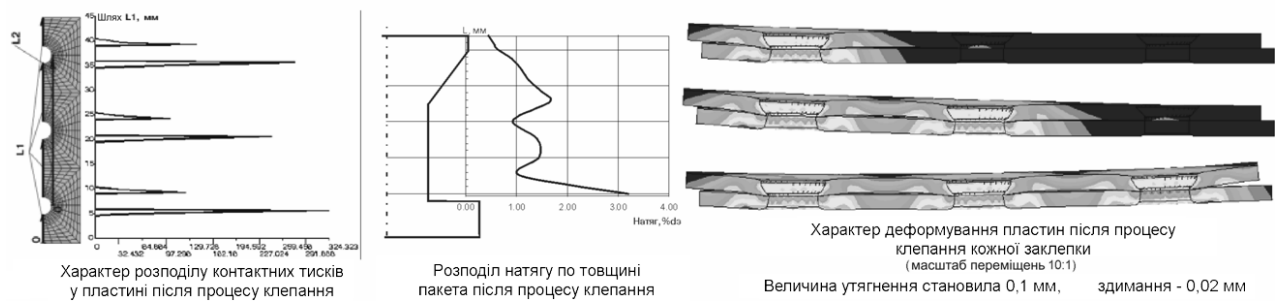


Рис. 5.53. Аналіз характеристик локального НДС в елементах однозрізного трирядного з'єднання, заповненого заклепкою АНУ 0314

5.4. МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ РОЗПОДІЛУ ЗУСИЛЬ МІЖ РЯДАМИ ЗРІЗНОГО ЗАКЛЕПОЧНОГО З'ЄДНАННЯ

Алгоритм розрахунку розподілу зусиль [336] між рядами зрізного заклепочного з'єднання показано на рис. 5.54.

Система інженерного аналізу ANSYS дозволяє провести розрахунок розподілу зусиль по рядах заклепок двома способами.

Перший спосіб полягає у визначенні поля розподілу розтяжного напруження σ_x , що має нерівномірний характер, у перерізах між рядами заклепок (див. рис. 5.54) верхньої і нижньої пластин. Розрахунок зусиль між рядами заклепочного з'єднання виконують шляхом множення середньоінтегральних величин напруження σ_x в кожному перерізі на величину площі перерізу пластини:

$$P_{li} = \int \sigma_{xi} dF .$$

Розрахунок розподілу зусиль між рядами заклепок проводимо за формулою

$$P_{zi} = P_{li} - P_{l(i+1)} ,$$

де i – номер ряду (перерізу); P_{zi} – навантаження, що передається через i -у заклепку.

Частка навантаження, що сприймається кожним рядом заклепочного з'єднання,

$$R_i = \frac{P_{zi}}{P} ,$$

де R – частка навантаження, що сприймається i -ю заклепкою.

Другий спосіб полягає в заміні моделі потайних заклепок спеціальними елементами COMBIN39 (рис. 5.55), що мають властивості нелінійних пружин. Закон деформації елементів COMBIN39 заданий таблично шістьма-сімома точками і відповідає характеру взаємного зсуву пластин однорядних заклепочних однозрізних з'єднань, мають відповідні геометричні розміри. Однією з опцій виведення для елемента COMBIN39 є визначення зусиль, що діють на нього.

1 Вибір типового зразка потайного заклепочного з'єднання та його параметрів. Створення тривимірної комп'ютерної моделі

Розбиття конструкції на зони, що містять окремі кріпильні елементи з'єднання. Розроблення розрахункової схеми однорядного з'єднання. Створення скінченноелементної моделі, що містить контактні елементи. Моделювання процесу клепаання. Розрахунок НДС в елементах з'єднання за допомогою системи ANSYS. Визначення залежності "навантаження - зміщення" для кожного варіанта з'єднання з урахуванням способу установлення заклепки

Розроблення розрахункової схеми багаторядного з'єднання. Заміна заклепок спеціальними елементами COMBIN39, що мають властивості нелінійних пружин і подані в системі CAD/CAE ANSYS. Задання закону деформування елементів COMBIN39 6-7 точками, що відповідають характеру взаємного переміщення пластин, що отримане для кожного варіанта з'єднання з урахуванням способу установлення заклепки. Задання відповідних умов закріплення та додавання діючих навантажень

Визначення зусил, які є результатом вирішення задачі, в елементах COMBIN39. Аналіз характеру розподілу зусиль по рядах заклепок і порівняння їх з експериментальними даними

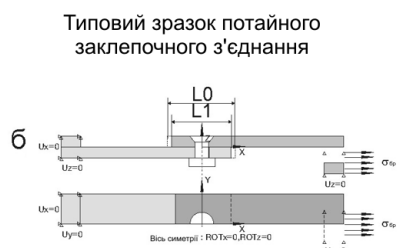
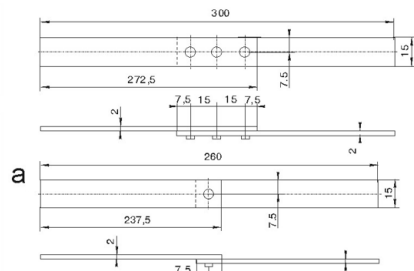
2 Вибір типового зразка потайного заклепочного з'єднання та його параметрів. Створення тривимірної комп'ютерної моделі

Розроблення розрахункової схеми багаторядного з'єднання. Створення скінченноелементної моделі, що містить контактні елементи. Моделювання процесу клепаання. Розрахунок НДС в елементах з'єднання за допомогою системи ANSYS при різних варіантах навантаження

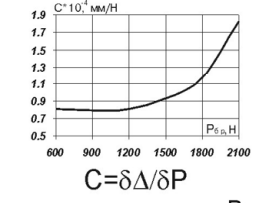
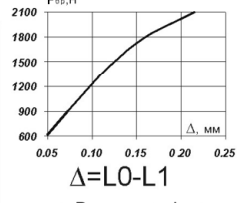
Визначення поля розподілу розтяжних напружень σ_x , що має нерівномірний характер у перерізах 1,2,3 верхньої та нижньої пластин. Розрахунок зусиль між рядами заклепочного з'єднання шляхом множення середньоінтегральних величин напружень σ_x у кожному перерізі на величину площі перерізу пластини. Розрахунок розподілу зусиль між рядами заклепок. Вирахування частки навантаження, що сприймає кожна заклепка. Аналіз характеру розподілу зусиль по рядах заклепок і порівняння їх із експериментальними даними

Порівняння методів

- 1 У першому методі не враховують залишкові напруження та деформації, що мають місце після процесу клепаання, він менш трудомісткий, не потребує значних ресурсів ЕОМ і може бути використаний на стадії ескізного проектування.
- 2 Другий метод ураховує залишкові напруження та деформації, що виникають після процесу клепаання, та, отже, більш точний. Потребує значних ресурсів ЕВМ для розрахунків

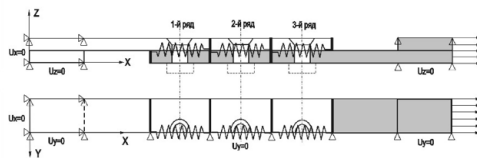


Зразок (а) та розрахункова схема (б) однозрізного однорядного заклепочного з'єднання

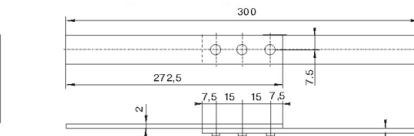


$\Delta = L_0 - L_1$ $C = \delta \Delta / \delta P$

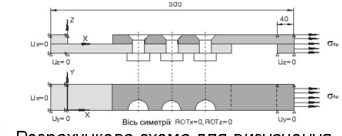
Вплив зовнішнього розтяжного навантаження $P_{бр}$ на характер зміни: а - величини взаємного зміщення з'єднувальних пластин; б - піддатливості при зовнішньому розтяжному навантаженні



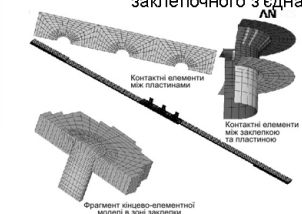
Розрахункова схема для визначення зусилля у трирядному однозрізному заклепочному з'єднанні за допомогою спеціальних елементів COMBIN39



Типовий зразок потайного заклепочного з'єднання



Розрахункова схема для визначення зусиль у трирядному однозрізному заклепочному з'єднанні



Скінченноелементна модель однорядного заклепочного з'єднання

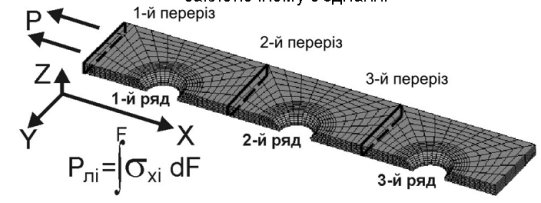
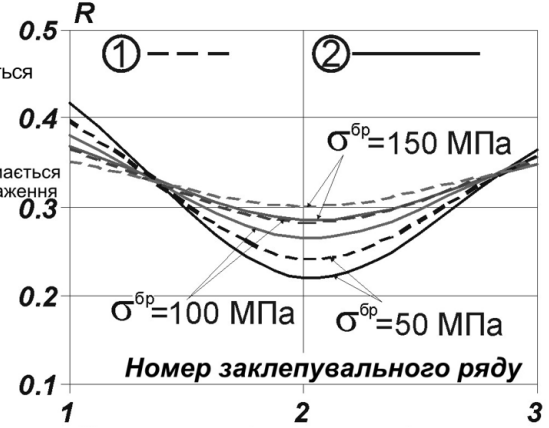


Схема розміщення перерізів у пластині для розрахунків, що використовують для розрахунків розподілу зусиль між рядами заклепок

$P_{zi} = P_{li} - P_{li(i+1)}$
 i - номер ряду (перерізу)
 P_{zi} - навантаження, що передається через i -ю заклепку.
 $R_i = \frac{P_{zi}}{P}$
 R_i (частка навантаження, що сприймається i -ю заклепкою) - відношення навантаження P_{zi} , що передається через заклепку, до сумарного навантаження P



Характер розподілення зусиль між рядами заклепочного з'єднання при різних рівнях зовнішніх навантажень

Рис. 5.54. Методики розрахунку розподілу зусиль між рядами зрізного заклепочного з'єднання

Зв'язок кріпильним елементом замінений зв'язком елементом COMBIN39, і зусилля, що діють на елемент, приймають такими, що дорівнюють зусиллям, що діють на заклепку.

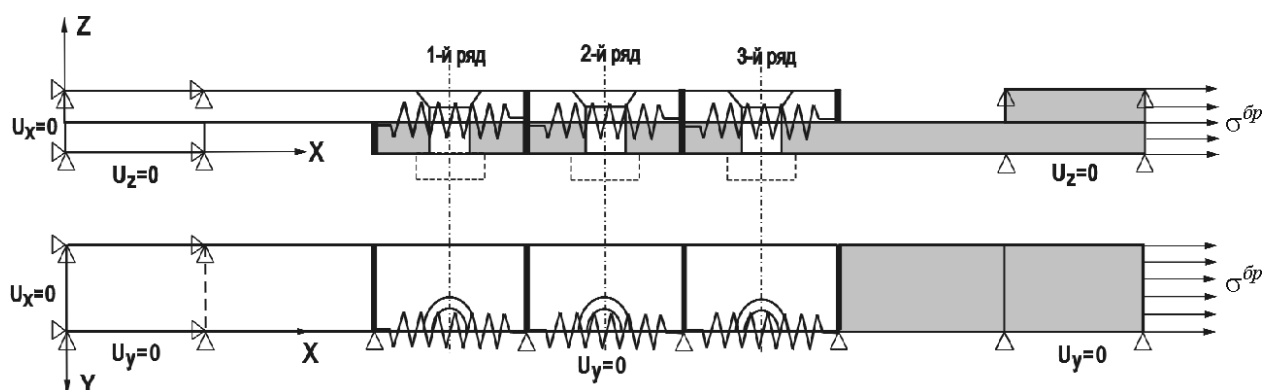


Рис. 5.55. Розрахункова схема для визначення зусиль у трирядному однозрізному заклепочному з'єднанні

Результати розрахунку за запропонованими методами та їх порівняльний аналіз показані на рис. 5.54.

5.5. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВІДХИЛЕНЬ РОЗМІРІВ, ЩО УТВОРЮЮТЬСЯ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ЗАКЛЕПОК І ВИКОНАННІ ОТВОРІВ ПІД ЇХ УСТАНОВЛЕННЯ, НА РОЗПОДІЛ РАДІАЛЬНОГО НАТЯГУ ЗА ТОВЩИНОЮ ПАКЕТА ПІСЛЯ ПРОЦЕСУ КЛЕПАННЯ

Одним із найбільш важливих параметрів, що визначають якість заклепочного з'єднання, є радіальний натяг, що реалізується в процесі клепання. Його числові значення і характер розподілу по товщині пакета прийнято використовувати як інтегральну характеристику, за якою можна спрогнозувати статичну міцність, втомну довговічність, герметичність і корозійну стійкість заклепочного з'єднання [288]. Мінімальне значення радіального натягу в заклепочному з'єднанні має бути більше $0,4\%d_3$ або дорівнювати йому. Алгоритм методу дослідження за допомогою системи CAD/CAE ANSYS впливу, що виникає при виготовленні заклепки, виконанні отвору і клепанні технологічних відхилень розмірів, на розподіл радіального натягу по товщині пакета і на НДС пластини з отвором, заповненим заклепкою, показано на

рис. 5.56. Як заклепку для досліджень вибрано заклепку за ОСТ1-34040-79.

Об'єкт досліджень.
Геометричні характеристики заклепки і отвору під її установлення. Діапазон ймовірних відхилень розмірів заклепки і отвору. Технологія виконання з'єднання. Характеристики матеріалів заклепки та пластини

Розроблення розрахункової схеми та створення скінченно-елементної моделі з'єднання за допомогою системи CAD/CAE ANSYS. Розроблення схеми навантаження заклепки при її встановленні

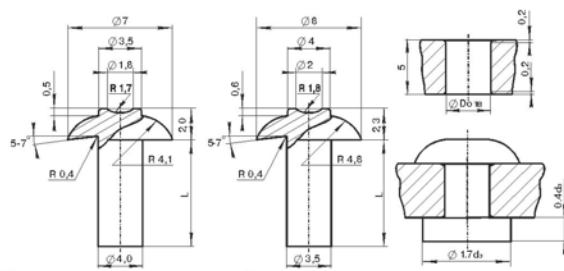
Розрахунок НДС в елементах з'єднання після переміщення штампів до утворення заданої висоти замикаючої головки та його зміна після зняття штампів

Визначення розподілення по товщині пакета радіального натягу:
$$\Delta = \frac{d_{2отв} - d_{1отв}}{d_{1отв}}$$

 $d_{1отв}$ - діаметр отвору до процесу клепаання,
 $d_{2отв}$ - фактичний діаметр отвору після процесу клепаання

Кількісне визначення впливу технологічних відхилень на величину радіального натягу в пластині з отвором, заповненим розклепаною заклепкою

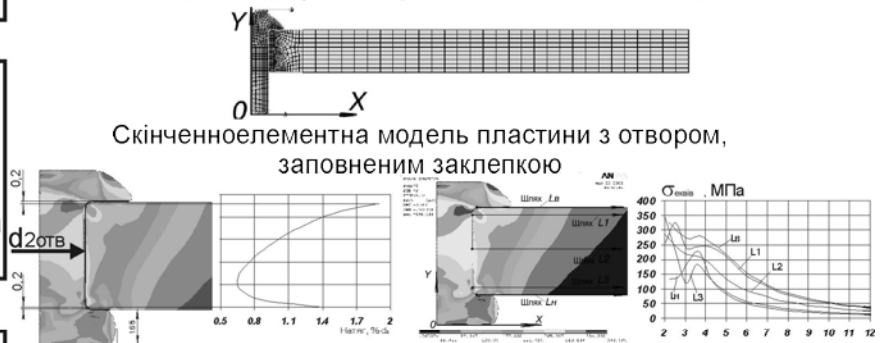
Визначення зусиль клепаання при різноманітних варіантах технологічних відхилень



Конструкція та розміри заклепки з головкою за ОСТ1-34040-79 та отвори під їх установлення

$d_{закл1}$, мм	4.0			4.04			4.047		
$d_{отв1}$, мм	4.05	4.1	4.16	4.05	4.1	4.16	4.05	4.1	4.16
$d_{закл2}$, мм	3.54			3.55					
$d_{отв2}$, мм	3.55	3.61	3.55	3.61					

Досліджувані варіанти технологічних відхилень

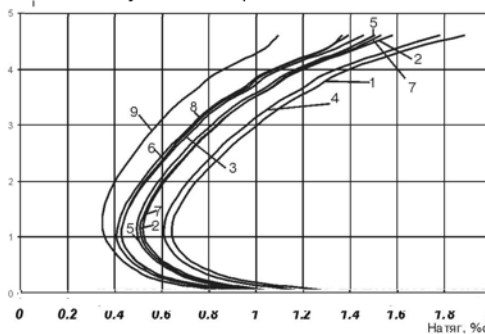


Скінченноелементна модель пластини з отвором, заповненим заклепкою

$d_{закл} = 4.047$ мм, $d_{отв} = 4.05$ мм

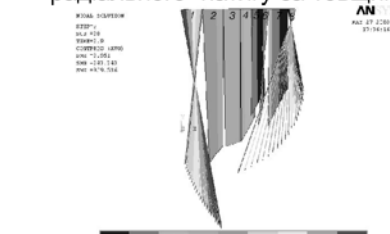
Розподілення радіального натягу за товщиною пакета

Характер розподілу еквівалентних напружень



- 1 - $d_{закл1}$ = 4.047 мм, $d_{отв1}$ = 4.05 мм;
- 2 - $d_{закл1}$ = 4.047 мм, $d_{отв1}$ = 4.1 мм;
- 3 - $d_{закл1}$ = 4.047 мм, $d_{отв1}$ = 4.16 мм;
- 4 - $d_{закл1}$ = 4.04 мм, $d_{отв1}$ = 4.05 мм;
- 5 - $d_{закл1}$ = 4.04 мм, $d_{отв1}$ = 4.1 мм;
- 6 - $d_{закл1}$ = 4.04 мм, $d_{отв1}$ = 4.16 мм;
- 7 - $d_{закл1}$ = 4.0 мм, $d_{отв1}$ = 4.05 мм;
- 8 - $d_{закл1}$ = 4.0 мм, $d_{отв1}$ = 4.1 мм;
- 9 - $d_{закл1}$ = 4.0 мм, $d_{отв1}$ = 4.16 мм.

Вплив технологічних відхилень, що утворюються при виготовленні заклепок $\varnothing 4.0$ мм та отворів під їх установлення, на характер розподілення радіального натягу за товщиною пакета після процесу клепаання



Характер розподілення контактних тисків між замикаючою головкою заклепки та штампом

$$P_{\text{клепаання}} = \int_F \sigma_{\text{контакт}} d(F)$$

$$P_{\text{клепаання}} = 16521 \text{ Н}$$

(для варіанта $d_{закл} = 4.047$ мм, $d_{отв} = 4.05$ мм)

Рис. 5.56. Методика дослідження впливу відхилень розмірів, що утворюються при виготовленні заклепок і виконанні отворів під їх установлення, на розподіл радіального натягу за товщиною пакета після процесу клепаання

5.6. МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОТАЙНИХ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ НА ЇХ ДОВГОВІЧНІСТЬ

При розрахунку довговічності елементів конструкції слід визначити сукупність змінних навантажень, що діють на з'єднання, і привести їх до еквівалентних, а потім – до віднульових циклів розтягувань відповідно:

$$\Delta\sigma_e = \sqrt[4]{\sum n_i \Delta\sigma_i^4}, \quad \sigma_0 = \sqrt{2\sigma_a \sigma_{\max}},$$

де σ_a – амплітуда напруження еквівалентного циклу навантаження, що діє в елементах конструкції; σ_{\max} – максимальне за величиною напруження в елементах конструкції еквівалентного циклу діючого навантаження.

Відомо [456], що довговічність при циклічному навантаженні елементів літакових конструкцій можна визначити за виразом

$$N(\sigma_0^{\bar{p}})^m = C, \quad (5.1)$$

де $\sigma_0^{\bar{p}}$ – номінальні напруження в перерізі «брутто» конструктивного елемента, приведені до віднульового циклу навантаження; m і C – константи, які визначаються за наслідками втомних випробувань даних конструктивних елементів.

Формула (5.1) дає можливість розрахувати довговічність різних конструктивних нерегулярностей за наслідками втомних випробувань, але не дозволяє врахувати зміну характеристик довговічності при модифікації конструктивних елементів (зміна геометричних параметрів елементів, типу кріплення, технології збирання конструкції) без проведення їх додаткових втомних випробувань.

Для прогнозування довговічності з'єднань визначають загальний напружено-деформований стан і проводять втомні випробування типових зразків.

При розрахунку довговічності з'єднань використовують принцип суперпозиції з розділенням навантаження на те, що проходить по листу, і те, що сприймає кріпильний елемент [434]. При цьому складне навантаження поблизу

отворів подають у вигляді суми простих випадків навантаження пластини з отвором і однорядного з'єднання. Відповідно до цього може бути знайдене приведенне напруження в перерізі з'єднання

$$\sigma_{np}(f(N)) = K_{zm}(f(N))\sigma_{zm} + \sigma_l + K_{vиг}(f(N))\sigma_{vиг},$$

де σ_l – номінальне напруження від навантаження, що проходить у листі; σ_{zm} – напруження зім'яття від навантаження, що сприймається кріпильним елементом; K_{zm} – коефіцієнт зім'яття; $\sigma_{vиг}$ – напруження вигину.

Проте такий метод для урахування впливу технології збирання на довговічність з'єднань потребує уточнення коефіцієнтів, що входять у вираз. Його застосовують для виявлення критичних з погляду втомної довговічності ділянок елементів з'єднань на стадії ескізного проектування. Число циклів до руйнування розраховують на основі статистичного матеріалу, що потребує проведення експериментальних досліджень при конструктивно-технологічних змінах з'єднань.

Прогнозування впливу конструктивних параметрів на довговічність елементів конструкції виконують на основі аналізу характеристик локального НДС у критичних ділянках з'єднань. Так, у роботі [450] число циклів до зародження мікротріщин ставлять у залежність від величини розсіюваної за цикл навантаження енергії, яка функціонально пов'язана з величиною залишкової пластичної деформації. Проте при використанні цього методу не враховують зміни локального НДС елементів при їх збиранні, а сам метод базується на результатах випробувань гладких зразків.

Слід також урахувати, що розрахунок довговічності конструктивних елементів має проводитися не тільки в зоні геометричних концентраторів напруження, але і в зоні можливого інтенсивного розвитку фретинг-корозії по контактних поверхнях навантажуваних деталей [280, 372].

На основі результатів експериментального дослідження в роботі [372] виведено аналітичний вираз для розрахунку довговічності конструктивних елементів при руйнуванні їх в зоні фретинг-корозії від змінних розтяжних

навантажень:

$$\sigma_{a\text{фр}} = 2,34(\sigma_{\sigma} - \sigma_m)^{0,63} [0,64 + 43,3(\lg N)^{2,1}] - 4,068(\lg N)^{0,92K_{II}} \sigma_K^{0,32} K_m K_{xn}, \quad (5.2)$$

де $\sigma_{a\text{фр}}$ і σ_m – відповідно амплітудне і середнє значення циклічного номінального напруження розтягування в конструктивних елементах у зоні фретинг-корозії, МПа; σ_{σ} – межа точності алюмінієвого сплаву, МПа; σ_K – контактне напруження в деталі в зоні фретинг-корозії, МПа; N – число циклів до руйнування; K_{II} – коефіцієнт, що враховує вплив покриттів на зменшення амплітудних значень напруження при заданій довговічності; $K_{II} = 1$ – для плакованих листових деталей; $K_{II} = 0,86$ – для анодованих деталей; $K_{II} = 0,89$ – для анодованих деталей, покритих ґрунтом ФЛ-086; K_m – коефіцієнт, що враховує зміну форми контакту; $K_m = 1$ – при прямокутній формі контакту; $K_m = 1,36$ – при інших формах контакту; K_{xn} – коефіцієнт, що враховує вплив радіального натягу на зміну граничного значення максимальних віднульових напружень. Величина лежить у межах 0,95...0,90.

Метою даного дослідження є розроблення методики прогнозування довговічності елементів літакових конструкцій на основі характеристик опору втоми типових зразків потайних заклепочних з'єднань і розрахунку локальної повної питомої роботи деформації за компонентами локального напружено-деформованого стану, отриманими за допомогою МКЕ.

Алгоритм пропонованої методики прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів потайних заклепочних з'єднань на їх довговічність показано на рис. 5.57.

На основі аналізу параметрів вживаних зрізних потайних заклепочних з'єднань вибрані типові зразки та їх геометричні характеристики (надалі позначення на рисунках відповідають наведеній нижче нумерації типових зразків):

1) пластина із зенкованим отвором, заповненим розклепаною потайною заклепкою за ОСТ 1 34055-92 (АНУ0309);

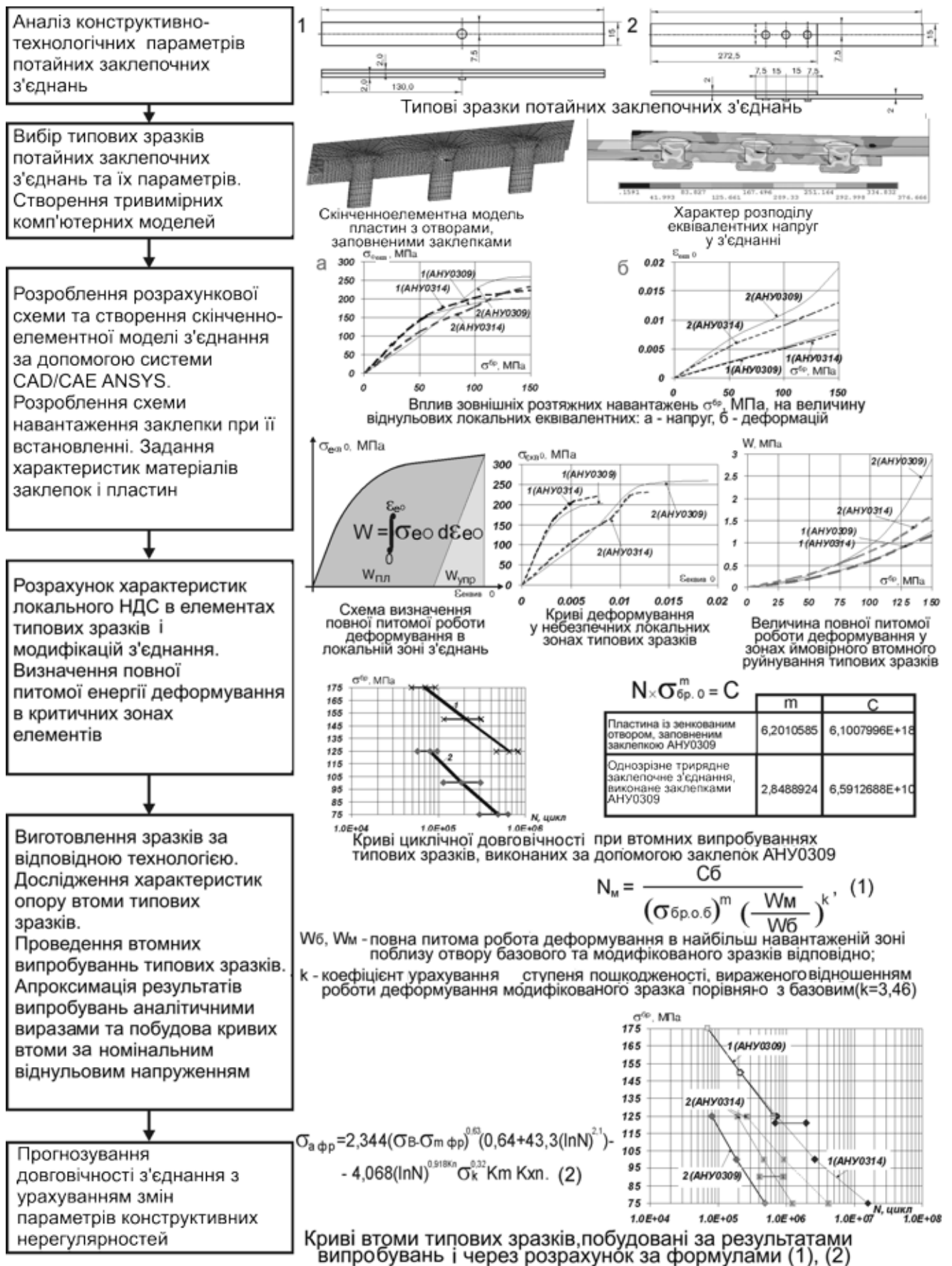


Рис. 5.57. Методика прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів потайних заклепочних з'єднань на їх довговічність

2) однозрізне трирядне потайне заклепочне з'єднання, виконане за допомогою заклепок за ОСТ 1 34055-92 (АНУ0309).

Маючи в своєму розпорядженні результати втомних випробувань цих типів з'єднань (рис. 5.58) і приймаючи за базу довговічність з'єднань, виконаних за допомогою заклепки на основі ОСТ 1 34055-92 (АНУ0309), ставимо завдання: спрогнозувати довговічність цих же зразків, але виконаних заклепками АНУ0314 із зменшеною висотою потайної головки.

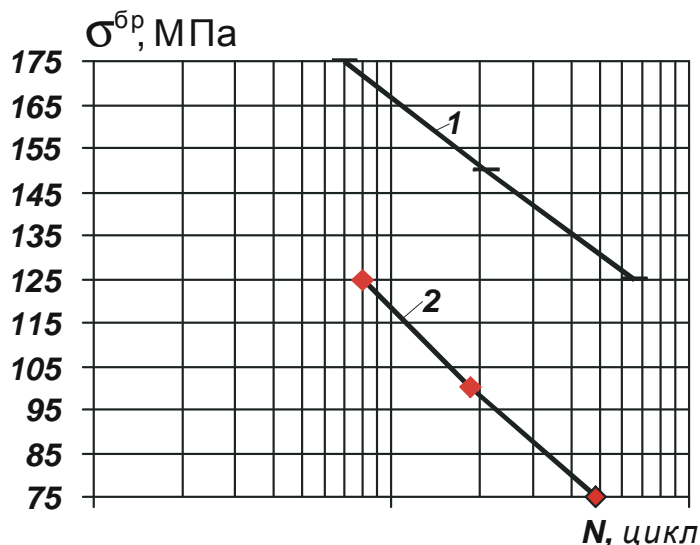


Рис. 5.58. Криві циклічної довговічності при втомних випробуваннях типових зразків, виконаних за допомогою заклепок АНУ0309

З урахуванням результатів втомних випробувань [372] були визначені коефіцієнти m і C для аналітичних виразів кривих втоми, що розраховують за номінальним напруженням (5.1) (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Значення розрахунково-експериментальних коефіцієнтів кривої втоми типових зразків заклепочних з'єднань

Типовий зразок	$N(\sigma_0^{бp})^m = C$	
	m	C
Пластина із зенкованим отвором, заповненим заклепкою АНУ0309	6,2010585	6,1007996E+18
Однозрізне заклепочне трирядне з'єднання, виконане заклепками АНУ0309	2,8488924	6,5912688E+10

Для прогнозування довговічності типових зразків, виконаних за допомогою заклепок АНУ0314, використовуємо розрахунок характеристик локального НДС за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS [474]. Локальні еквівалентні напруження і деформації в найбільш навантажених точках поблизу отвору приведені до віднульового циклу навантаження за формулою Одінга (рис. 5.59, а, б).

На рис. 5.60 показані залежності $\sigma_{e0} = f(\varepsilon_{e0})$ для даних типових зразків.

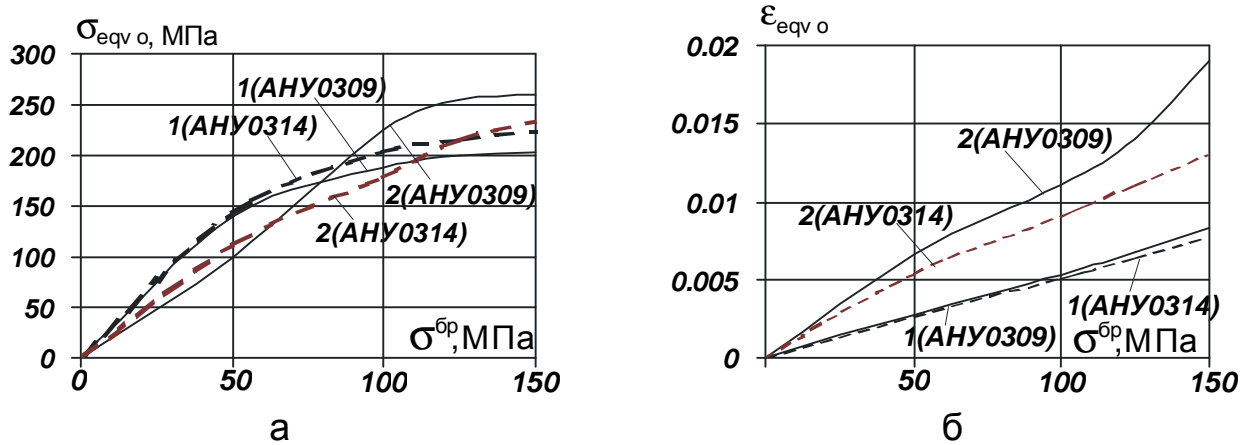


Рис. 5.59. Вплив зовнішнього розтяжного навантаження σ^{br} , МПа, на величину локальних еквівалентних: а – напружень, б – деформацій, приведених до віднульового циклу навантаження за формулою Одінга

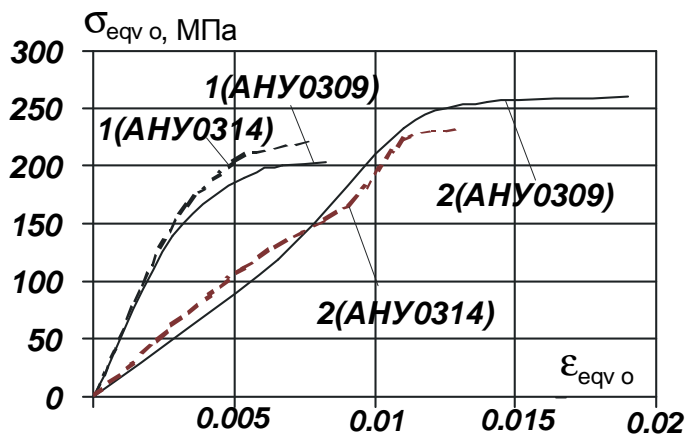


Рис. 5.60. Співвідношення між локальними еквівалентними віднульовими напруженнями σ_{eqv0} і деформаціями ε_{eqv0} в небезпечних зонах типових зразків

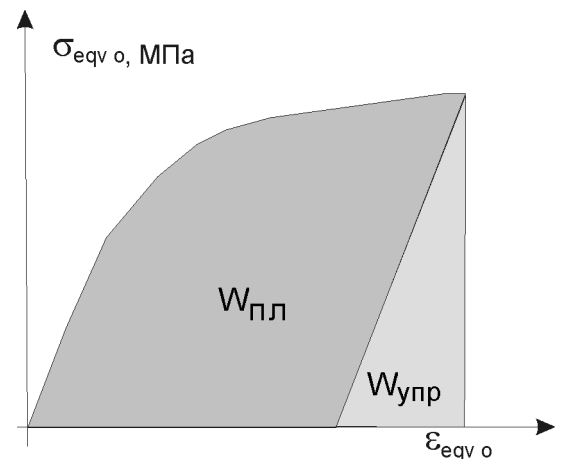


Рис. 5.61. Залежність $\sigma_{eqv0} = f(\varepsilon_{eqv0})$, що визначає повну питому роботу деформації в локальній зоні

Як видно з рис. 5.60, конструктивні параметри типових зразків впливають на залежність $\sigma_{eqv0} = f(\varepsilon_{eqv0})$.

Питому енергію деформації зразка визначали в зоні вірогідного втомного руйнування – переходу конічної частини отвору в циліндричну в перерізі вздовж осі заклепки. Повна питома енергія деформації складається з пружної W_{np} і пластичної W_{nl} складових (рис. 5.61) і дорівнює площі, обмеженій кривою $\sigma_{eqv0} = f(\varepsilon_{eqv0})$ і віссю абсцис:

$$W = \int_0^{\varepsilon_0} \sigma_{e0} d\varepsilon_{e0} .$$

Шляхом числової інтеграції залежностей, показаних на рис. 5.60, були набуті значення повних питомих робіт деформації в небезпечних зонах досліджуваних зразків при зміні величини σ_0^{bp} , МПа (рис. 5.62).

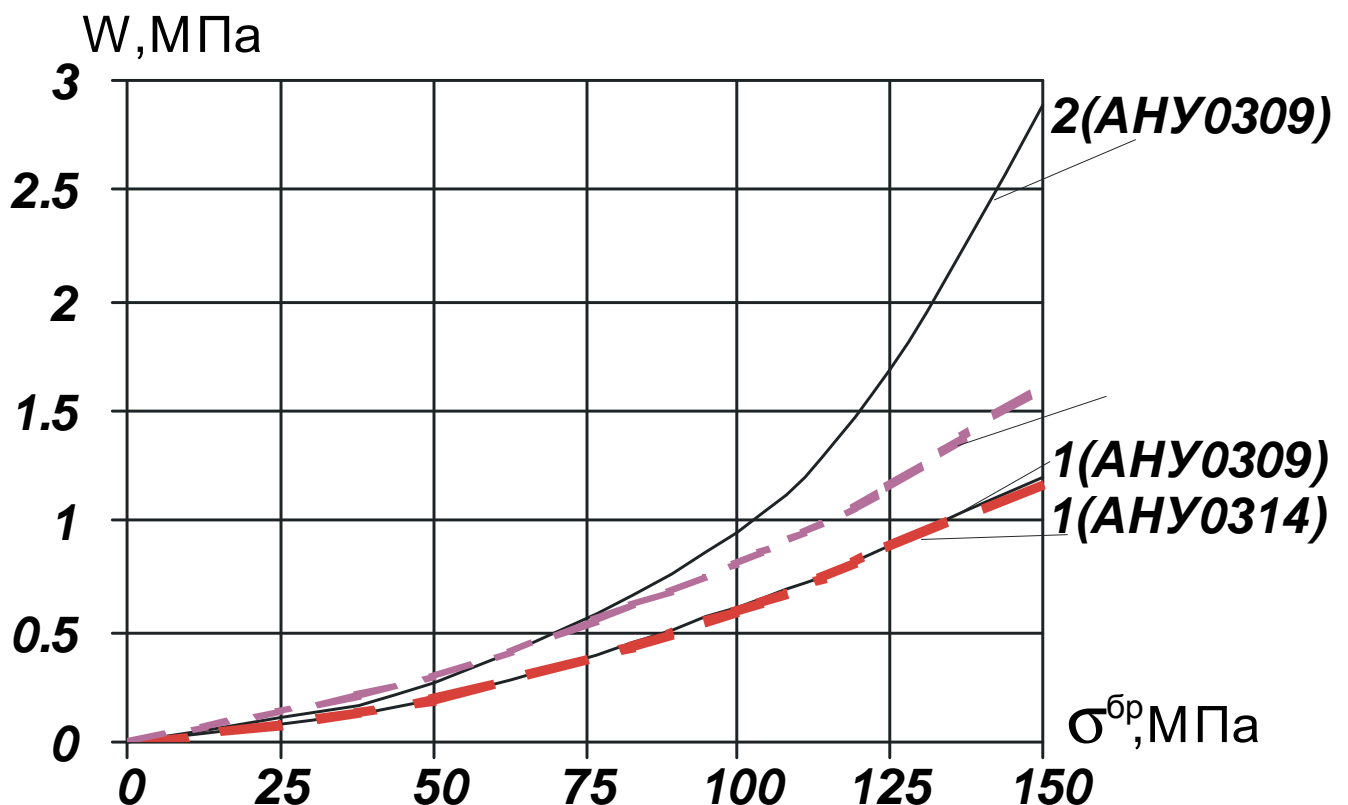


Рис. 5.62. Величина повної питомої роботи деформації в зонах вірогідного втомного руйнування типових зразків

Довговічність типових зразків, виконаних за допомогою заклепки АНУ0314, розраховуємо за виразом

$$N_m = \frac{C_{\bar{\sigma}}}{(\sigma_{\bar{\sigma}.0\bar{\sigma}})^m \left(\left(\frac{W_m}{W_{\bar{\sigma}}} \right)^k \right)}, \quad (5.3)$$

де $W_{\bar{\sigma}}$, W_m і k – повна питома робота деформації в найбільш навантаженій зоні поблизу отвору базового і модифікованого зразків відповідно і коефіцієнт урахування ступеня пошкоджуваності, вираженого відношенням робіт деформації модифікованого зразка порівняно з базовим.

Як видно з рис. 5.62, величина повної питомої енергії деформування в локальній зоні має майже однакові значення для зразків з незавантаженим отвором, заповненим заклепками АНУ0309 і АНУ0314, що підтверджується результатами втомних випробувань. У разі однозрізного потайного трирядного заклепочного з'єднання повна питома енергія деформації має однакові значення тільки до величини розтяжних зусиль, відповідних $\sigma^{bp} = 75$ МПа. При подальшому зростанні розтяжних зусиль для зразка із заклепками АНУ0309 спостерігається інтенсивніше зростання повної питомої енергії деформації, ніж для зразка із заклепками АНУ0314. Отже, наближена оцінка впливу конструктивних параметрів на довговічність подібних з'єднань можлива на етапі розрахунку повних питомих енергій деформації.

При прогнозуванні довговічності зразків, виконаних за допомогою заклепки АНУ0314, за базову криву прийнято криву втоми пластини із зенкованим отвором, заповненим заклепкою АНУ0309. За формулою (5.3), знаючи довговічність типових зразків, виконаних заклепками АНУ0309, можна визначити коефіцієнт $K = 3,463$ переходу від базової кривої до кривої втоми однозрізного трирядного потайного заклепочного з'єднання. Прогнозування довговічності типових зразків, виконаних за допомогою заклепки АНУ0314, проведено при допущенні незмінності коефіцієнта k (рис. 5.64).

Як видно, прогнозована довговічність для зразка із заповненим незавантаженим отвором лежить в області результатів, отриманих експериментальним шляхом. Для трирядного однозрізного з'єднання розрахункова довговічність лежить вище за експериментальні значення. Це підтверджує те, що руйнування його відбувається в результаті фретинг-корозії, яка знижує довговічність з'єднання. Розрахунок довговічності для цього з'єднання виконуємо за формулою (5.2).

Значення σ_k і $\sigma_{вигин}$ визначали в пластині із зенкованими отворами в області крайнього ряду заклепок на межі з другою пластиною (рис. 5.63).

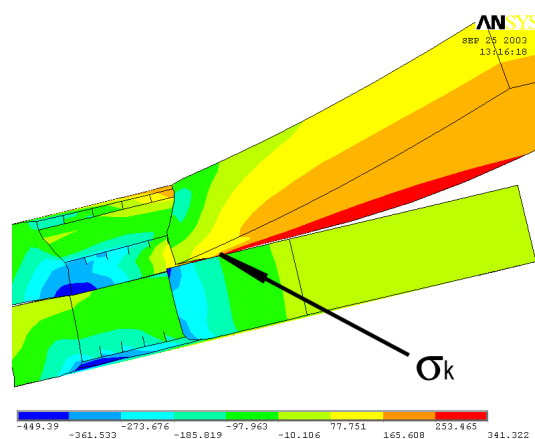


Рис. 5.63. Характер деформації і розподіл напруження σ_x в області крайнього ряду трирядного однозрізного з'єднання, виконаного за допомогою заклепки за АНУ0314. Масштаб деформацій – 7:1

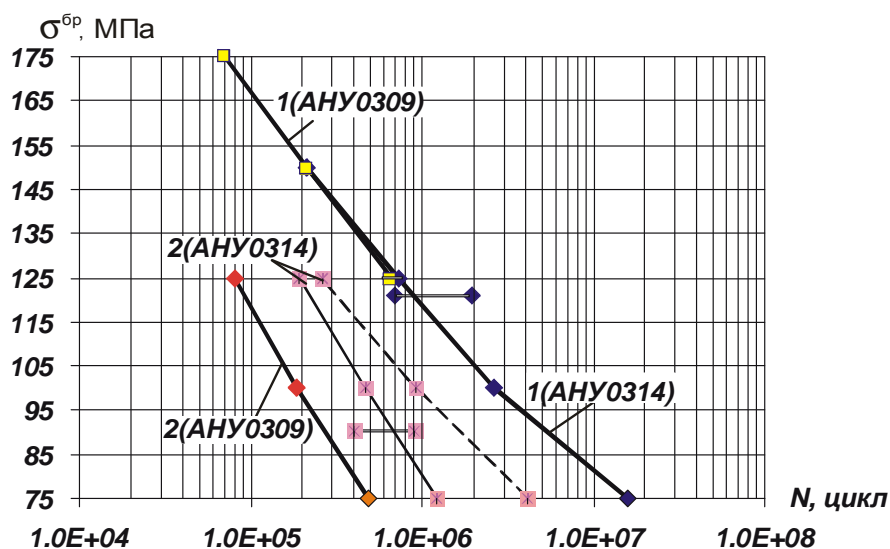


Рис. 5.64. Криві втоми типових зразків, побудовані за результатами випробувань і шляхом розрахунку за формулами (5.2), (5.3)

На рис. 5.64 криві довговічності для типових зразків, виконаних за допомогою заклепки АНУ0309, отримані експериментальним шляхом. Розрахункова довговічність зразка з незавантаженим отвором, заповненим заклепкою АНУ0314, лежить у діапазоні експериментальних значень і збігається з кривою втоми зразка, виконаного за допомогою заклепки АНУ0309. Для трирядного однозрізного зразка, виконаного за допомогою заклепок АНУ0314, наведені дві криві довговічності. Суцільною лінією позначено прогнозовану довговічність, розраховану за формулою (5.3) у перерізі вздовж осі отвору під заклепку. Пунктирною лінією позначено прогнозовану довговічність, розраховану в зоні інтенсивної фретинг-корозії за формулою (5.2). Її значення знаходяться в діапазоні розкиду експериментальних значень.

5.7. Висновки

1. Запропоновано метод інтегрованого проектування, тривимірного комп'ютерного моделювання і досягнення регламентованої довговічності зрізних заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій за допомогою систем CAD/CAM/CAE UNIGRAPHICS і ANSYS.

2. Розроблено методику комп'ютерного моделювання збірних відсіків фюзеляжу і лонжерона крила, виконуваного за допомогою прогресивних заклепок.

3. Запропоновано інтегровану методику проектування заклепочних з'єднань обшивок на етапі експлуатаційного проектування, що дозволяє вибирати раціональні параметри з'єднання заданої довговічності при мінімумі його маси.

4. Розроблено методику аналізу впливу конструктивних і технологічних параметрів на характеристики локального НДС в елементах заклепочного з'єднання, що враховує пружнопластичні деформації заклепок при клепанні та контактну взаємодію елементів з'єднання.

5. Проведено аналіз характеристик локального НДС за допомогою системи ANSYS в елементах трирядного однозрізного з'єднання, виконаного новими потайними заклепками.

6. Запропоновано нові методику розрахунку розподілу зусиль між рядами зрізного заклепочного з'єднання за допомогою системи ANSYS, що враховують

технологію постановки заклепок.

7. Розроблено методику дослідження впливу відхилень розмірів, що утворюються при виготовленні заклепок і виконанні отворів під їх установлення, на розподіл радіального натягу вздовж товщини пакета після процесу клепаання, що дозволяє оцінити вплив технологічних відхилень на працездатність з'єднання.

8. Запропоновано нову методику прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів потайних заклепочних з'єднань на їх довговічність з урахуванням зміни питомої енергії деформації в зонах вірогідного втомного руйнування.

РОЗДІЛ 6

НОВІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ЗРІЗНИХ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Заклепочні з'єднання силових елементів літакових конструкцій є одним із критичних місць планера, відповідальних за забезпечення його міцності, ресурсу, герметичності, корозійної стійкості й якості зовнішньої поверхні.

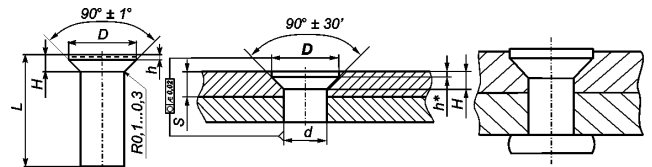
Заклепки становлять близько 80 % від загального числа кріпильних елементів, що налічують 1,5 – 2 млн штук для сучасних транспортних літаків. Якість розроблення конструктивних технологічних варіантів потайних заклепочних з'єднань визначає ресурсні, аеродинамічні і технологічні характеристики планера літака.

Важливою проблемою при виготовленні заклепочних з'єднань планера літаків, що працюють в умовах корозійного середовища, є забезпечення високого рівня якості їх зовнішньої поверхні (ЯЗП), довговічності й герметичності вздовж всієї товщини пакета деталей, що з'єднуються.

Прийняті на авіаційних підприємствах технології механічного зачищення виступаючих головок заклепок не забезпечують гарантованого виконання вимог технічних умов на ЯЗП і призводять до істотних витрат у виробництві на фрезерування головок і відновлення на них захисного покриття. Тому розроблення модифікованих заклепок, а також технологій з постановки, що забезпечують задане виступання заставних головок заклепок після клепаання без їх механічного зачищення, є досить актуальною задачею.

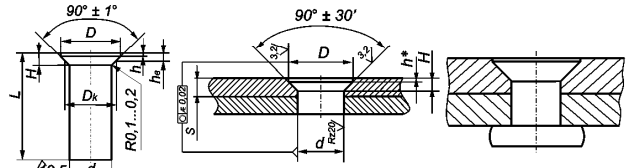
Автором запропоновано ряд конструктивно-технологічних рішень (рис. 6.1), що підвищують циклічну довговічність, герметичність і якість зовнішньої поверхні зрізних заклепочних з'єднань літакових конструкцій [401].

Торець закладної головки заклепки містить компенсатор у вигляді прямого колового циліндра діаметром, що дорівнює діаметру циліндричної частини потайної закладної головки (ОСТ34055-92). Пат. 2066003



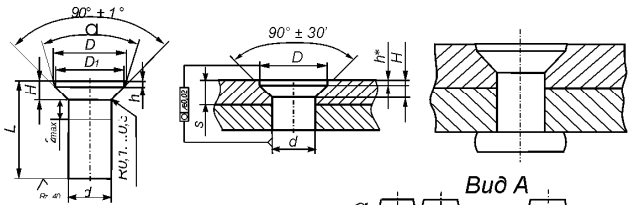
Заклепки з'єднання мають зменшену потайну закладну головку із циліндричним компенсатором, який розташований на торці головки.

(АНУ 0314)



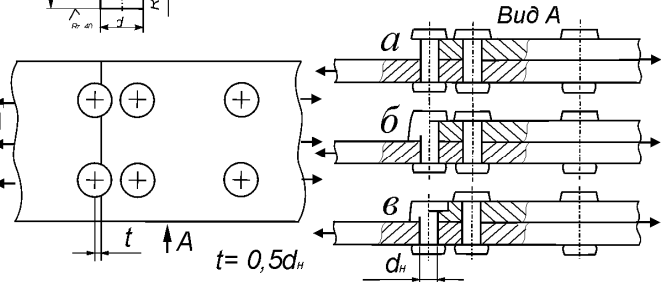
Заклепки з'єднання мають плоский компенсатор у вигляді усіченого конуса, який примикає до закладної головки меншою основою.

(АНУ 0310)



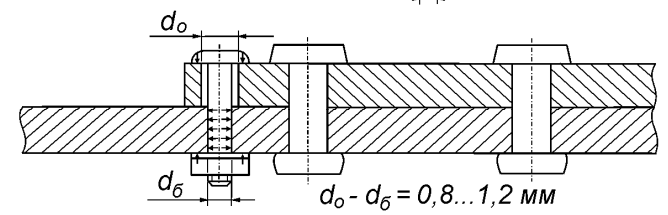
По кромці з'єднання внапустку, на відстані від її краю, яка дорівнює половині діаметра стрижня, встановлено допоміжний ряд заклепок із закладними головками типової (а), сегментної (б), східчастої (в) форми.

А.с. 978649



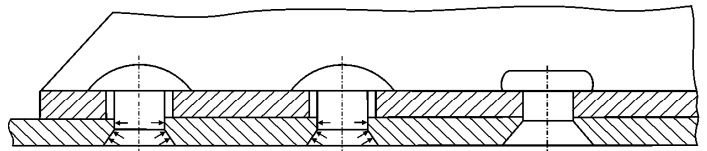
Хвостовики зрізного з'єднання додатково прикріплені до відповідної деталі кріплення, встановленого із зазором по хвостовику та із радіальним натягом у відповідній деталі.

А.с. 1010325



Крайні заклепки з'єднання обшивки із "покинутим" стрингером встановлені із зазором у лапці стрингера та із радіальним натягом в обшивці; замикаючі головки цих заклепок можуть бути конічними потайними.

А.с. 1418524



Кромка хвостовика приєднуваної деталі прикріплена до навантаженої деталі біля кріплення, звисаючі краї головок якого опираються на допоміжну накладку, яка прикріплена до відповідної деталі; стрижні кріплення встановлені із зазором в отворах, утворених по стику накладки і кромки, хвостовика та із радіальним натягом у навантаженої деталі.

А.с. 1186844

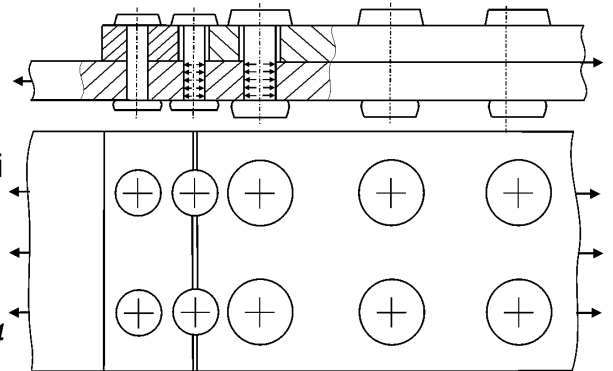


Рис. 6.1. Нові конструктивно-технологічні рішення, що підвищують циклічну довговічність, герметичність і якість зовнішньої поверхні зрізних заклепочних з'єднань літакових конструкцій

6.1. КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ОДНОЗРІЗНИХ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ШЛЯХОМ РОЗВАНТАЖЕННЯ КРАЙНІХ РЯДІВ

У поздовжніх і поперечних однозрізних заклепочних з'єднаннях крила і фюзеляжу, в з'єднаннях обшивки із закінцівкою стрингера, в з'єднанні ремонтних накладок із силовими елементами каркаса планера літака експлуатаційне навантаження передається з ексцентриситетом щодо перерізу регулярної зони силового набору.

Наявність ексцентриситету передачі навантаження приводить до появи згинального напруження в деталях, що з'єднуються. У зоні крайніх, найбільш навантажених рядів багаторядного з'єднання вони викликають підвищення концентрації напружень, що сприяє зниженню втомної довговічності однозрізних з'єднань.

На основі аналізу НДС пластин однозрізного з'єднання розроблені способи підвищення його втомної довговічності, що полягають в установленні:

- крайніх рядів заклепок із зазором у деталі, що створює край напустки, і з натягом у другій деталі, що з'єднується;
- по краю напустки додаткового ряду заклепок, що підключають хвостовики (закінцівки) деталей, які з'єднуються, до сприйняття згинального моменту, і не працюють на зріз.

При цьому доведено, що розвантаження крайніх рядів однозрізних з'єднань практично не впливає на руйнівне навантаження таких з'єднань при їх статичному навантаженні на розтягування. Наприклад, аналіз результатів випробувань п'ятирядних з'єднань внапуск (рис. 6.2) показує, що величина зазору між стрижнем заклепки і стінкою отвору в деталі, що створює край напустки в дослідженому діапазоні величин зазорів, на руйнівне навантаження при статичному розтягуванні з'єднання майже не впливає, оскільки розсіювання руйнівних навантажень знаходиться в діапазоні допустимої похибки.

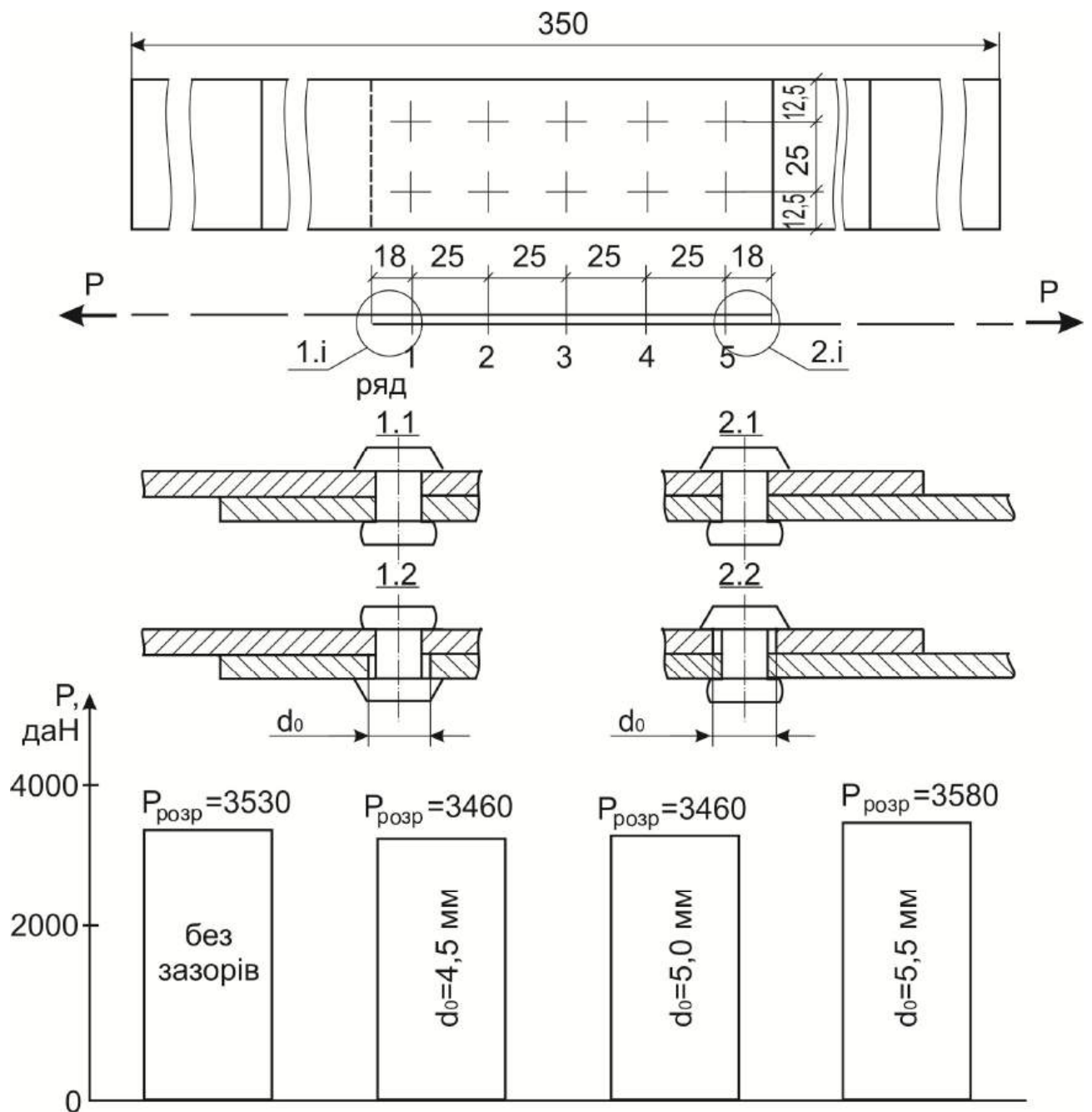


Рис. 6.2. Вплив діаметра отворів на руйнівне навантаження п'ятирядного заклепочного з'єднання внапуск при його статичному навантаженні

6.1.1. Вплив величини зазорів між стрижнями заклепок крайніх рядів і стінками отворів у деталях, що створюють край напустки, на втомну довговічність п'ятирядних з'єднань внапуск

Дослідження впливу величини зазорів між стрижнями заклепок і стінками отворів у закінцівках деталей, що з'єднуються внапуск, на втомну довговічність з'єднань проведено на зразках п'ятирядного заклепочного з'єднання внапуск. З'єднання виконували заклепками АНУ 0300-4-9, що було встановлено за

серійною технологією без розвантаження для базового варіанта виконання зразків 1.1, 2.1 (рис. 6.3).

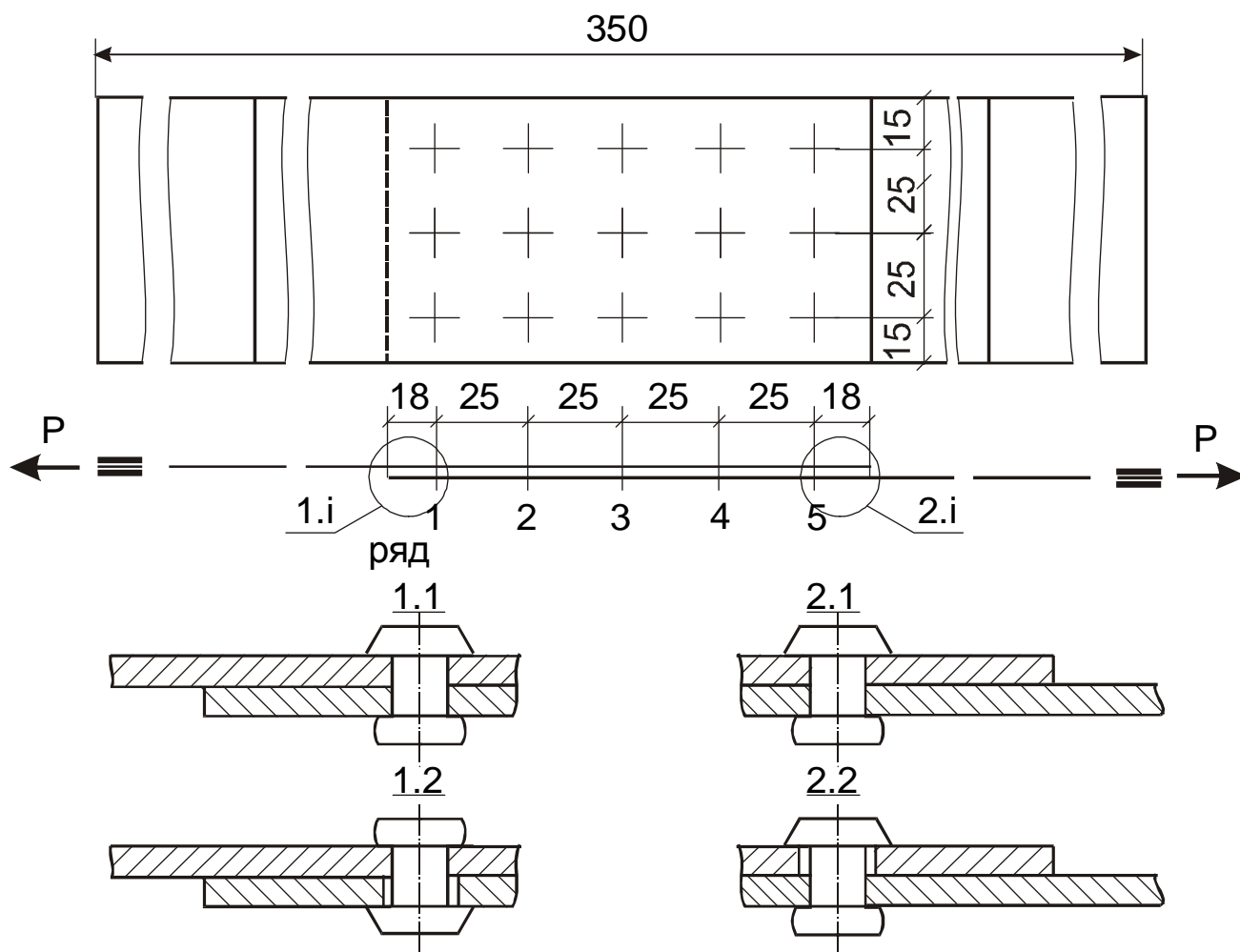


Рис. 6.3. Варіанти виконання зразків п'ятирядних заклепочних з'єднань внапуск

Після виконання отворів $\varnothing 4,1$ мм під заклепки $\varnothing 4,0$ мм отвору в закінцівках деталей, що з'єднуються, розсвердлювали до діаметрів 4,5; 4,8; 5,0; 5,2; 5,5 мм для другого варіанта виконання зразків 1.2, 2.2 (див. рис. 6.3). Потім по периметру отворів знімали фаску глибиною 0,1...0,2 мм під кутом 120° , деталі знежирювали і проводили клепання. Заставні головки заклепок встановлювали з боку отворів більшого діаметра. Висота замикальних головок дорівнювала половині діаметра їх стрижня.

Результати випробувань показані на рис. 6.4 і 6.5.

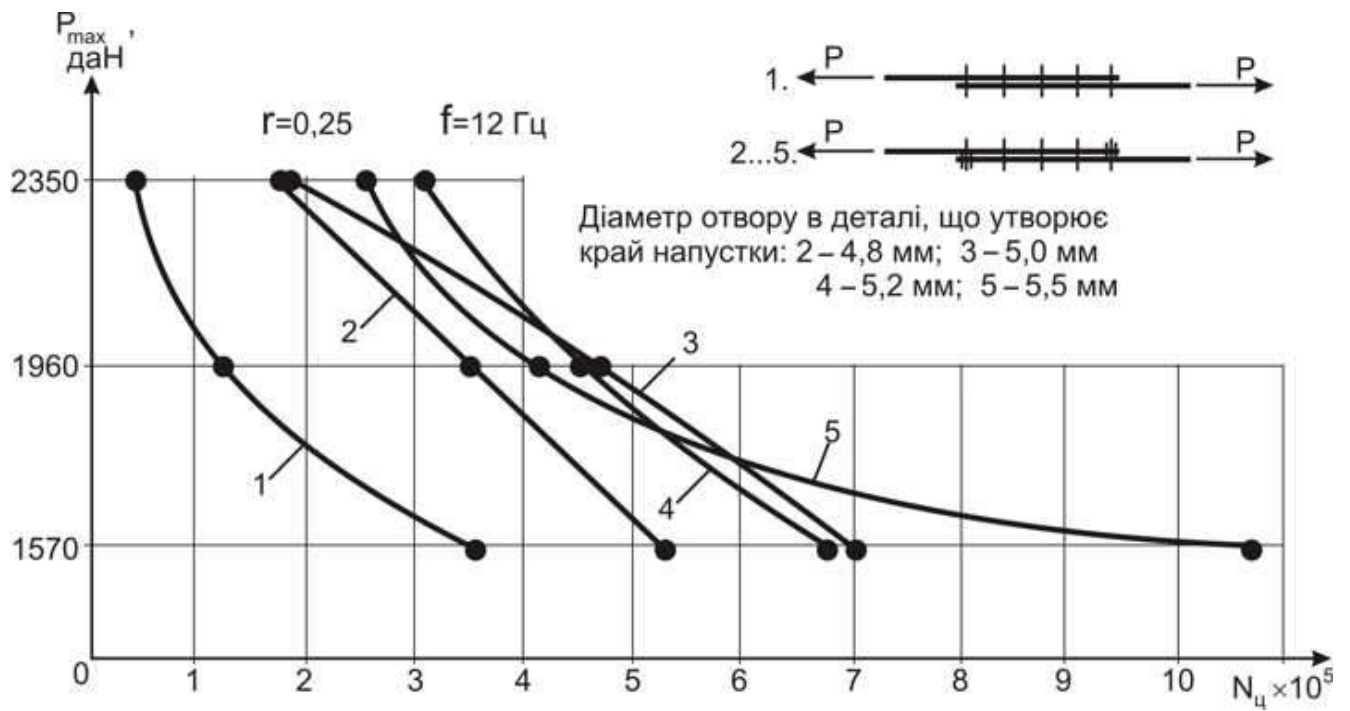


Рис. 6.4. Залежність втомної довговічності зразків п'ятирядного з'єднання внапуск від навантаження, що додається, для різних діаметрів отворів

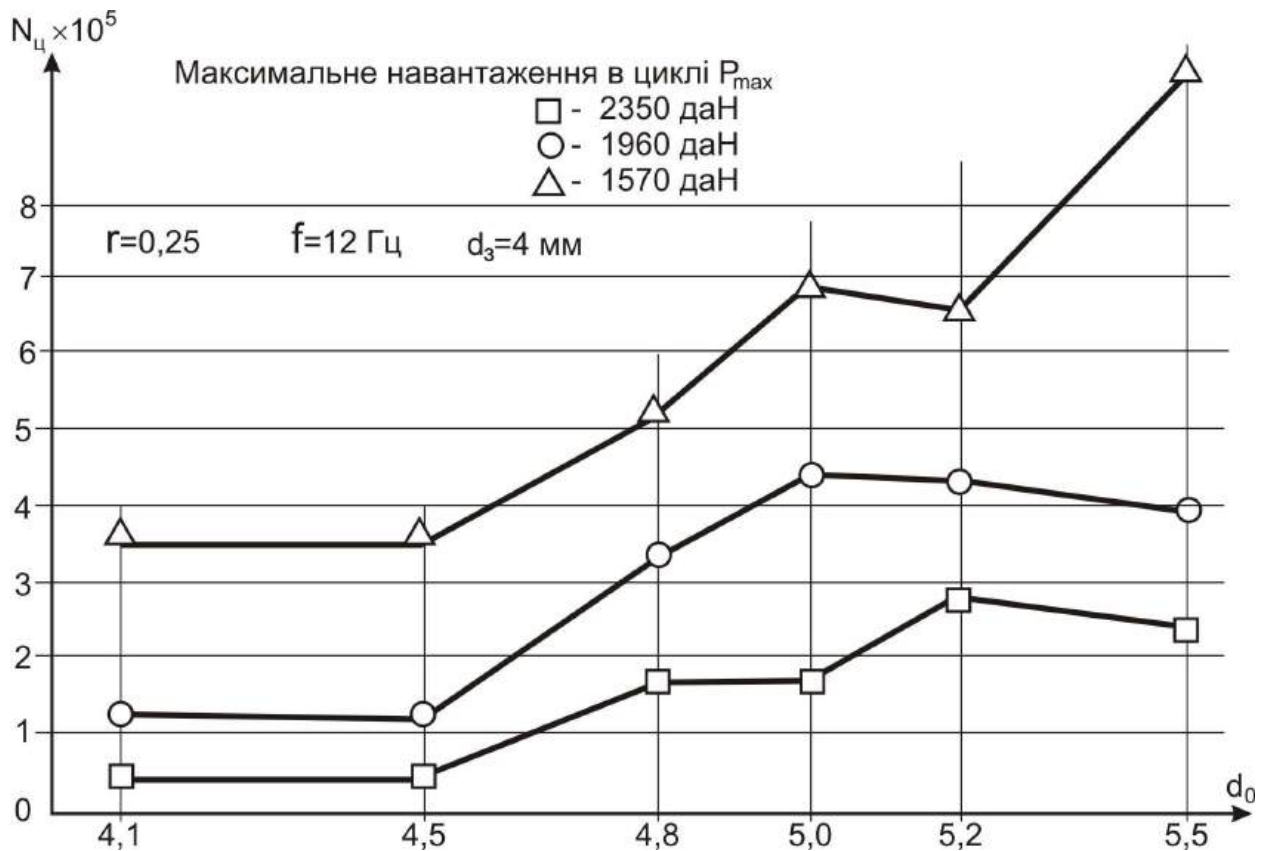


Рис. 6.5. Залежність втомної довговічності зразків п'ятирядного з'єднання внапуск від діаметра отвору в деталі, яка створює край напущки, що забезпечує установлення із зазором заклепок крайніх рядів

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що при виконанні отворів у деталі, яка створює край напустки, діаметром 4,5 мм втомна довговічність п'ятирядного з'єднання деталей внапуск практично не змінюється. Це свідчить про те, що виконання отворів цього діаметра не забезпечує гарантованого зазору між стрижнем розклепаної заклепки і стінкою отвору в деталі, що створює край напустки.

Стабільне підвищення втомної довговічності отримано при розсвердлюванні отворів у закінцівках деталей, що з'єднуються, $\varnothing 4,8 \dots 5,5$ мм у середньому в 1,5 – 6 разів порівняно з втомною довговічністю зразків, заклепки яких встановлювали без зазорів.

У разі необхідності встановити заклепки крайніх рядів заставною головкою з боку отвору меншого діаметра, наприклад, для забезпечення якості зовнішньої поверхні літака, що входить у потік, з боку отвору більшого діаметра під замикальні головки заклепок необхідно встановлювати хромансилеві шайби з діаметром внутрішнього отвору, який дорівнює діаметру стрижня заклепки. Шайби, встановлені з боку отвору більшого діаметра, перешкоджають його заповненню, служать опорою під замикальну головку заклепки, що утворюється в процесі клепання.

Дослідження впливу установа шайб з боку отвору більшого діаметра в деталі, що створює край напустки, на втомну довговічність однозрізних з'єднань проведено на зразках п'ятирядних заклепочних з'єднань внапуск.

З'єднання виконували із деталей матеріалу Д16АТВл2, з'єднаних між собою заклепками АНУ 0300-4-9, які встановлювали без зазорів для першого, базового варіанта виконання зразків з'єднання 1.1 (рис. 6.6).

Крайні ряди заклепок другого варіанта виконання зразків 1.2 встановлювали із зазором у деталі, що створюють край напустки. Зазор забезпечувався розсвердлюванням отворів у деталі, що створює край напустки до діаметра 5,2 мм. Заставні головки розташовували з боку отворів меншого діаметра. Перед клепанням з боку отворів більшого діаметра встановлювали шайби з матеріалу

30ХГСА товщиною 0,9...1,0 мм із внутрішнім діаметром 4,1...4,3 мм і зовнішнім діаметром 8,7...8,9 мм. У крайні ряди встановлювали заклепки АНУ 0300-4-10. Висота замикальних головок усіх заклепок після клепаання становила половину діаметра їх стрижня.

Втомні випробування проведені на одному рівні навантаження з максимальним циклічним навантаженням $P_{max} = 1960$ даН. Результати втомних випробувань показані на рис. 6.6.

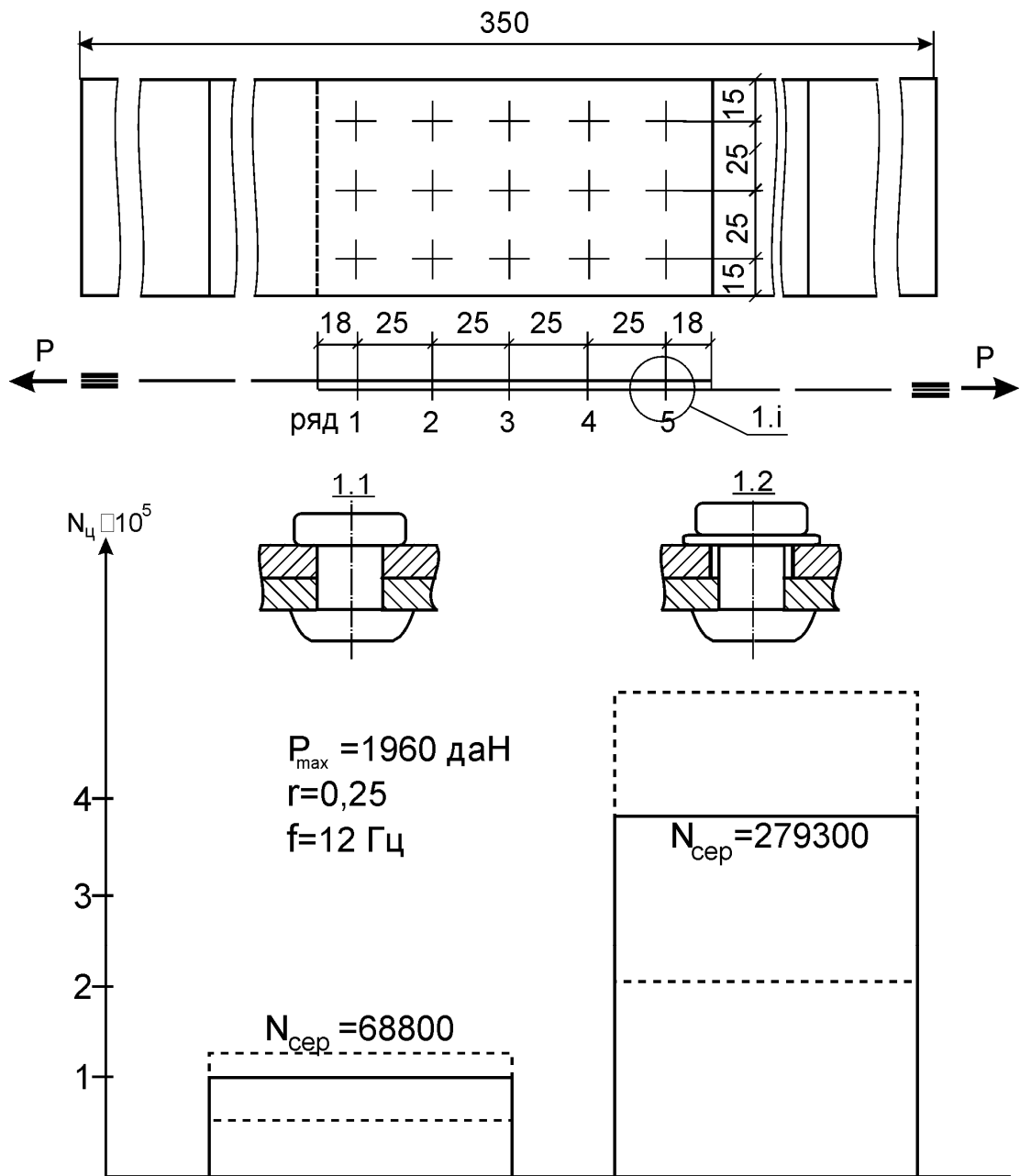


Рис. 6.6. Вплив установлення крайніх заклепок п'ятирядного з'єднання із зазором у деталі, що створює край напустки, за допомогою шайб

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що втомна довговічність п'ятирядних з'єднань внапуск, крайні ряди яких встановлювали із зазорами в деталі, що створює край напустки, зібраних із застосуванням шайб, підвищується в середньому в 4,1 раза порівняно із втомною довговічністю з'єднань без зазорів.

6.1.2. Вплив покриттів деталей, що з'єднуються, при установленні заклепок крайніх рядів із зазорами в деталі, що створює край напустки, на втомну довговічність однозрізних з'єднань

Листові деталі літакових конструкцій надходять на збирання після їх анодування, а у ряді випадків анодування – з подальшим покриттям грунтом типу ФЛ-086.

У цьому випадку необхідно оцінити вплив установлення заклепок крайніх рядів із зазорами в деталі, що створює край напустки, за наявності покриттів листових деталей, які з'єднуються і отримуються анодуванням і анодуванням з подальшим покриттям грунтом типу ФЛ-086.

Дослідження впливу покриття на втомну довговічність однозрізних з'єднань внапуск при встановленні заклепок крайніх рядів із зазорами в деталі, що створює край напустки, проведено для п'ятирядних заклепочних з'єднань листових деталей, анодованих НХ і покритих грунтом ФЛ-086, анодованих НХ з подальшим збиранням за наявності герметика УЗОМЕС-5, а також з'єднань листових деталей в стані постачання.

Виготовлено і випробувано по два варіанти виконання з'єднання з названими вище покриттями:

- базовий (перший) варіант виконання зразків з'єднань, установлених без зазорів (1.1, 1.2 на рис. 6.7);
- другий варіант виконання зразків з'єднань, виконаний заклепками АНУ 0300-4-9, встановленими в деталях, що створює край напустки із зазором; зазор забезпечується розсвердлюванням отворів у закінцівках деталей, що з'єднуються, до діаметра 5 мм (1.2, 2.2 на рис. 6.7).

Втомні випробування проведені на трьох рівнях навантажень з $R_{max} = 2350$,

1960 і 1570 даН. Результати утомних випробувань показані на рис. 6.7 і 6.8.

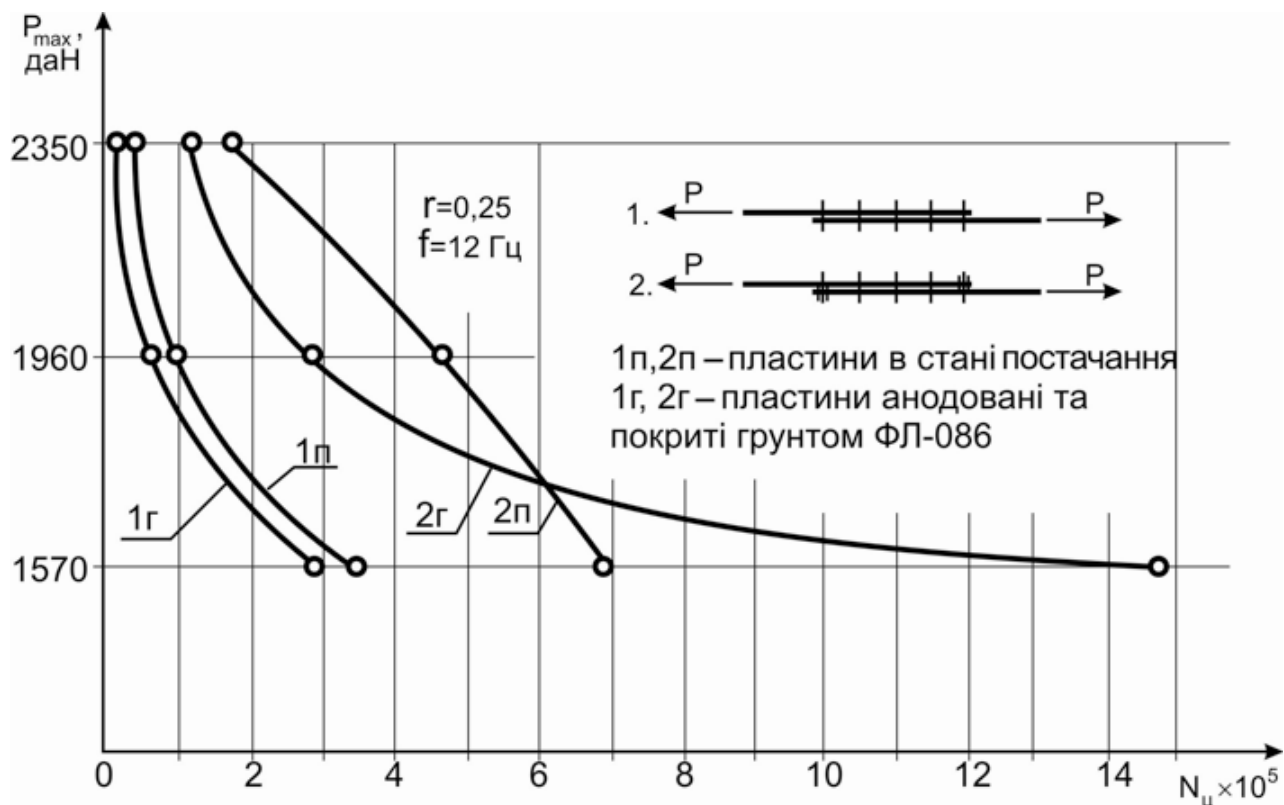


Рис. 6.7. Результати втомних випробувань зразків п'ятирядних заклепочних з'єднань деталей, анодованих і покритих грунтом ФЛ-086, а також у стані постачання, крайні ряди кріпильних елементів яких встановлювали із зазором у деталі, що створює край напустки

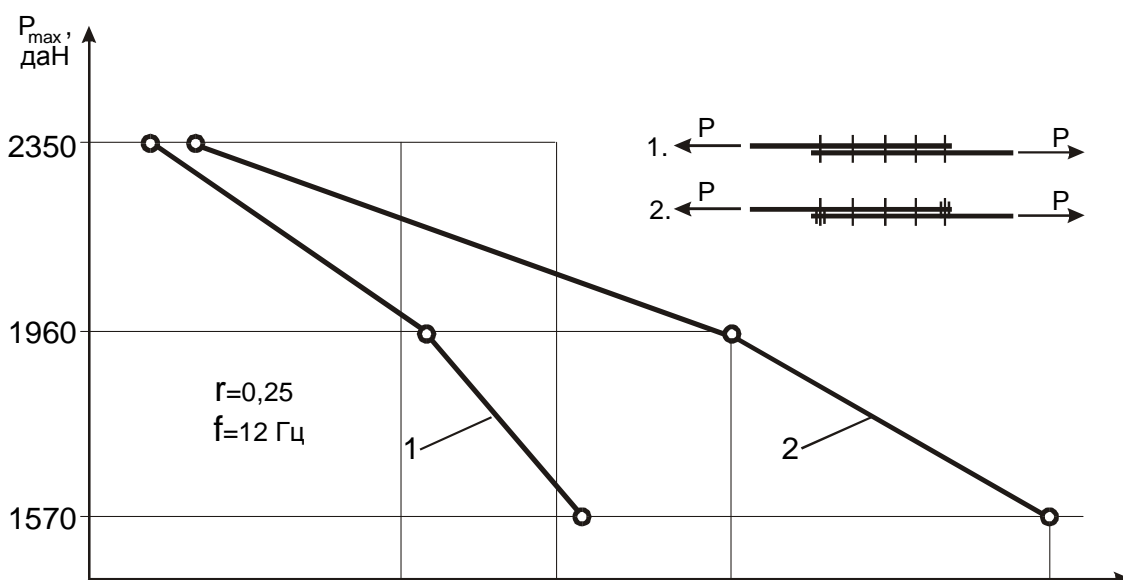


Рис. 6.8. Результати втомних випробувань зразків п'ятирядних заклепочних з'єднань внапуск з установленням заклепок крайніх рядів із зазорами в деталі, що створюють край напустки, зібраних із застосуванням герметика УЗОМЕС-5 на поверхнях, що з'єднуються

Аналіз результатів утомних випробувань показує, що встановлення заклепок крайніх рядів однозрізних з'єднань із зазорами в деталі, що створює край напустки, є ефективним засобом підвищення втомної довговічності таких з'єднань за наявності покриттів деталей, що з'єднуються, які використовували при випробуваннях.

Втомна довговічність зразків з'єднань при виконанні зазорів між стрижнями заклепок і стінками отворів у деталі, що створює край напустки, підвищується в середньому в 1,7 – 6,7 раза порівняно зі втомною довговічністю зразків з'єднань без зазорів за наявності серійних покриттів, що використовували.

6.1.3. Вплив додаткового ряду заклепок із ступінчастою заставною головкою на втомну довговічність однозрізних з'єднань

Для дослідження типу заклепок із ступінчастою заставною головкою (рис. 6.9) на втомну довговічність заклепочних з'єднань виготовлені і випробувані зразки з'єднань внапуск.

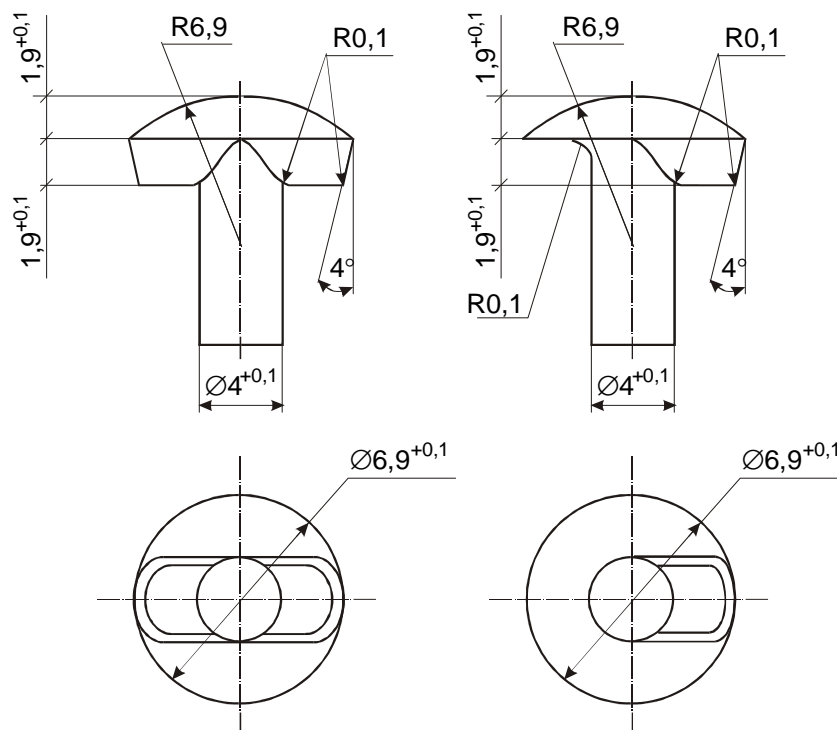


Рис. 6.9. Спецзаклепки пробної партії з плоскоопуклою головкою і двома (одним) виступами

Під додаткові заклепки в деталях, що з'єднуються і створюють край напущки, виконано пази шириною 4,4 мм і довжиною 7 і 10 мм для установлення заклепок з однією і двома п'ятами на заставній головці відповідно. Лінії центрів пазів знаходилися на одній прямій з осями заклепок основних рядів. Отвори у відповідній деталі виконували свердленням діаметром 4,1 мм вздовж осі пазів, врівень з їх краєм і по їх центру для установлення заклепок з однією і двома п'ятами на заставній головці відповідно.

Зразки з'єднання внапуск складаються з двох листових деталей матеріалу Д16АТВл2, з'єднаних між собою заклепками АНУ 0300-4-9, розташованими в п'ять рядів для базового (першого) варіанта їх виконання (1.1, 2.1 на рис. 6.3). На краю напущки зразків другого і третього варіантів виконання встановлювали додаткові ступінчасті заклепки з однією п'ятою (1.3, 2.3 на рис. 6.10) і з двома паралельними зрізнами і двома п'ятами (1.4, 2.4 на рис. 6.10) на заставній головці відповідно.

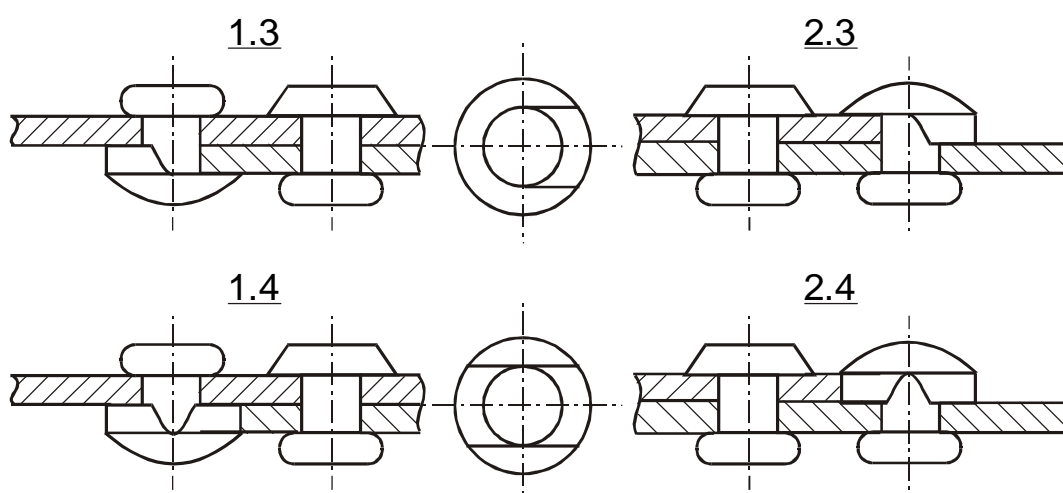


Рис. 6.10. Варіанти виконання зразків п'ятирядних заклепочних з'єднань внапуск

Втомні випробування проведені на трьох рівнях навантаження з максимальними значеннями циклічного навантаження $P_{\max} = 2350, 1960$ і 1570 даН. Результати випробувань показані на рис. 6.11.

Аналіз результатів свідчить про те, що установлення на краю напущки додаткових рядів ступінчастих заклепок підвищує втомну довговічність зразків

п'ятирядних заклепочних з'єднань у середньому в 2,3–2,4 раза при установленні заклепок з двома паралельними зрізинами і двома п'ятами на заставній головці і в 1,4–2,5 раза – при установленні заклепок з однією п'ятою на заставній головці порівняно з втомною довговічністю зразків без установлення додаткових заклепок.

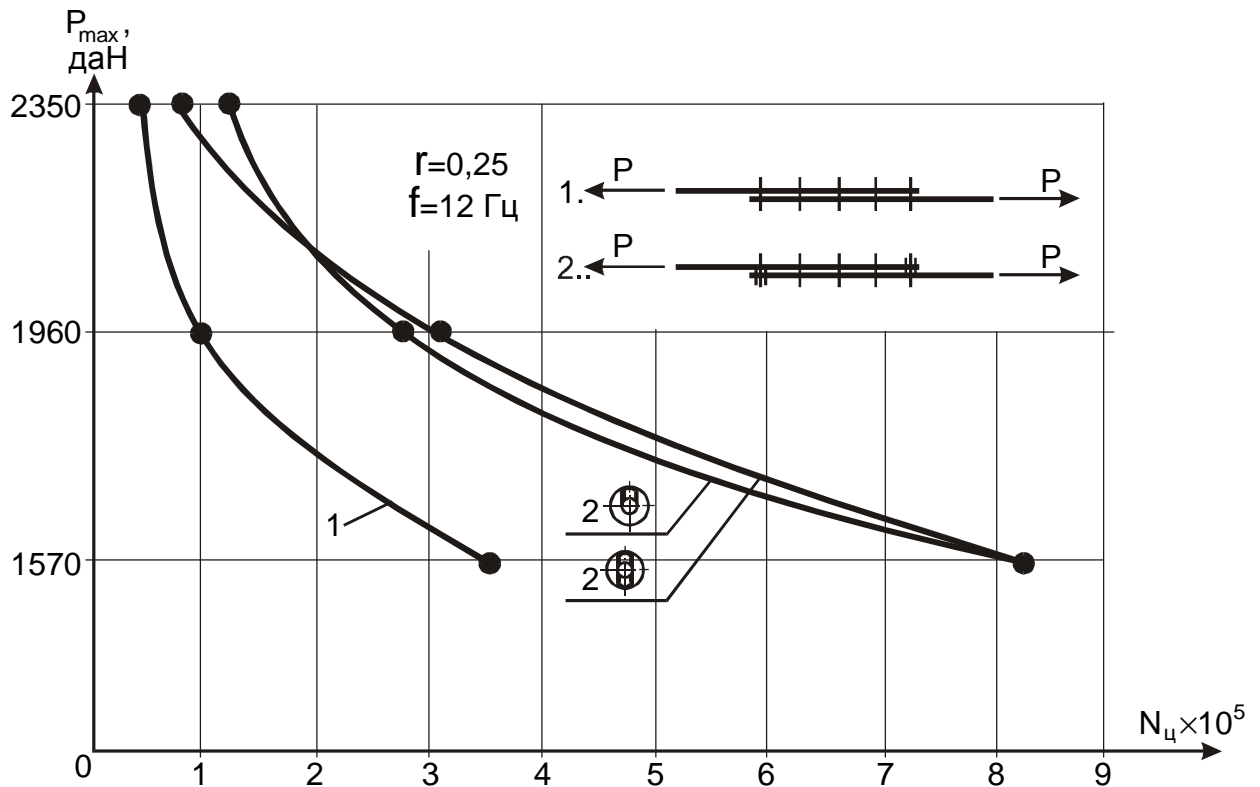


Рис. 6.11. Результати втомних випробувань зразків п'ятирядних заклепочних з'єднань з установленням на краю напуски додаткових рядів ступінчастих заклепок

6.1.4. Вплив додаткового ряду кріпильних елементів на втомну довговічність з'єднань, що мають експлуатаційне напруження

При виявленні зон однозрізних з'єднань з низькою втомною довговічністю доцільно провести їх доопрацювання шляхом установлення на краю напуски додаткового ряду кріпильних елементів.

Дослідження впливу установлення додаткового ряду кріпильних елементів на втомну довговічність з'єднань, що мають напруження, проведено на зразках п'ятирядного заклепочного з'єднання внапуск. З'єднання деталей з матеріалу Д16АТВл2 виконані за допомогою заклепок АНУ 0300-4-9 (рис. 6.12).

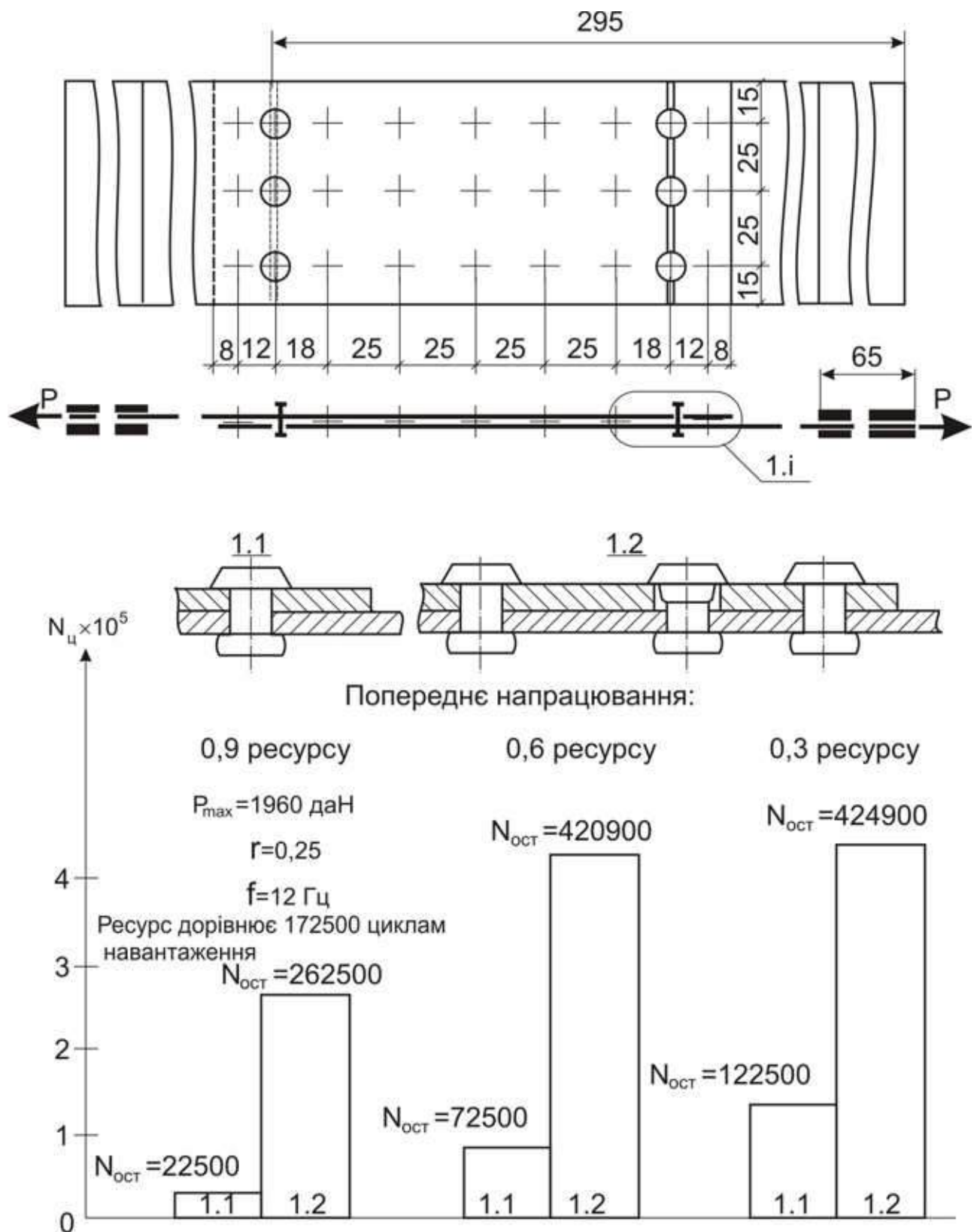


Рис. 6.12. Вплив додаткового ряду кріпильних елементів, що встановлюється на краю напустки, на втрату довговічності однозрізних з'єднань, що мають експлуатаційне напруження

Для виявлення впливу додаткового ряду кріпильних елементів і

технологічної накладки, яка приклепується, на втомну довговічність з'єднань, що мають експлуатаційне напруження, зразки, які мають повну втомну довговічність при максимальному навантаженні в циклі, що дорівнює в середньому 172500, випробовувалися до 50000, 100000 і 150000 циклів, тобто виробили 0,3; 0,6; 0,9 ресурсу з'єднання відповідно. Після такого напруження на краю напустки до листа приклепували технологічну накладку товщиною, яка дорівнює товщині деталі, що створює край напустки, який дорівнює 20 мм. На стику технологічної накладки і деталі, що створює край напустки, встановлювали додатковий ряд заклепок АНУ 0300-4-9 із зазором на стику і радіальним натягом в іншій деталі 1.2, що з'єднувалася (див. рис. 6.12). Зазор забезпечувався розсвердлюванням деталей, що з'єднувалися, на стику свердлом $\varnothing 5$ мм. Глибину свердлення виставляли за допомогою упора - обмежувача свердлення.

Після збирання з'єднання втомні випробування зразків продовжували на колишньому рівні циклічних навантажень.

Результати втомних випробувань за визначенням залишкової довговічності зразків п'ятирядних заклепочних з'єднань внапуск, що виробили 0,3; 0,6; 0,9 ресурсу, показані на рис. 6.12.

Аналіз результатів втомних випробувань зразків п'ятирядних заклепочних з'єднань внапуск, які виробили 0,3; 0,6; 0,9 ресурсу, показав, що при установленні на краю напустки додаткових рядів кріпильних елементів з технологічною накладкою, яка приклепується, їх залишкова довговічність підвищується в середньому в 3,5; 5,8 і 11,7 раза відповідно порівняно з довговічністю зразків, що було випробувано без застосування способу підвищення їх залишкової довговічності.

6.1.5. Дослідження ефективності розвантаження крайніх рядів багаторядних однозрізних зразків внапуск, а також з'єднань обшивки із закінцівкою стрингера

Експериментальними дослідженнями підтверджено, що при установленні крайніх рядів кріпильних елементів із зазорами в деталі, що створює край

напустки, їх втомна довговічність підвищується в середньому:

- у 1,5 – 6,0 разів для п'ятирядних з'єднань внапуск;
- у 2,2 – 3,0 раза для трирядних з'єднань на накладці;
- у 2,3 раза для чотирирядних з'єднань внапуск і 1,9 раза за умови виконання цих з'єднань потайними заклепками;
- у 2,6 – 4,2 раза для чотирирядних з'єднань на накладці;
- у 1,2 – 1,9 раза для чотирирядних з'єднань внапуск, заклепки крайніх рядів яких встановлювали із зазором через одну заклепку;
- у 5,9 – 31,6 раза для з'єднань обшивки із стрингером, що закінчується, порівняно із втомною довговічністю з'єднань без навантаження їх крайніх рядів.

Проведено втомні випробування зразків з'єднань, крайні ряди яких встановлені із зазорами в деталі, що створює край напустки, зібраних за наявності герметика УЗОМЕС-5 на поверхнях, що з'єднуються, анодованих "НХ" і покритих грунтом ФЛ-086, а також зразків, зібраних із деталей в стані постачання. Показано, що при виконанні зазорів між стрижнями заклепок і стінками отворів у деталі, що створює край напустки, втомна довговічність з'єднань підвищується в середньому в 1,7 – 6,7 раза за наявності покриттів, які використовувалися.

Установлення на краю напустки однозрізних з'єднань додаткових рядів кріпильних елементів, що підключають хвостовики деталей, які з'єднуються, до сприйняття згинального моменту і не працюють на зріз, підвищує втомну довговічність:

- заклепочних з'єднань внапуск – у середньому в 2,3 – 3 раза;
- з'єднань обшивки із стрингером, що закінчується, – у середньому в 3,9 – 4,8 раза порівняно зі втомною довговічністю з'єднань без додаткових кріпильних елементів.

Доведено, що установлення на краю напустки з'єднань, що виробили 0,3; 0,6; 0,9 ресурсу додаткових кріпильних елементів із технологічною прокладкою під

головкою заклепки, підвищує залишкову довговічність з'єднання в середньому в 3,5; 5,8 і 11,7 рази відповідно.

Розроблено і апробовано технологію виготовлення з'єднань, крайні ряди яких встановлені із зазором у деталі, що створює край напустки, і з'єднань з додатковими рядами кріпильних елементів, з використанням заклепок із ступінчастою заставною головкою, а також вживаних у промисловості стандартних кріпильних елементів, інструменту і устаткування.

6.2. ЗАКЛЕПКИ ДЛЯ ВИСОКОРЕСУРСНИХ ПОТАЙНИХ КЛЕПАНИХ З'ЄДНАНЬ

Потайні заклепки широко застосовують при збиранні тонкостінних авіаційних конструкцій.

Відомі заклепки, які містять циліндричний стрижень, заставну конічну головку і компенсатор у формі концентричних виступів і западин на торці заставної головки, у формі розташованого співвісно стрижню усіченого конуса, що спирається на торець заставної головки великою основою, діаметр якої дорівнює діаметру стрижня, у формі розташованого на торці заставної головки співвісно стрижню циліндра діаметром, що дорівнює діаметру заклепки.

Відома заклепка, яка містить стрижень і заставну потайну головку, що складається з конічної ділянки, яка примикає до стрижня, і розташованої над ним циліндричної ділянки з компенсатором на торці у формі концентричних різної висоти виступів і різної глибини западин.

Як і вказані вище, ця заклепка має низьку технологічність. Для виготовлення заклепки висадкою необхідний пуансон із спеціально спрофільованою за формою компенсатора робочою поверхнею. У результаті того, що компенсатор формується в пуансоні, а решта частини заставної головки – в матриці, не може бути гарантована висока якість заклепки, оскільки у висадних автоматах практично завжди має місце неспіввісне розташування робочого оснащення. Тому відомій заклепці, як і її аналогам, при виготовленні висадкою властивий дефект у вигляді зсуву компенсатора щодо осі стрижня. Крім того, особливості контакту плоского торця

стрижневої заготовки заклепки і профільованої поверхні пуансона можуть призвести до позацентрового стиснення заготовки, що супроводжується, як правило, її поздовжнім вигином. У результаті пластична деформація заготовки – невісесиметрична, метал надмірно витікає в простір між пуансоном і матрицею, утворюючи ненормованої величини облой, а порожнини під компенсатор і заставну головку залишаються частково не заповненими. Таким чином, точність забезпечення заданої форми і розмірів компенсатора та заставної головки відомої заклепки при виготовленні її висадкою низька, що знижує надійність з'єднань, що виконуються такими заклепками, зокрема, не гарантуються їх герметичність і втомна довговічність. Негативно впливає на надійність з'єднань і власне конструкція компенсатора. Так, форма і розміри компенсатора відомої заклепки (її аналогів) такі, що пластична деформація стрижня заклепки і компенсатора починається практично одночасно. Процес подальшого осідання є нестійким, і у разі позацентрового додавання клепального зусилля виникає дефект у вигляді зсуву замикаючої головки щодо стрижня заклепки, що знижує якість і надійність з'єднання.

Створення нової конструкції заклепок спрямовано як на підвищення технологічності й якості заклепки при виготовленні висадкою, що досягається можливістю формування компенсатора в матриці, з використанням пуансона з плоскою робочою поверхнею, так і на підвищення якості і надійності заклепочного з'єднання за рахунок того, що форма і розміри заставної головки і компенсатора заклепки стабільні і відповідають заданим із високою точністю.

Даний технічний результат досягається тим, що у заклепки, яка містить стрижень і заставну головку у вигляді усіченого колового конуса, що примикає до стрижня своєю меншою основою, яка пов'язана з великою основою конуса циліндра і розташованого на його торці компенсатора, останній виконаний у формі колового прямого циліндра, діаметр якого дорівнює діаметру заставної потайної головки.

Саме виконання компенсатора за одне ціле з циліндричною ділянкою заставної головки забезпечує можливість виготовляти заклепку висадкою при мінімальних витратах на оснащення, оскільки достатньо використовувати звичайний пуансон з

плоскою робочою поверхнею, оскільки заклепка повністю безперешкодно формується в матриці. При цьому неспіввісне розташування матриці і пуансона, що має місце у висадних автоматах, практично не впливає на точність забезпечення заданих параметрів заставної потайної головки заклепки. Крім того, осаджувана плоским пуансоном заготовка заклепки в умовах позацентрового стиснення має підвищену поздовжню стійкість, що також поліпшує якість заклепки внаслідок максимального наближення процесу пластичної деформації до вісесиметричної. Таким чином, запропонована конструкція заклепки дозволяє істотно спростити технологію її виготовлення висадкою і підвищити якість за рахунок відповідності параметрів, що реалізуються і що задані з високою точністю. Все це свідчить про підвищену технологічність розробленої заклепки з компенсатором.

При виконанні з'єднання деталей наслідком використання заклепки з малими величинами похибок форми, взаємного розташування поверхонь і розмірів її заставної головки є гарантоване заповнення зенкованого гнізда матеріалом заклепки з радіальним натягом, що підвищує надійність і якість заклепочного з'єднання, зокрема його герметичність і втомну довговічність.

На рис. 6.13 показано загальний вигляд заклепки, на рис. 6.14 – заклепка, вставлена в отвір пакета деталей, на рис. 6.15 – з'єднання деталей.

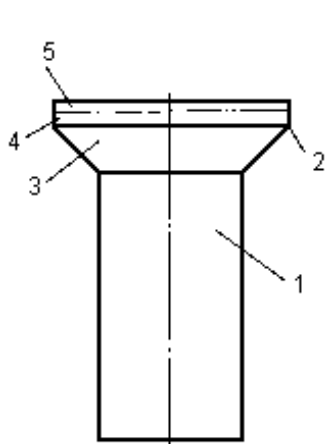


Рис. 6.13. Загальний вигляд заклепки

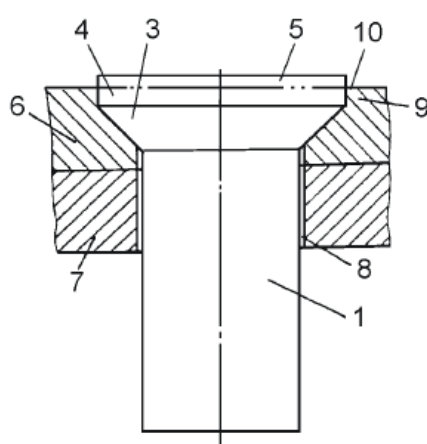


Рис. 6.14. Заклепка, вставлена в отвір пакета деталей

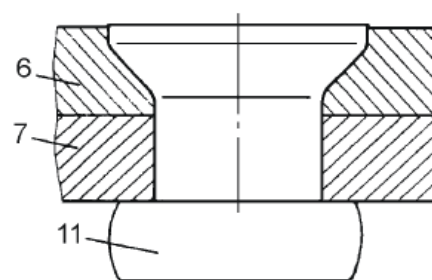


Рис. 6.15. З'єднання деталей

Заклепка містить стрижень 1 і західну потайну головку 2, що складається з

конічної ділянки 3 і зв'язаної з нею циліндричної ділянки 4 з компенсатором 5 на торці. Конструктивні параметри заклепок різних діаметрів, нормальної і зменшеної висоти потайних головок вибрані із застосуванням системи CAD/CAM/CAE Unigraphics.

Заклепочне з'єднання деталей виконують таким чином.

У пакеті деталей 6 і 7 виконують отвір 8, в якому утворюють гніздо 9 під заставну потайну головку 2 заклепки. Відмітною особливістю гнізда 9 є наявність у ньому циліндричної ділянки 10, відповідної циліндричній ділянці 4 заставної потайної головки 2, діаметр якої дорівнює діаметру циліндричної ділянки гнізда або перевищує його на 0,05...0,1 мм. В отвір 8 вставляють заклепку, при цьому ділянки 3 і 4 заставної головки 2 заповнюють гніздо 9, а компенсатор 5 виступає над поверхнею деталі 6. Після цього пресуванням або ударом пластично деформують стрижень 1 і заставну потайну головку 2 заклепки, внаслідок чого заповнюють отвір 8 і гніздо 9 і утворюють замикаючу головку 11.

Оскільки дійсні параметри заклепки стабільні і відповідають заданим із високою точністю, то перед клепаанням зазори між стрижнем 1 і стінками отвору 8, а також між циліндричною ділянкою 4 і відповідною їй циліндричною ділянкою 10 гнізда 9 мінімальні і їх величини коливаються практично тільки в межах допусків на розміри отвору 8 і гнізда 9. Внаслідок цього при клепаанні з високою надійністю в з'єднанні реалізується радіальний натяг по всій товщині пакета, у тому числі і по циліндричній частині гнізда 9, що підвищує якість заклепочного з'єднання, зокрема його герметичність і втомну довговічність.

6.2.1. Конструкція нових потайних заклепок із циліндричним компенсатором

Після клепаання для забезпечення якості зовнішньої поверхні (виступ заставної головки заклепки після клепаання не повинен перевищувати 0,05 мм) виконується фрезерування надмірного компенсатора заставної головки, що

призводить до збільшення трудомісткості складальних робіт і погіршення якості поверхні обшивки і панелей у вигляді локальних підрізів, які порушують антикорозійний захист і створюють додаткові концентратори напруження на поверхні обшивки в зоні розташування заставних головок заклепок.

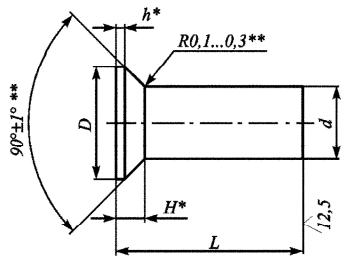
Для усунення цих недоліків розроблено конструкцію потайних заклепок із циліндричним компенсатором [92, 306] (рис. 6.16), в яких компенсатор вибраний таким чином, що після клепаання не потрібно фрезерувати заставні головки, а потайні гнізда під ці заклепки мають і циліндричну ділянку, відповідну циліндричній ділянці потайної головки заклепки.

Відмітною особливістю сучасного літакобудування є широке застосування тонких обшивок у конструкціях агрегатів планера. Так, наприклад, обшивки фюзеляжу пасажирського літака Ан-140 мають товщину, яка дорівнює $(0,3 \dots 0,4)d$, де d – діаметр стрижня заклепок, що з'єднують обшивки з елементами каркаса і між собою.

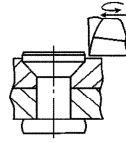
Зменшення товщини обшивок створило проблему в забезпеченні якості потайних заклепочних з'єднань, оскільки наявне прогресивне високоресурсне кріплення для потайного клепаання має висоту заставної головки $0,4d$. Таким чином, застосування звичайної технології потайного клепаання неминуче призводить до зенкування обшивок і, як наслідок, до дефекту з'єднань, відомого як «гострий ніж». Такі з'єднання неприйнятні для сучасних авіаційних конструкцій через вкрай низькі характеристики опору втомі та герметичності.

Дану проблему більшість літакобудівних фірм вирішують конструктивним шляхом, застосовуючи заклепки зі зменшеною висотою потайної заставної головки і компенсатором. Такі заклепки зазвичай формою подібні до заклепок із нормальною висотою потайної заставної головки, а зменшення висоти досягається шляхом зменшення діаметра заставної головки або збільшення її кута. Можливі також технологічні рішення, одне з яких застосовує, зокрема, фірма «Антонов».

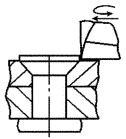
Конструкція та розміри заклепки із потайною закладною головкою $\angle 90^\circ$ із циліндричним компенсатором (ОСТ 34055-92)



З'єднання заклепками за ОСТ 34052-85



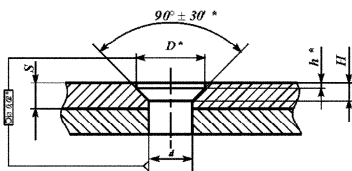
З'єднання заклепками за ОСТ 34055-92 (виконання 2)



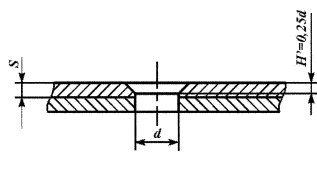
d +0,04	D ±0,1	Dk H7	h _Б		h max	H max
			min	max		
3,0	4,8	4,2	0,6	0,7	0,40	1,3
3,5	5,6	4,9	0,7	0,8	0,45	1,5
4,0	6,4	5,6	0,8	0,9	0,50	1,7
5,0	8,0	7,0	1,0	1,1	0,60	2,1
6,0	9,6	8,4	1,2	1,3	0,70	2,5

Зенкування отвору під заклепку за ОСТ 34055-92

Виконання 1

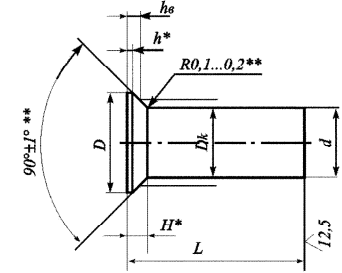


Виконання 2

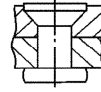


Виконання		1				2				
d	D*	h*		H*		S	H*		S	
НОМІН.	ВІДХИЛ.	НОМІН.	ВІДХИЛ.	min	max	min	max	max	min	
3,05	±0,05	4,8	0,25	±0,05	1,15	1,25	1,8	0,70	0,80	1,0
3,55					1,35	1,45	1,8	0,83	0,93	1,2
4,05	+0,12	6,4	0,40	±0,05	1,55	1,65	2,0	0,95	1,05	1,5
5,05					1,95	2,05	2,5	1,20	1,30	1,8
6,05	+0,05	9,6	0,60		2,35	2,45	-	1,45	1,55	2,0

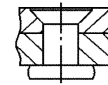
Конструкція та розміри заклепки із зменшеною потайною закладною головкою $\angle 90^\circ$ із циліндричним компенсатором (АНУ 0314)



З'єднання заклепками за ОСТ 34055-92 (виконання 1)

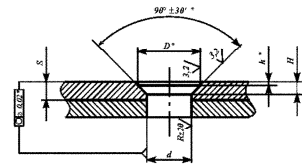


З'єднання заклепками за АНУ 0314



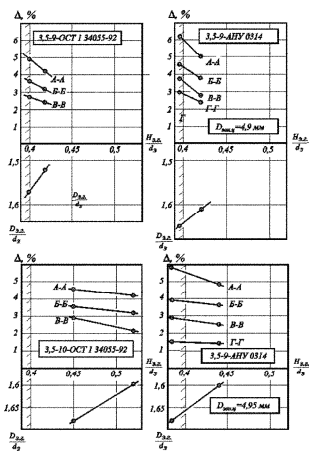
d +0,04	D +0,05	Dk H7	h _Б		h max	H max
			min	max		
3,0	4,3	3,6	0,55	0,60	0,25	0,90
3,5	5,0	4,2	0,60	0,65		
4,0	5,7	4,8	0,70	0,75	0,30	1,15
5,0	7,1	6,0	0,85	0,90	0,35	1,40

Зенкування отвору під заклепку за АНУ 0314

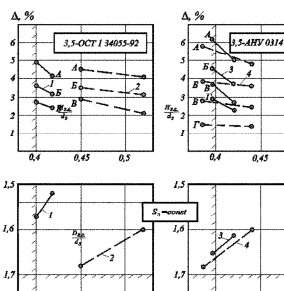


d	D*	h*		H		S	
		НОМІН.	ВІДХИЛ.	min	max		
3,05	-0,05	4,3	0,15	0,70	0,80	1,0	
3,55		5,0	0,15	0,80	0,90	1,2	
4,05	+0,12	5,7	0,20	±0,05	0,95	1,05	1,5
5,05		7,1	0,25		1,20	1,30	1,8
6,05	+0,15	8,5	0,30		1,45	1,55	2,0

Вплив параметрів замикаючої головки на радіальний натяг у з'єднаннях

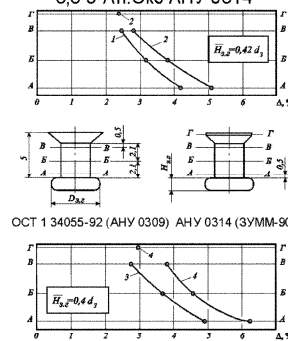


Вплив величини осідання замикаючої головки на радіальний натяг у з'єднаннях, виконаних одиночним пресовим клепанням при застосуванні заклепок за ОСТ 1 34055 та АНУ 0314



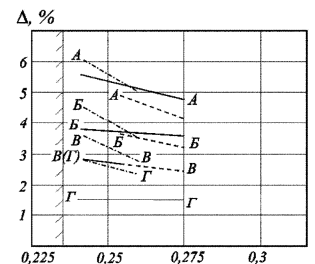
- 1 - заклепки 3,5-9-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92 (ЗУМ-90), $l_{нз}=(1,03...1,04)d_г$
- 2 - заклепки 3,5-10-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92 (ЗУМ-90), $l_{нз}=(1,31...1,33)d_г$
- 3 - заклепки 3,5-9-Ан.Окс-АНУ0314 (ЗУММ-90), $D_{нзц}=4,9$ мм; $l_{нз}=1,1d_г$
- 4 - заклепки 3,5-9-Ан.Окс-АНУ0314 (ЗУММ-90), $D_{нзц}=4,95$ мм; $l_{нз}=(1,1...1,13)d_г$

Розподілення по товщині пакета відносних величин радіального натягу при застосуванні заклепок 3,5-9-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92 та 3,5-9-Ан.Окс-АНУ 0314



- 1 - заклепки 3,5-9-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92 (Дз.г.=1,52d_г)
- 2 - заклепки 3,5-9-Ан.Окс-АНУ 0314 (Дз.г.=1,61d_г)
- 3 - заклепки 3,5-9-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92 (Дз.г.=1,57d_г)
- 4 - заклепки 3,5-9-Ан.Окс-АНУ 0314 (Дз.г.=1,65d_г)

Вплив інтегрального відносного параметра замикаючої головки на радіальний натяг у дослідженнях заклепочних з'єднань



- заклепки 3,5-9-АНУ 0314 (Дзен.ц=4,9 мм);
- - - заклепки 3,5-9-ОСТ 1 34055-92;
- заклепки 3,5-9- АНУ 0314 (Дзен.ц=4,95 мм)

Рис. 6.16. Конструкція нових потайних заклепок із циліндричним компенсатором

Воно полягає в такому. Використовують заклепки із звичайною висотою потайної заставної головки $0,4d$, але гнізда в обшивці під головки виконують зменшеної глибини, що дорівнює приблизно $0,25d$. Після клепаання надмірно виступаючі над поверхнею обшивки частини заставних головок піддають механічному зачищенню, наприклад, фрезерують.

Розглянуті конструктивно-технологічні рішення, хоч і знайшли масове застосування у виробництві, все ж таки не можуть бути класифіковані як високоресурсні для тонких пакетів. Це обумовлено тим, що в їх основі закладено ранню концепцію створення високоресурсних потайних заклепочних з'єднань, згідно з якою заставна головка заклепки має містити надлишковий об'єм матеріалу у вигляді компенсатора. У процесі клепаання шляхом впровадження компенсатора в пакет має досягатися зміцнення деталей, що з'єднуються, по поверхні отвору, особливо на ділянці зенкованого гнізда.

Оскільки у той час застосування тонких обшивок в агрегатах було дуже обмеженим, відпрацювання конструкцій потайних заклепок з компенсатором проводилося на середніх і товстих пакетах. У результаті було вироблено правило: чим більше радіальний натяг у з'єднанні, тим вище його втомна довговічність. Це привело до того, що до виробництва були прийняті заклепки, наявний об'єм компенсатора яких у багато разів перевищував потрібну величину. Якість зовнішньої поверхні клепаємих конструкцій при цьому вимушено забезпечувалася застосуванням додаткових трудомістких операцій фрезерування заставних головок після клепаання і їх антикорозійним захистом. Але поставлена мета підвищення ресурсу виправдовувала засоби її досягнення.

Коли тонкостінні конструкції знайшли широке застосування в літакобудуванні, було ухвалено рішення про стандартизацію модифікацій існуючих потайних заклепок, які були отримані методом подібності. Основною їх відмітною особливістю була зменшена висота заставної головки. Інші фахівці, відстоюючи ідею уніфікації авіаційного виробництва, просто видозмінили з'єднання шляхом зменшення глибини зенкування гнізд під потайні заставні

головки заклепок. Проте ці рішення були запропоновані, а згодом і впроваджені без урахування однієї характерної особливості тонких обшивок – їх схильності до викривлення у вигляді утягання і хлопунів у зонах кріпильних точок. Такі залишкові деформації істотно перевищують встановлені нормативи, якщо в процесі виконання з'єднання між поверхнею обшивки і поверхнею обтискача має місце значний зазор.

Якщо проаналізувати існуючі рішення, то можна легко встановити, що вживані заклепочні з'єднання якраз і утворюють утягання і хлопуні в умовах наявності вказаного зазору. Тому за клепанними конструкціями з тонких обшивок міцно затвердилося найменування «стьобана ковдра», або «ватник». Дане явище не тільки погіршує якість зовнішньої поверхні, але й негативно впливає на її надійність, оскільки виникаючі залишкові деформації і напруження розтягування зменшують втомну довговічність потайних заклепочних з'єднань.

Все викладене вище свідчить про те, що проблема розроблення високоресурсних потайних заклепочних з'єднань тонких обшивок, як і раніше, є актуальною. Для пошуку і дослідження перспективних рішень існує декілька напрямів:

- 1) створення нових конструкцій потайних заклепок;
- 2) розроблення нових способів клепання;
- 3) доопрацювання існуючих технологій виконання потайних заклепочних з'єднань тонких обшивок.

Накопичений досвід досліджень, що проводять у стінах ХАІ при співпраці з провідними фахівцями АНТК «Антонов», ХДАВП, КіАПО, АНТК «Туполєв», ТАПО, ЦАГІ, УкрНДІАТ і ін., дозволив розробити технологію виконання високоресурсних потайних заклепочних з'єднань тонких обшивок при збереженні інших не менш важливих показників якості і надійності.

Це рішення містить застосування нової конструкції заклепки зі зменшеною потайною заставною головкою $\angle 90^\circ$ з циліндричним компенсатором і способу її клепання. Заклепка для тонких обшивок була спроектована на основі принципів і

рекомендацій, викладених у роботах [92, 306, 464]. Конструкція і розміри даної заклепки із сплаву В65 послужили основою для розроблення нормалі АНТК ім. Антонова АНУ 0314. Розроблені також форма і розміри зенкованого гнізда під заставну головку нової заклепки (нормаль АНУ 0502). Спосіб клепаання та інші особливості виконання з'єднань відображені в технологічній інструкції 140 ТІ 36-30-96.

Конструкція гнізда, заклепки (див. рис. 6.16) і технологія виконання з'єднань мають забезпечувати задане виступання заставної головки заклепки з гнізда до і після клепаання, наявність гарантованого рівня радіального натягу і його розподіл вздовж товщини пакета, заданий рівень довговічності й герметичності з'єднань із розробленою заклепкою в процесі експлуатації. Необхідно відзначити, що заклепку вставляють із натягом по циліндричній частині зенкування, що більшою мірою сприяє отриманню необхідного натягу після клепаання.

В умовах Харківського авіазаводу були виготовлені матриця для висадки заклепок, а також спробна партія заклепок АНУ 0314 (висадку проведено на автоматі ХВА А1216). Особливістю конструкції матриці є те, що заклепки виготовляють більшого розміру. Це пов'язано з «втратою» частини матеріалу при термообробленні, галтуванні й анодному оксидуванні, яким піддавалися заклепки після висадки. Був виготовлений і різальний інструмент для утворення отворів.

Виконано комплекс науково-дослідних робіт, що містять дослідження радіального натягу, статичної міцності, довговічності й герметичності з'єднань з розробленими заклепками.

При дослідженні статичної міцності проведені випробування на відрив і на зріз при статичному навантаженні. Статичну міцність зразка визначали шляхом його безперервного навантаження до руйнування. Для забезпечення достатньої (середньої) точності результатів випробовували не менше трьох зразків кожного виду досліджуваних заклепочних з'єднань.

Заготовки пластин зразків виготовляли з листа алюмінієвого сплаву Д16АТ, які анодували «НХ» в умовах ХДАВП.

Отвори під заклепки утворювали свердленням на верстаті. Для свердлення застосовували використовуване в серійному виробництві на ХДАВП двоступінчасте свердло з номінальним діаметром другого ступеня, що дорівнює 3.05 мм.

Отвори під заставні головки заклепок ОСТ 1 34055-92 виконували зенкуванням із діаметром робочої частини 4,8 мм, під заклепки АНУ 0314 – зенкуванням із діаметром робочої частини, що дорівнює 4,15 мм.

Навантаження зразків проводили на машині ZD-10. Всі випробувані зразки з головками заклепок, що працюють на відрив і на зріз, руйнувалися внаслідок зміни форми заставних головок заклепок.

Аналіз результатів статичних випробувань при роботі заклепок на відрив показав, що статична міцність з'єднань із заклепками ОСТ 1 34055-92, встановленими в гнізда зі зменшеною глибиною зенкування, і з'єднань із заклепками АНУ 0314 діаметром 3 мм практично дорівнюють одне одному. Зусилля продавлювання листів при роботі з'єднань із заклепками АНУ 0314 і ОСТ 1 34055-92, що працюють на відрив, лежать у діапазоні зусиль продавлювання листів із заклепками ЗУ-120 і ЗУ-90 (див.: Довідкові матеріали і методики розрахунку статичної міцності. Розрахунок заклепочних з'єднань: 002.МР-74.–К.: КМЗ, 1974. – 149 с.)

Аналіз результатів статичних випробувань при роботі заклепок на зріз показав, що статична міцність з'єднань із заклепками АНУ 0314, встановленими за розробленою технологією, вище в 1,07 раза статичної міцності з'єднань із заклепками ОСТ 1 34055-92, встановленими за технологією згідно з ТІ 36-21-86.

Одним із видів порівняльних випробувань заклепочних з'єднань, що проводяться з метою оцінювання ефективності вживаних заклепок або технології клепання, є випробування на розклепуваність, у ході яких контролюють посадки, що реалізують в з'єднаннях, – наявність або відсутність радіального натягу.

Такі випробування виконують за відомою методикою вимірювання геометричних параметрів отворів до клепання і осаджуваних заклепок,

витагнутих із пакета, викладеною в галузевому стандарті ОСТ 1 34041-79.

Були проведені дослідження величин і розподілу радіального натягу на технологічних зразках заклепочних з'єднань, виконаних заклепками 3,5-9(10)-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92 за технологією клепаання тонколистових обшивок у виробах «Ан» згідно з інструкцією ТІ 36-21-86, а також заклепками 3,5-9-Ан.Окс-АНУ 0314 за розробленою технологією.

У виробах «Ан» традиційно застосовують потайні заклепки з нормальною ($0,4d_3$) висотою заставної головки. У тонких обшивках гнізда під заставні головки таких заклепок виконують зменшеної глибини, що дорівнює приблизно $0,25d_3$, де d_3 – діаметр стрижня заклепки, а після клепаання заставні головки фрезерують. У результаті конструктивно-технологічні параметри з'єднань, що реалізуються, зазнають істотних змін, що негативно впливають на якість з'єднань. При використанні заклепок із корончатим компенсатором (ОСТ 1 34052-85) і заклепок з циліндричним компенсатором (ОСТ 1 34055-92) для якісного і надійного з'єднання необхідно, щоб гніздо під потайну заставну головку мало циліндричну ділянку. Проте існуюча технологія клепаання тонколистових обшивок реалізує з'єднання без циліндричної ділянки в зоні потайного гнізда. Ці з'єднання мало чим відрізняються від з'єднань звичайними потайними заклепками, такими, як ЗУ-90 °. Крім того, наслідком зменшення глибини зенкованих гнізд у вживаних з'єднаннях є менша довжина виступаючого з отвору хвостовика стрижня заклепки, з якого утворюють замикаючу головку.

У результаті при товщині пакета деталей, що з'єднуються, близьких до середніх величин ($(1...1,5)d_3$), неможливо збільшити ступінь осідання замикаючих головок до значень їх діаметра, що перевищують $1,6d_3$, оскільки висоти, які при цьому реалізуються, менше мінімально допустимої величини, що дорівнює $0,4d_3$.

Щоб розширити технологічні можливості процесу збирання, фахівці вимушені застосовувати заклепки більшої довжини, що знижує масову ефективність клепааних з'єднань. З метою встановлення впливу такого рішення на

радіальний натяг було досліджено два варіанти базової технології одиночного пресового клепаання: із застосуванням заклепок 3,5-9-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92 і заклепок 3,5-10-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92.

Відмітними особливостями розробленої технології клепаання тонколистових обшивок є застосування заклепок із зменшеною потайною заставною головкою $\angle 90^\circ$ з циліндричним компенсатором за нормаллю АНУ 0314 і виконання зенкованих гнізд в отворах інструментом, у якого номінальне значення діаметра циліндричної різальної частини менше номінального значення діаметра заставної головки заклепки. Графічну інтерпретацію отриманих результатів дослідження показано на рис. 6.16.

Апробацію нових з'єднань проведено на технологічних зразках, виготовлених і випробуваних у лабораторних умовах ХАІ. Як базовий варіант було прийнято технологію клепаання тонких обшивок, яку застосовувала фірма «Антонов». Зокрема, досліджували заклепки за ОСТ 1 34055-92, що використовували в конструкції планера літака Ан-140. Встановлено, що радіальний натяг у з'єднанні із заклепками за АНУ 0314 перевищує натяг у з'єднанні за ОСТ 1 34055-92.

У літакобудуванні накопичено достатній досвід визначення характеристик опору втомі механічних з'єднань. При розробленні нових конструкцій заклепок або технологічних процесів виконання заклепочних з'єднань галузевим стандартом ОСТ 1 00872-77 регламентовані порівняльні втомні випробування, які проводять із використанням лабораторних технологічних зразків базових і пропонуваніх рішень (базовими прийняті заклепочні з'єднання, що застосовували при збиранні тонколистових обшивок виробів «Ан», зокрема «Ан-140»).

Були проведені випробування, пов'язані з визначенням витривалості зразків з'єднань із заклепками за АНУ 0314 (ЗУММ-90°) і за ОСТ 1 34055-92 при їх регулярному навантаженні на розтягування з частотою 40 Гц до руйнування у випробувальній машині УРМ-2000.

Досліджено опір втомі стандартних (2-ОСТ 1 00872-77) зразків зрізних з'єднань і зразків із заповненими незавантаженими отворами.

Заготовки технологічних зразків були виконані з анодованого листа Д16АТ товщиною 1,2 мм.

Використовували заклепки діаметром 3,5 мм і довжиною 7 мм.

З'єднання виготовляли методом одиночного пресового клепаання з попереднім стисненням пакета на пресі КП-204М.

Результати випробувань показані на рис. 6.17.

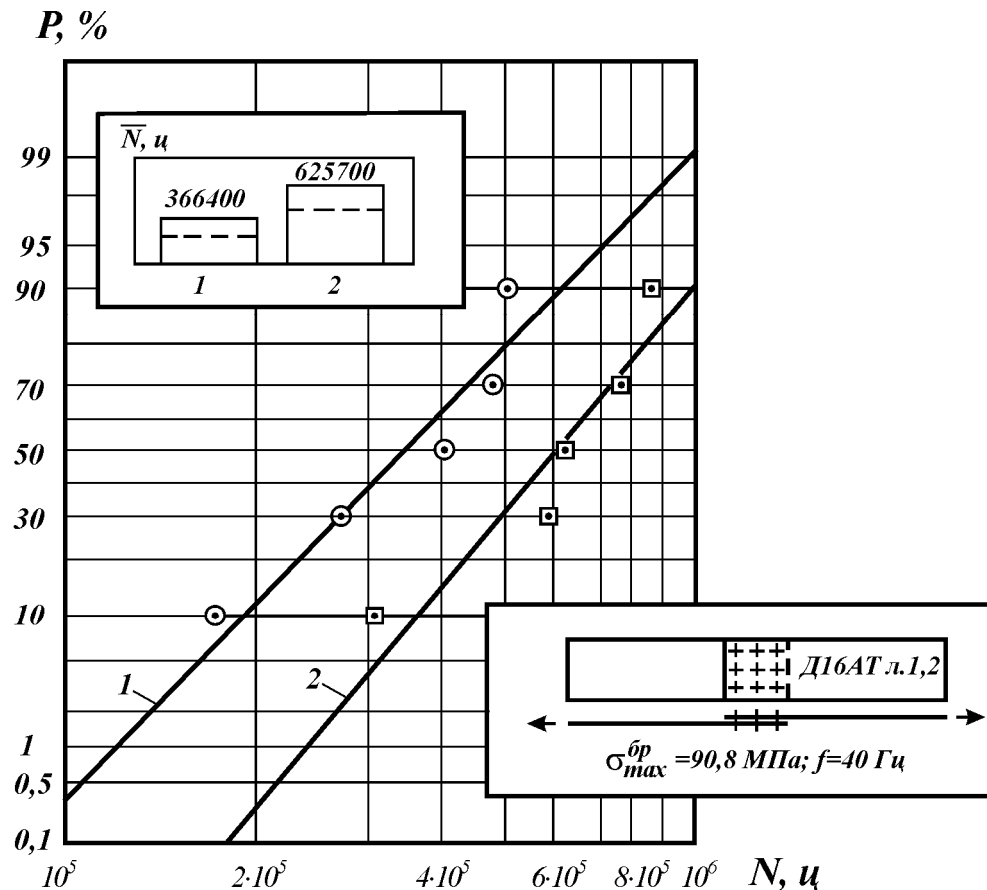


Рис. 6.17. Оцінювання функцій логарифмічно нормального розподілу циклічної довговічності зразків однозрізних заклепочних з'єднань тонколистових обшивок: 1 – заклепка 3,5-7-Ан.Окс-ОСТ 1 34055-92;
2 – заклепка 3,5-7-Ан.Окс-АНУ 0314

Аналіз даних результатів показує, що розроблені заклепки АНУ 0314 за критерієм втомної довговічності не поступаються базовим заклепкам за ОСТ 1 34055-92 при установленні їх в гнізда зменшеної глибини.

Для дослідження локальної герметичності використовували зразки, що виготовляли для дослідження натягу за висотою з'єднання із заклепками за

ОСТ 1 34055-92 і АНУ 0314.

Для аналізу загальної герметичності застосовували технологічні зразки у вигляді пластини з листа Д16АТл1.2 із накладками з листа Д16АТл2 розміром (18×20) мм, анодовані «НХ» за серійною технологією в умовах цеху ХДАВП.

При дослідженні герметичності в середовищі гасу виготовляли спеціальне пристосування, що складається з ванни, герметизуючої прокладки і системи трубок для підведення гасу. Надмірний тиск ($0,03 \pm 0,005$) МПа [$(0,3 \pm 0,05)$ кг/см²] створювали за допомогою компресора. Зразки протягом 0,5 години витримували за наявності гасу у ванні і його контакті із заклепками з боку замикаючих головок без надмірного тиску. Потім проводили навантаження зразків на машині ЦД 10/90 навантаженнями, що забезпечують у поперечному перерізі зразків ступінчасту зміну напруження з кроком 25 МПа за перерізом «брутто», витримуючи при кожному навантаженні зразки протягом 3 хв за наявності надмірного тиску гасу з боку замикаючих головок заклепок. Наявність течії гасу визначали за помутнінням крейдяного покриття, що наносили перед випробуваннями з боку заставних головок заклепок.

При випробуваннях заклепок ОСТ 1 34055-92 перша течія була зафіксована при навантаженні 1581 даН (250 МПа), течія в районі всіх заклепок мала місце при навантаженні 1739 даН (275 МПа). При випробуваннях заклепок АНУ 0314 перша течія була зафіксована при навантаженні 1265 даН (200 МПа), течія в районі всіх заклепок – при навантаженні 1739 даН (275 МПа).

Аналіз результатів випробувань на герметичність показав, що інтегральна герметичність з'єднань із заклепками АНУ 0314 практично дорівнює герметичності з'єднань із заклепками ОСТ1 34055-92. Проте можливість проникнення агресивного середовища з боку заставної головки у з'єднань із заклепками ОСТ1 34055-92 при клепанні тонколистових обшивок вище, ніж у з'єднань із заклепками АНУ 0314.

Зіставлення отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що створювані за новою технологією потайні заклепочні з'єднання тонких обшивок

можна класифікувати як високоресурсні.

За основними критеріями якості з'єднань вони не поступаються найпрогресивнішим заклепочним з'єднанням, вживаним у галузі. Але з'єднання заклепками АНУ 0314 мають незаперечну перевагу. Якість зовнішньої поверхні обшивок забезпечується безпосередньо в процесі клепаання без застосування додаткових дуже трудомістких довідних операцій. При цьому потрібні технічні умови задовольняються не тільки за критерієм виступання над обшивкою потайних заставних головок заклепок, але і за величиною утягання обшивок у зонах кріпильних точок. Ефект «ватника» практично відсутній, а це створює хорошу підставу для підвищення конкурентоспроможності клепаних конструкцій з тонких обшивок.

6.3. ПОТАЙНА ЗАКЛЕПКА З КОНІЧНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ В ТИПОВИХ З'ЄДНАННЯХ

У даний час потайні клепані з'єднання виконують:

- заклепками із заставною головкою у формі усіченого конуса, відомими як заклепки ЗУ, наприклад, заклепками за ОСТ 1 34087-80;
- заклепками з компенсатором на торці заставної головки (ЗУКК, АНУ 0305, ЗУК, ЗУКМ, ЗУКС, ЗУГ, ЗУГБ);
- непотайними заклепками і стрижневими заклепками (ЗС, УЗ), що розклепуються за способом «ПЗГ».

З'єднання заклепками ЗУ є найбільш технологічними, а особливості заставної головки дозволяють виготовляти заклепки холодною висадкою при мінімальних витратах на оснащення. Плоский торець заставної головки, крім того, забезпечує заклепці осьову стійкість у процесі її пластичної деформації, що, у свою чергу, дозволяє виключити такий дефект, як зсув замикаючої головки щодо стрижня при додатку клепального зусилля з ексцентриситетом.

Проте заклепкам ЗУ і з'єднанням на їх основі властивий ряд істотних недоліків.

Так, у процесі kleпання заставна головка заклепок ЗУ практично не деформується пластично. Радіальний натяг у з'єднанні забезпечується головним чином шляхом затікання в отвір матеріалу осаджуваного хвостовика стрижня, що не гарантує з'єднанню високу надійність, зокрема герметичність і втомну довговічність, особливо при великій і середній товщині деталей, що склеплюються.

Оскільки заставна головка заклепок ЗУ пластично не деформується, то задані ТУ на виробі величини виступання заставних головок можуть бути реалізовані лише шляхом селективного відбору заклепок.

Реалізувати таку технологію в умовах серійного виробництва в даний час скрутно. Тому при виготовленні виробів, до якості зовнішньої поверхні яких пред'являють високі вимоги, у разі застосування заклепок ЗУ після kleпання їх заставні головки механічно фрезерують.

Заклепки з компенсатором, що забезпечують вищі характеристики герметичності і опору втомі порівняно із заклепками ЗУ, також потребують істотного ускладнення технології виконання з'єднання, як це має місце, наприклад, у разі застосування заклепок-стрижнів або універсальних заклепок.

До недоліків відомих заклепок з компенсатором можна віднести таке:

1) об'єм матеріалу компенсатора надмірний настільки, що після kleпання для забезпечення якості зовнішньої поверхні обшивки необхідні додаткові трудомісткі довідні операції, такі, як фрезерування заставних головок (рис. 6.18) і відновлення антикорозійного покриття, що видаляється в процесі фрезерування;

2) параметри компенсатора такі, що пластична деформація стрижня заклепки та її заставної головки починається практично одночасно, внаслідок чого процес осідання чутливий до ексцентриситету додатка kleпального зусилля (цим пояснюється дефект у вигляді зсуву замикаючої головки щодо стрижня заклепки, що часто зустрічається у з'єднань, виконаних заклепками з компенсатором);

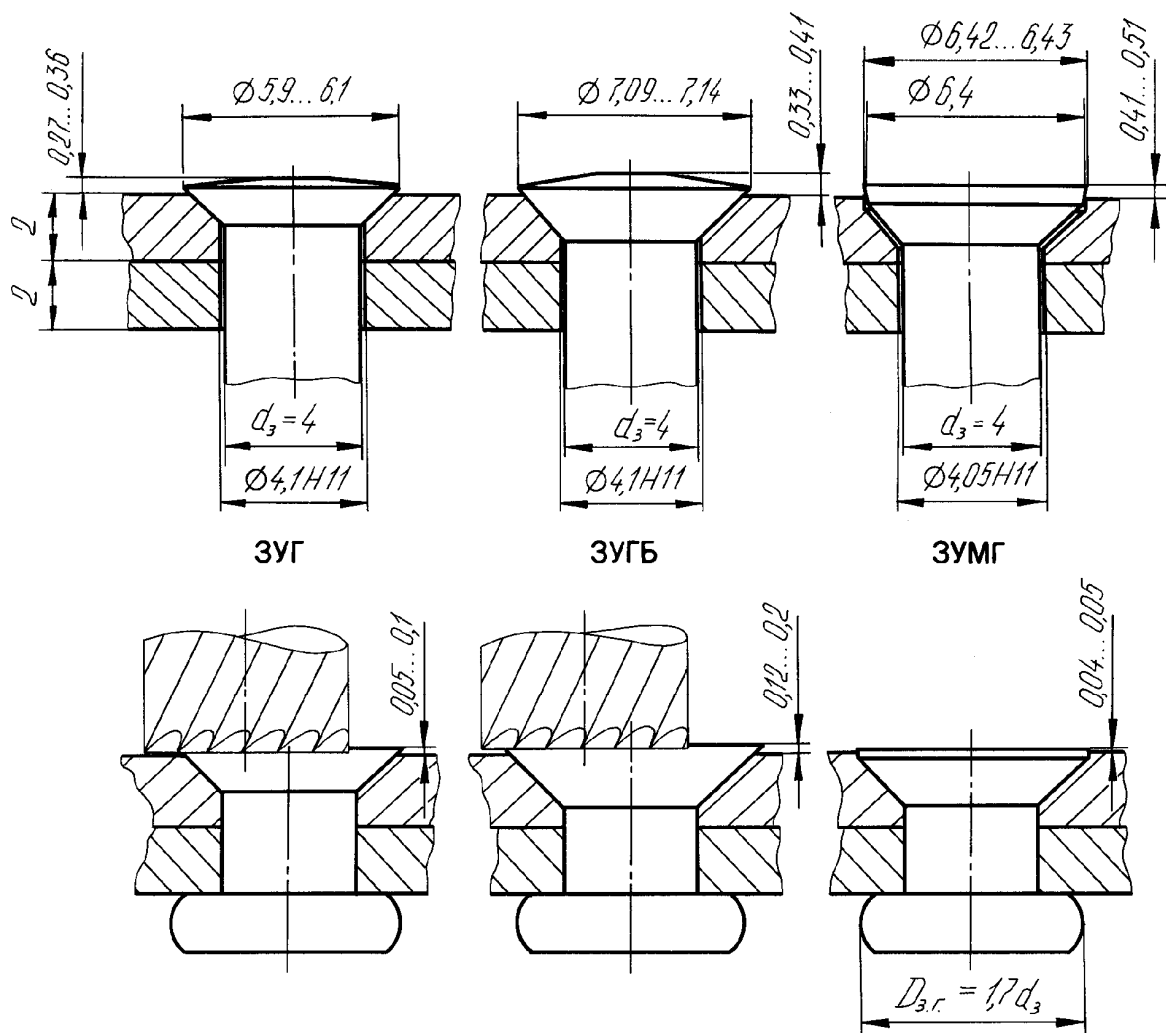
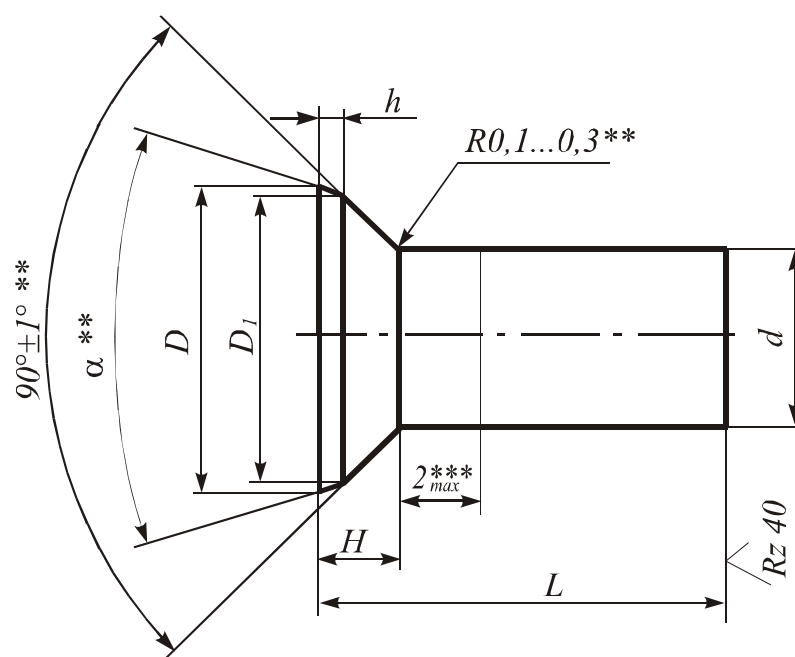


Рис. 6.18. Параметри з'єднань заклепками ОСТ 1 34117-91 (ЗУГ), ЗУГБ і ЗУМГ номінальним діаметром 4 мм

3) при виготовленні заклепок холодною висадкою компенсатор формується в порожнині пуансона, а оскільки у висаджувальних автоматах не виключається неспіввісне розташування робочого оснащення, то процес висадки супроводжується такими дефектами заклепок, як зсув компенсатора щодо осі заклепки і порушення форми заставної головки, а крім того, низькою точністю забезпечення заданих параметрів заставної головки, особливо величини її діаметра;

4) розклепування відомих заклепок із компенсатором у тонких пакетах, як правило, супроводжується утяганням деталей пакета в зоні заставних головок, що знижує якість зовнішньої поверхні і утрудняє можливість фрезерувати заставні головки до необхідної величини їх виступання без нанесення пошкоджень обшивці.

Для усунення згаданих вище недоліків розроблено потайну заклепку з плоским компенсатором у формі усіченого конуса (рис. 6.19), розташованим на торці заставної головки за всією її площею.



<i>d</i>	<i>D1</i>		α	<i>D</i>		<i>h</i>	<i>H</i>
	номінальне значення	граничне відхилення		номінальне значення	граничне відхилення		
граничне відхилення +0,05			граничне відхилення +30'				граничне відхилення 0,05
3,0	4,8	+0,05	14	4,9	0,05	0,4	1,3
3,5	5,6		12 °30'	5,7		0,45	1,5
4,0	6,4		11 °30'	6,5		0,5	1,7
5,0	8,0		9 °30'	8,1		0,6	2,1
6,0	9,6	+0,06	8	9,7	+0,06	0,7	2,5

Рис. 6.19. Конструкція і розміри заклепки ЗУМГ: * – розмір для довідок; ** – розміри забезпечуються інструментом; *** – на довжині 2 мм допускається збільшення діаметра стрижня до 0,04 мм для $d \leq 5$ мм і до 0,06 мм для $d = 6$ мм

При цьому в з'єднанні перед клепаанням компенсатор частково заглиблюється у гніздо в підзаставну головку, а саме гніздо виконується з циліндричною ділянкою. Заклепки, основні конструктивні параметри яких показані на рис. 6.19, отримали скорочену назву ЗУМГ (заклепка ЗУ модифікована герметична) (АНУ 310).

Відпрацювання технології висадки заклепок з модифікованим компенсатором

ЗУМГ номінальним діаметром 4 мм проведено в умовах Таганрозького авіаційного науково-технічного комплексу (ТАНТК) і в умовах Харківського державного авіаційного виробничого підприємства (ХДАВП). Після висадки заклепки піддавалися термообробленню, галтовці і анодному оксидуванню. Відпрацювання технології висадки заклепок з модифікованим компенсатором ЗУМГ підтвердило реальність і можливість виготовлення заклепок з компенсатором у формі усіченого конуса на устаткуванні, що існувало на серійному заводі.

Проведені роботи показали, що при виготовленні вставок матриць для висадки заклепок ЗУМГ необхідно звертати особливу увагу на якість металу, з якого виконується вставка, оскільки за наявності дефектів матеріалу існує імовірність його викришування в зоні краю конічного отвору в процесі висадки заклепок, обумовлена наявністю підвищених, ударного характеру навантажень у вказаній зоні у момент заповнення отвору вставки в зоні її конічної частини при завищеній довжині дроту, що йде на утворення заставної головки заклепки. При контролі якості заклепок необхідно звертати увагу на наявність на заставній головці облою, який може виникнути при невиправдано завищеній довжині дроту, заставної головки, що йде на формування закладної головки. За наявності облою слід проводити контроль заставних головок для виявлення відсутності облою після операції галтування.

В умовах ХДАВП проведено висадку партій заклепок номінальним діаметром 4 мм і довжиною 9 і 10 мм, в умовах ТАНТК – висадку трьох партій заклепок номінальним діаметром 4 мм і довжиною 9, 10 і 14 мм.

Дослідження величин і характеру розподілу радіального натягу по товщині пакета для з'єднань, виконаних заклепками з потайною заставною головкою, зокрема, заклепками ЗУГ (ОСТ 1 34117-91), ЗУГБ і заклепками ЗУМГ (модифікованими заклепками ОСТ1 34087-80) при базовій технології клепаання згідно з ТР 1.4.1220-83 і розробленою технологією, проведено за прийнятою методикою вимірювання діаметра розклепаних заклепок, витягнутих із пакета. Як пластини технологічних зразків для досліджень використані пластини з листа

Д16АТп5 фактичною товщиною 4,7...4,8 мм (рис. 6.20).

Клепання виконували на пресі КП–204М. Схему вимірювання заклепок після їх витягання із з'єднання показано на рис. 6.21 – 6.23. Вимірювання проводилися індикатором часового типу в спеціальному пристосуванні (рис. 6.24).

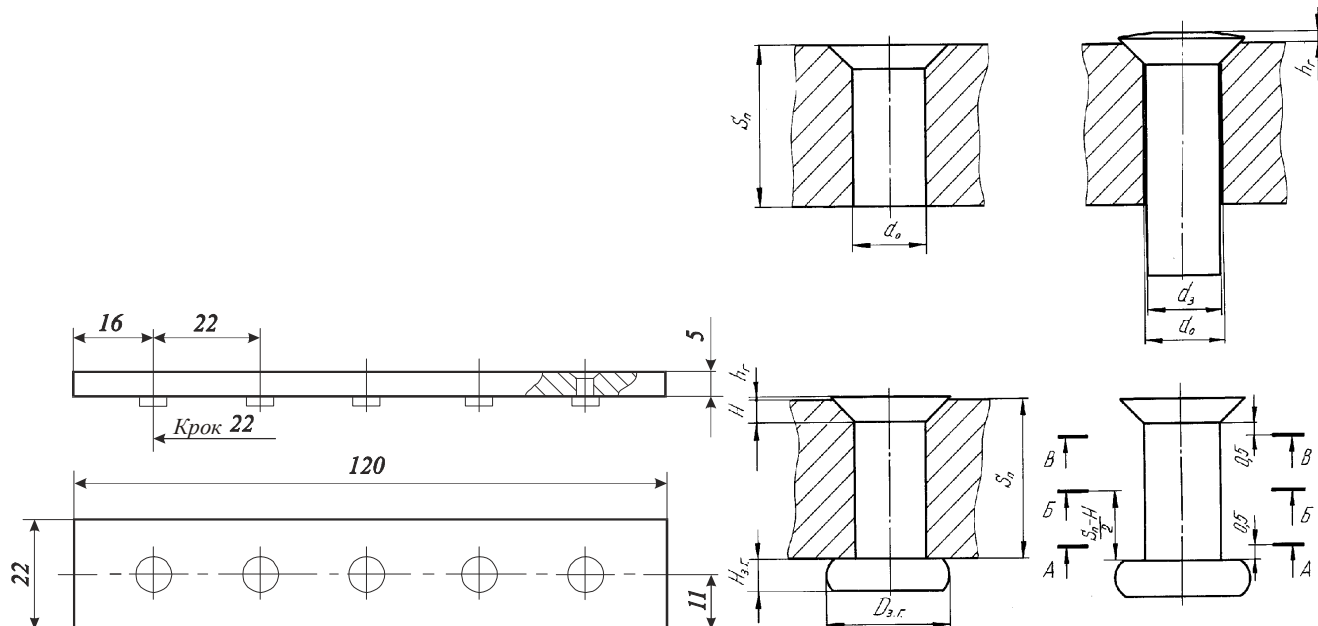


Рис. 6.20. Зразок для дослідження величин радіального натягу і локальної герметичності в з'єднанні пластини з листа Д16АТ номінальною товщиною 5 мм

Рис. 6.21. Схема вимірювання параметрів з'єднань із заклепками ЗУГ

Величину радіального натягу (Δ) визначали за формулою

$$\Delta = \frac{d_{ji} - d_0}{d_0} \cdot 100\% ,$$

де d_{ji} – діаметр заклепки у вимірюваному розрізі після розклепування і відокремленні її від пакета, мм; d_0 – діаметр отвору в пакеті до розклепування заклепки, мм.

Результати вимірювань параметрів заклепок і з'єднань до і після клепання, а також величини радіального натягу в з'єднаннях для досліджених поєднань їх конструктивно-технологічних параметрів і способів клепання показані на рис. 6.25.

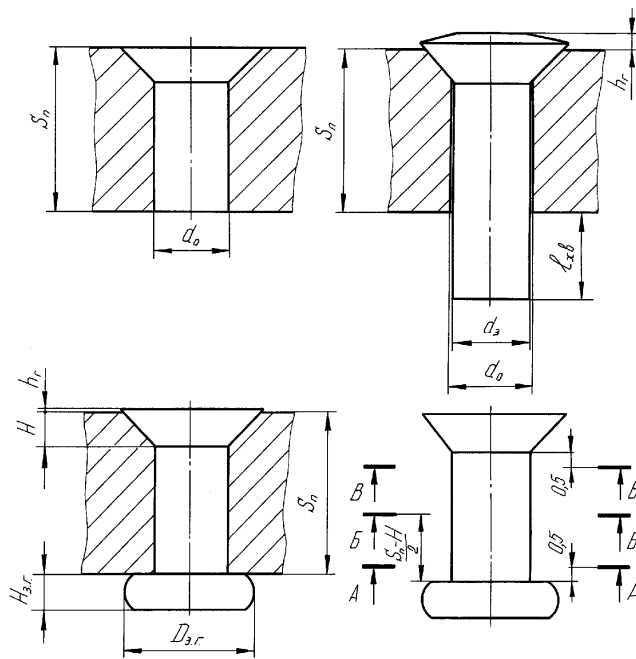


Рис. 6.22. Схема вимірювання параметрів з'єднань із заклепками ЗУГБ

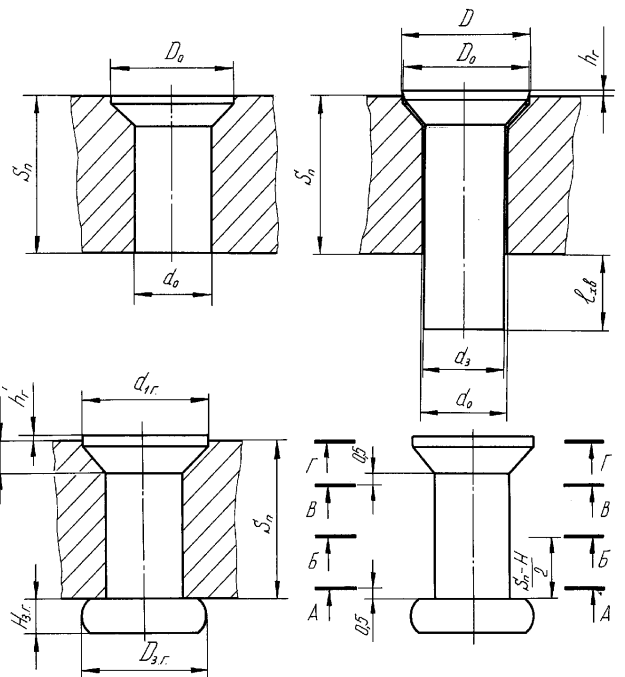


Рис. 6.23. Схема вимірювання параметрів з'єднань із заклепками ЗУМГ

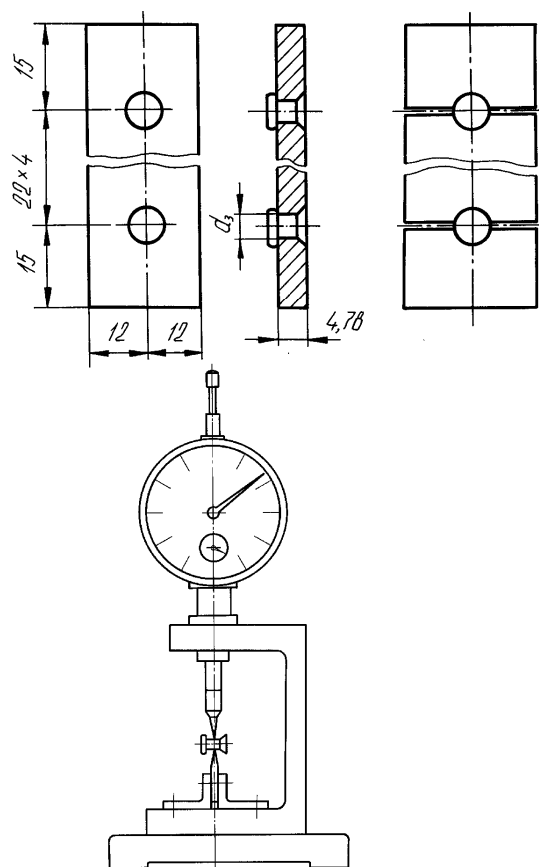


Рис. 6.24. Пристосування для вимірювання діаметрів розклепаних заклепок

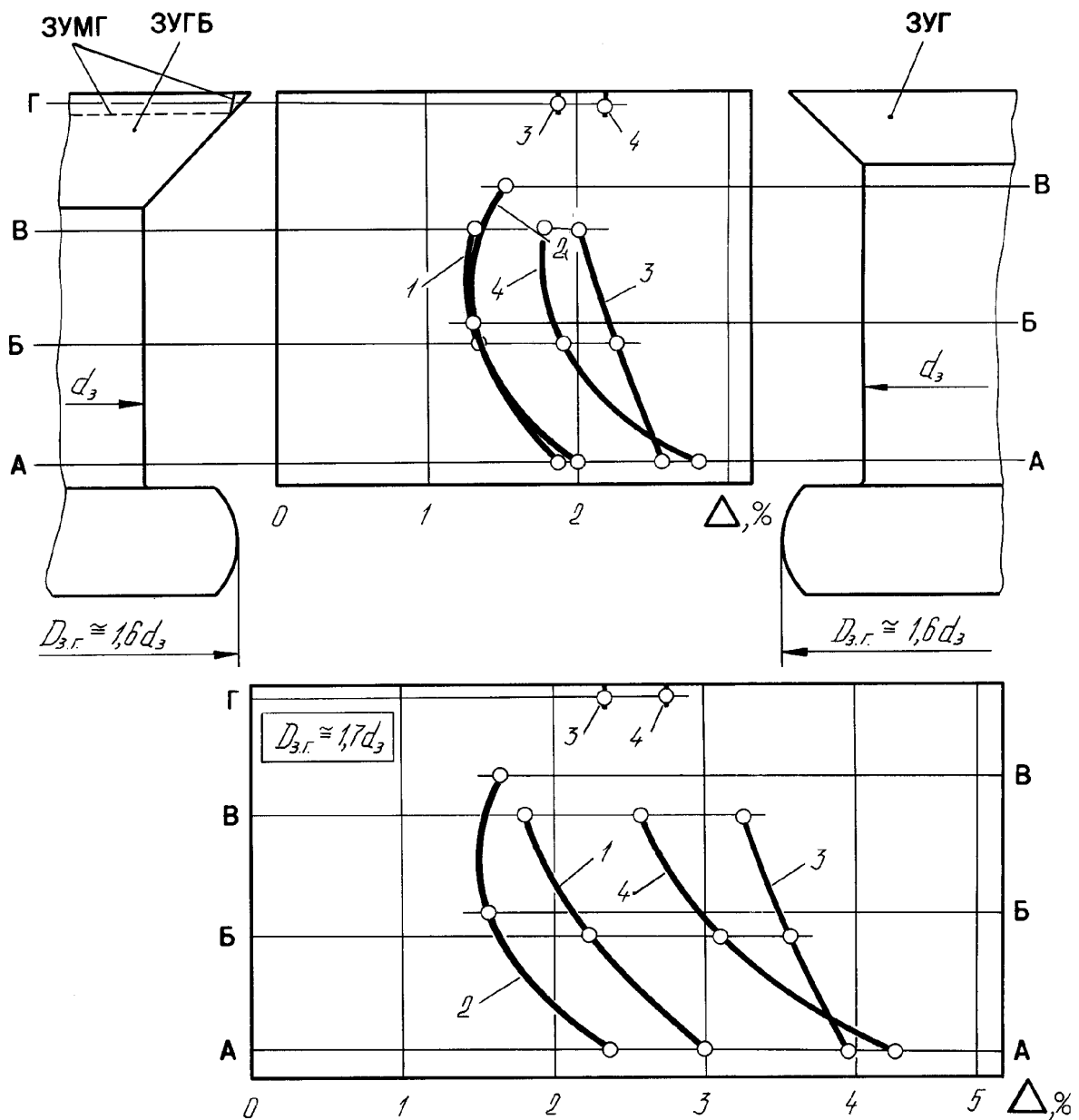


Рис. 6.25. Радіальний натяг у потайних заклепочних з'єднаннях, виконаних заклепками ЗУГ і ЗУГБ за технологією згідно з ТР 1.4.1220-83 і заклепками ЗУМГ за розробленою технологією: 1 – заклепки ЗУГБ, діаметр отворів під заклепки – 4,1Н11 мм; 2 – заклепки ЗУГ (ОСТ 1 34117-91), діаметр отворів під заклепки – 4,1Н11 мм; 3 – заклепки ЗУМГ (ХДАВП), діаметр отворів під заклепки – 4,1Н11 мм; 4 – заклепки ЗУМГ (ХДАВП), діаметр отворів під заклепки – 4,05Н11 мм

У процесі дослідження встановлено, що при використанні заклепок ЗУМГ у з'єднаннях реалізується натяг, величина якого в 2,3 раза більше величини натягу за висотою стрижня заклепок ОСТ1 34117-91 і в 1,8 раза більше величини натягу за висотою стрижня заклепок ЗУГБ. Радіальний натяг, що реалізується при цьому,

за висотою циліндричного поясочка заклепки ЗУМГ величиною від 1,9 до 2,7% D має сприяти підвищенню довговічності й герметичності заклепочних з'єднань із заклепками ЗУМГ.

У даний час при виготовленні планера літаків застосовують різні конструкції заклепок з компенсатором для потайної заклепки. Порівняння втомних характеристик з'єднань обшивки зі стрингером, склепаних цими заклепками, показує, що всі відомі заклепки мають приблизно однакову ефективність. У зв'язку з цим доцільно проведення порівняльних втомних випробувань з'єднань з розробленими заклепками ЗУМГ і з'єднань з відомими типами високоресурсних потайних заклепок.

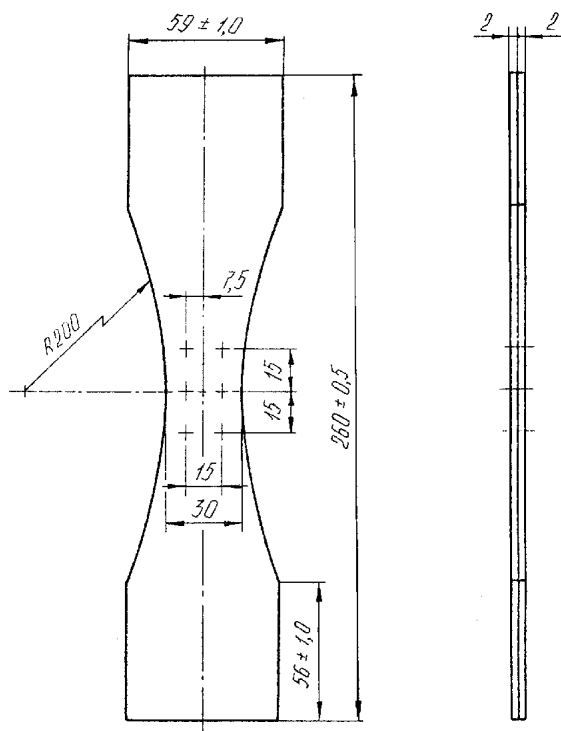


Рис. 6.26. Зразок пластини із заповненим незавантаженим отвором

Оскільки на Таганрозькому авіаційному науково-технічному комплексі при клепанні використовують заклепки ОСТ1 34117-91 (ЗУГ) і ЗУГБ, то ці заклепки можуть бути вибрані як початкові (базові) для порівняльних випробувань на втому.

Для проведення порівняльних випробувань на втому потайних заклепочних з'єднань, виконаних одиночним пресовим клепанням, з урахуванням рекомендацій роботи виготовлені технологічні зразки ОСТ 1 00872-77 (рис. 6.26), що моделюють типові заклепочні з'єднання елементів літакових конструкцій.

Для дослідження втомної довговічності зразків пластин з листа Д16АТл2 із заповненим незавантаженим отвором виготовлені:

- з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ОСТ1 34117-91 (ЗУГ), виконані одиночним пресовим клепанням на пресі КП-204М по переміщенню, що

забезпечує діаметр замикаючих головок, що дорівнює 6,7...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,75...1,8)$ мм і висоту виступання заставних головок після klepanня $h_2 = (0,04...0,05)$ мм;

– з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ЗУГБ, виконані одиночним пресовим klepanням на пресі КП-204М по переміщенню, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,7...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,8...1,9)$ мм і висоту виступання заставних головок після klepanня $h_2 = (0,06...0,07)$ мм;

– з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ЗУМГ, виконані одиночним пресовим klepanням на пресі КП-204М по переміщенню, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,7...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,75...1,8)$ мм і висоту виступання заставних головок після klepanня $h_2 = (0,04...0,05)$ мм.

Всього для проведення втомних випробувань пластин із заповненим незавантаженим отвором виготовлено 15 зразків (див. рис. 6.26). Втомні випробування проведені на машині УРМ-2000 на рівні циклічного навантаження з приведеною максимальною початковою напругою по перерізу «брутто» 137 МПа з частотою 40 Гц. Статистично оброблені результати втомних випробувань показані на рис. 6.27.

Аналіз результатів утомних випробувань показує, що циклічна довговічність зразків пластин із заповненим незавантаженим отвором при використанні заклепок ЗУМГ практично дорівнює довговічності з'єднань із заклепками ОСТ1 34117-91 (ЗУГ) і підвищується в середньому в 1,46 раза порівняно з довговічністю з'єднань, виконаних заклепками ЗУГБ за технологією згідно з ТР 1.4.1220-83.

Для проведення порівняльних випробувань на втому потайних заклепочних з'єднань, виконаних одиночним пресовим klepanням, виготовлені технологічні зразки (рис. 6.28), що моделюють типові зрізні заклепочні з'єднання елементів літакових конструкцій.

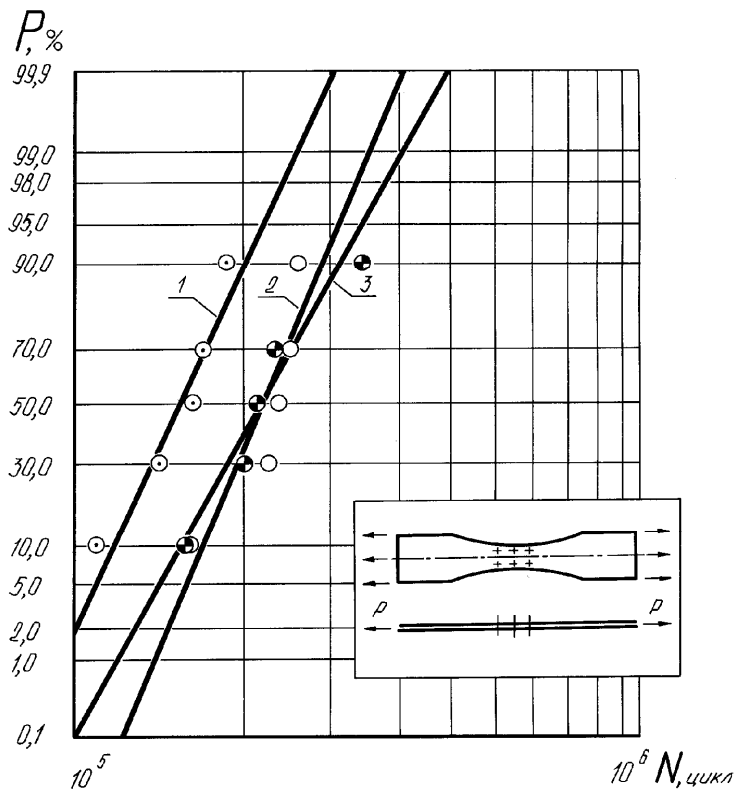


Рис. 6.27. Функції логарифмічно нормального розподілу циклічної довговічності зразків заклепочних з'єднань, виконаних за технологією, вживаною для виробів, що експлуатуються в умовах корозійного середовища: 1 – \odot – заклепки 4-9-Ан.Окс-ЗУГБ; 2 – \circ – заклепки 4-9-Ан.Окс-ОСТ 1 34117-91 (ЗУГ); 3 – \bullet – заклепки 4-9-Ан.Окс-ЗУМГ (ХДАВП)

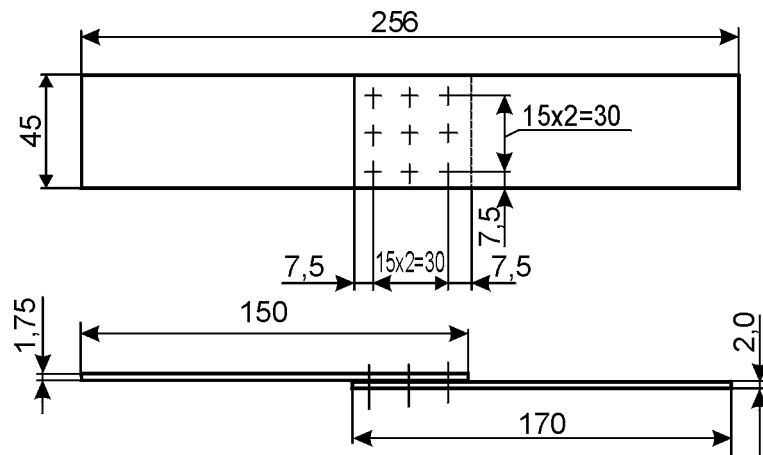


Рис. 6.28. Зразок трирядного заклепочного з'єднання внапуск з листа Д16чАТл2

Для дослідження втомної довговічності зразків пластин із листа Д16АТл2 із заповненим незавантаженим отвором виготовлені:

- з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ОСТ1 34117-91 (ЗУГ), виконані

- одиначним пресовим клепаанням на пресі КП-204М за переміщенням, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,7...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,8...1,9)$ мм і висоту виступання заставних головок після клепаання $h_2 = (0,02...0,05)$ мм;
- з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ЗУГБ, виконані одиначним пресовим клепаанням на пресі КП-204М за переміщенням, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,7...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,9...1,95)$ мм і висоту виступання заставних головок після клепаання $h_2 = (0,08...0,12)$ мм;
 - з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ЗУМГ, виконані одиначним пресовим клепаанням на пресі КП-204М за переміщенням, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,7...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,9...2,0)$ мм і висоту виступання заставних головок після клепаання $h_2 = (0,04...0,05)$ мм.

Всього для проведення втомних випробувань зрізних з'єднань внапуск виготовлено 57 зразків (див. рис. 6.28).

Втомні випробування проведені на машині УРМ-2000 на рівні циклічного навантаження з максимально приведеним початковим напруженням за перерізом «брутто» 118,2; 82,7 і 59,1 МПа з частотою 40 Гц.

Статистично оброблені результати втомних випробувань показані на рис. 6.29, 6.30.

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що циклічна довговічність зразків однозрізних з'єднань внапуск при використанні заклепок ЗУМГ підвищується в середньому в 1,97 – 3,4 раза і в 1,6 – 2,7 раза порівняно з довговічністю аналогічних з'єднань із застосуванням заклепок ЗУГБ і ЗУГ на досліджених рівнях циклічного навантаження з $\sigma_{\max} = 118,2; 82,7$ і 59,1 МПа.

Метою проведення випробувань на герметичність є перевірка герметичності заклепочних з'єднань, виконаних заклепками 4-10-Ан.Окс-ОСТ1 34117-91 і 4-10-Ан.Окс-ЗУГБ і 4-10-Ан.Окс-ЗУМГ за наявності корозійного середовища з

боку заставних головок заклепок.

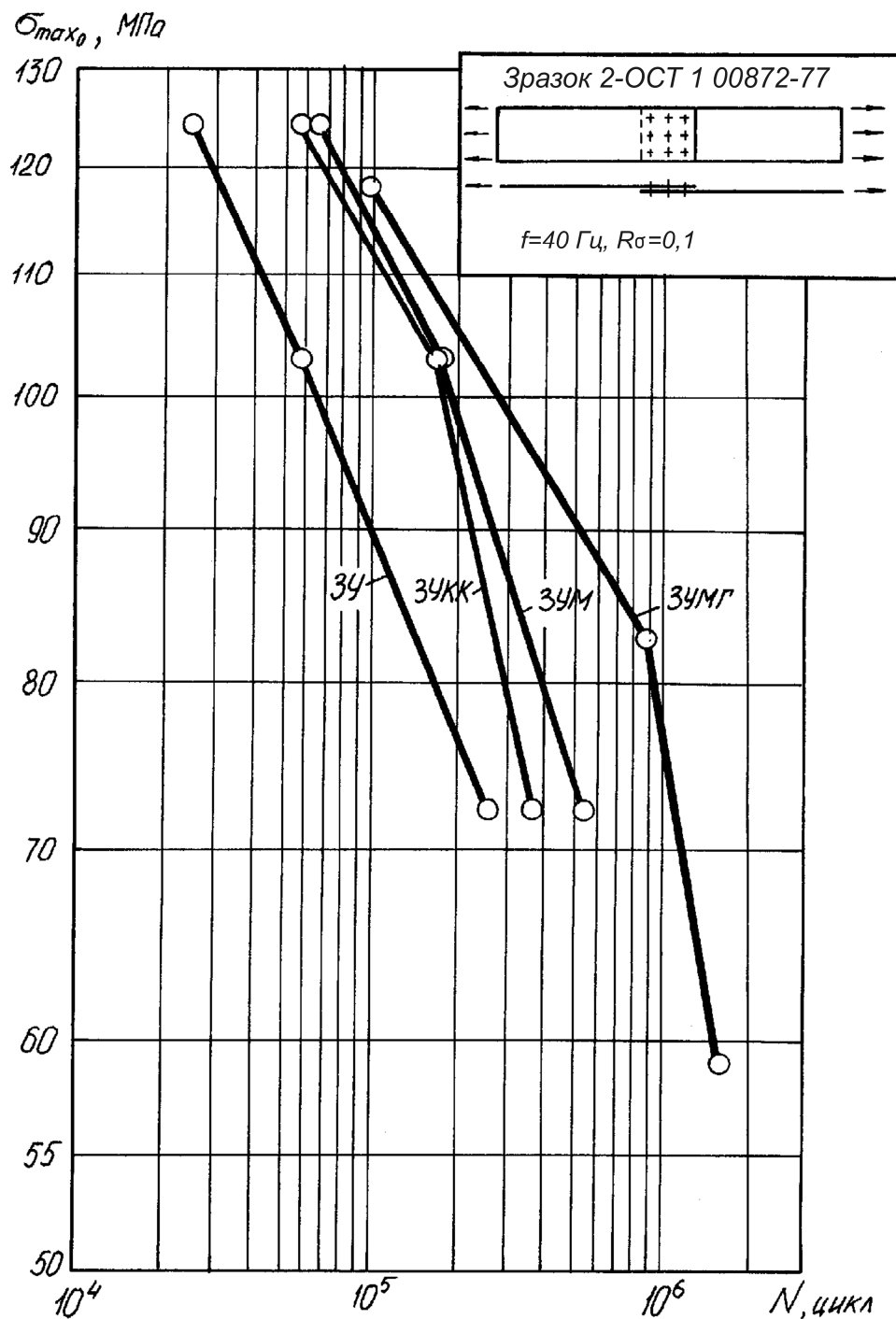


Рис. 6.29. Криві втоми зразків заклепочних з'єднань, зібраних методом
 одиночного пресового клепаання: типорозмір заклепок – 4-9-Ан.Окс;
 матеріал зразків – лист Д16АТл2 – Ан.Окс.;
 технологія виконання з'єднань із заклепками ЗУ – ПІ-249-78;
 заклепками ЗУКК і ЗУМ – ТІ 36-21-86; ЗУМГ – ТР 1.4.1220-83

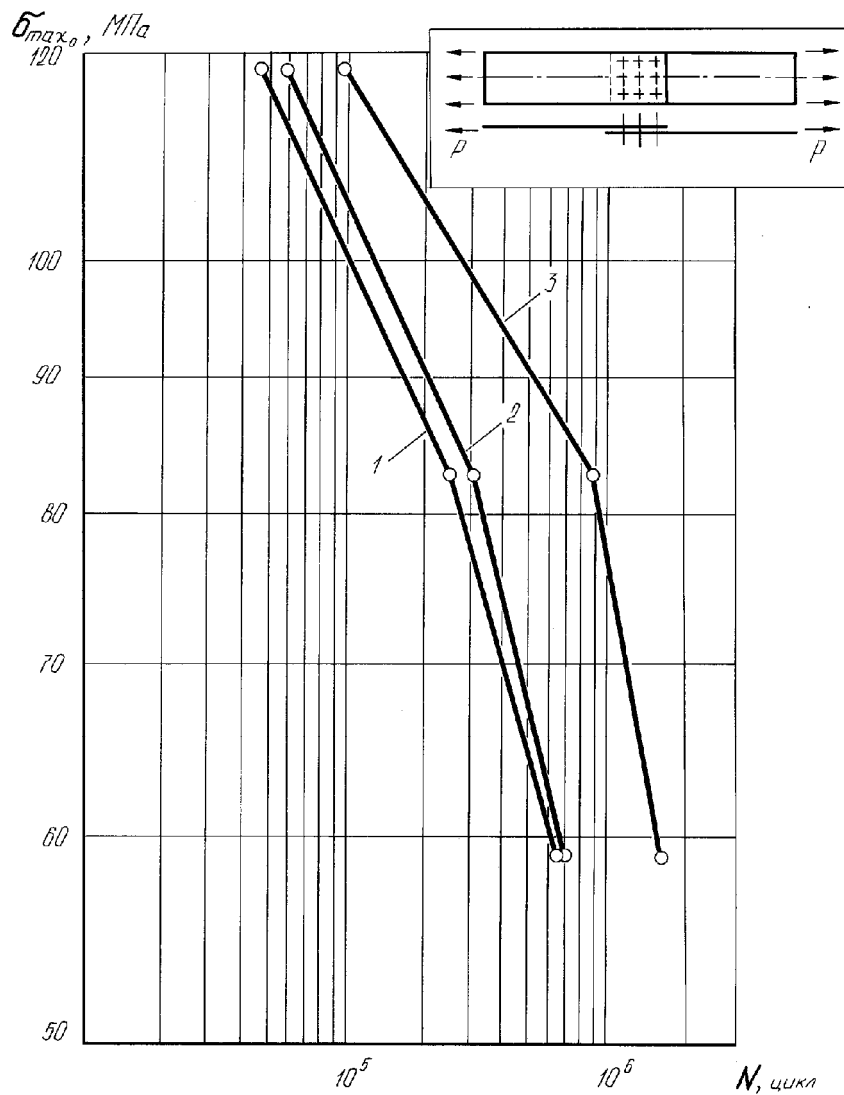


Рис. 6.30. Криві втоми зразків заклепочних з'єднань (тип 2 – ОСТ 1 00872-77), зібраних за технологією, вживаною в умовах корозійного середовища: 1 – заклепки 4-9-Ан.Окс-ЗУГБ; 2 – заклепки 4-9-Ан.Окс-ОСТ 1 34117-91 (ЗУГ); 3 – заклепки 4-9-Ан.Окс-ЗУМГ; $f = 40$ Гц; $R = 0,1$

Для заклепочних з'єднань елементів планера, що працюють в умовах контакту з морським середовищем, важливо забезпечити герметичність зони контакту проникаючого середовища з боку заставної головки і елементів, що сполучаються, у тому числі і за висотою з'єднання, оскільки навіть у разі герметичності з'єднання в цілому проникнення морської води з боку заставної головки на частину висоти розклепаної заклепки може призвести до підвищеного корозійного пошкодження і руйнування з'єднання.

Досліджувати герметичність з'єднань за наявності корозійного середовища,

яким є морська вода, з боку заставних головок заклепок вважається можливим методом фарб.

При дослідженні герметичності заклепочних з'єднань методом фарб після розклепування заклепок з боку їх заставних головок наносили фарбу з високою проникною здатністю так, щоб межа контакту заклепки і отвору перекривалася на 1...3 мм (рис. 6.31).

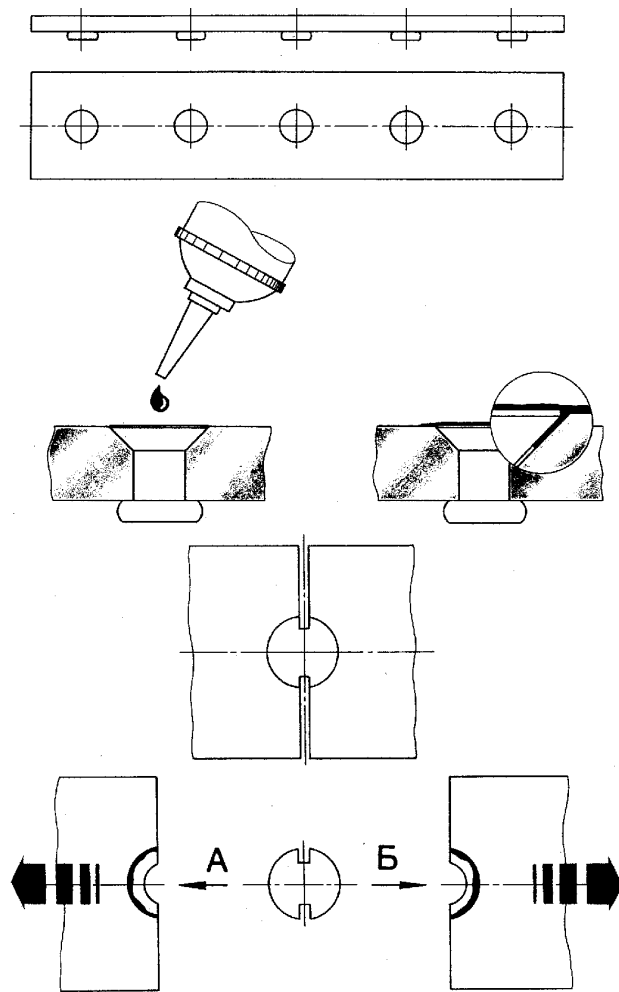


Рис. 6.31. Схема проведення дослідження герметичності заклепочних з'єднань при використанні фарби з високою проникною здатністю

Після висихання фарби зразки розрізали по осі заклепок і слідах фарби на стінках отворів і на заклепках візуально визначали герметичність з'єднань з указаними заклепками.

Порівняльні випробування на герметичність потайних заклепочних з'єднань, виконаних одиночним пресовим клепанням заклепками ЗУГ, ЗУГБ і ЗУМГ при контакті проникаючого середовища з боку заставних головок, виконані на зразках пластин із заповненим незавантаженим отвором.

Для проведення експерименту виготовляли спеціальні зразки (див. рис. 6.20) з листа Д16АТл5 із заклепками ЗУГ (ОСТ1 34117-91), ЗУГБ і ЗУМГ.

Для дослідження герметичності з'єднань пластин з листа Д16АТл5 із заповненим незавантаженим отвором виготовлені:

- з'єднання заклепками 4-10-Ан.Окс-ОСТ1 34117-91, виконані одиночним пресовим клепаанням на пресі КП-204М за переміщенням, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,4 і 6,8 мм, при установленні заклепок в отвір діаметром 4,13 мм;
- з'єднання заклепками 4-10-Ан.Окс-ЗУГБ, виконані одиночним пресовим клепаанням на пресі КП-204М за переміщенням, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,4 і 6,8 мм, при установленні заклепок в отвір діаметром 4,13 мм;
- з'єднання заклепками 4-10-Ан.Окс-ЗУМГ, виконані одиночним пресовим клепаанням на пресі КП-204М за переміщенням, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,4 і 6,8 мм при установленні заклепок в отвір діаметром 4,08 мм і отвір діаметром 4,13 мм.

Для випробувань на герметичність з використанням фарби з високою проникаючою здатністю виготовлено вісім зразків. Як фарбу використано рідину «К» червону проникаючу для кольорової дефектоскопії ТУ 6-10-750-79.

Результати випробувань на герметичність методом фарб показані на рис. 6.32.

Очевидно, що при постановці заклепок ЗУГ і ЗУГБ згідно з ТР 1.4.1220-83 при свердленні отворів під заклепки свердлом діаметром 4,1 мм і утворення в процесі розклепування заклепок (де d_3 – діаметр стрижня заклепки) фарба з боку заставної головки заклепки проникає на висоту, яка становить до 100 % висоти заставної головки. Таким чином, навіть при герметичності з'єднання в цілому внаслідок його герметичності по висоті стрижня при застосуванні заклепок ЗУГ і ЗУГБ не виключається проникнення корозійного середовища за висотою заставної головки і, як наслідок, можливе корозійне пошкодження з'єднання.

При використанні заклепок ЗУМГ при свердленні отворів під заклепки свердлом як діаметром 4,1 мм, так і діаметром 4,05 мм і утворенні в процесі розклепування заклепок замикаючої головки діаметром 1,6 і 1,7 d_3 фарба проникала на висоту, що становить не більше за висоту пояса у формі усіченого конуса на заставній головці.

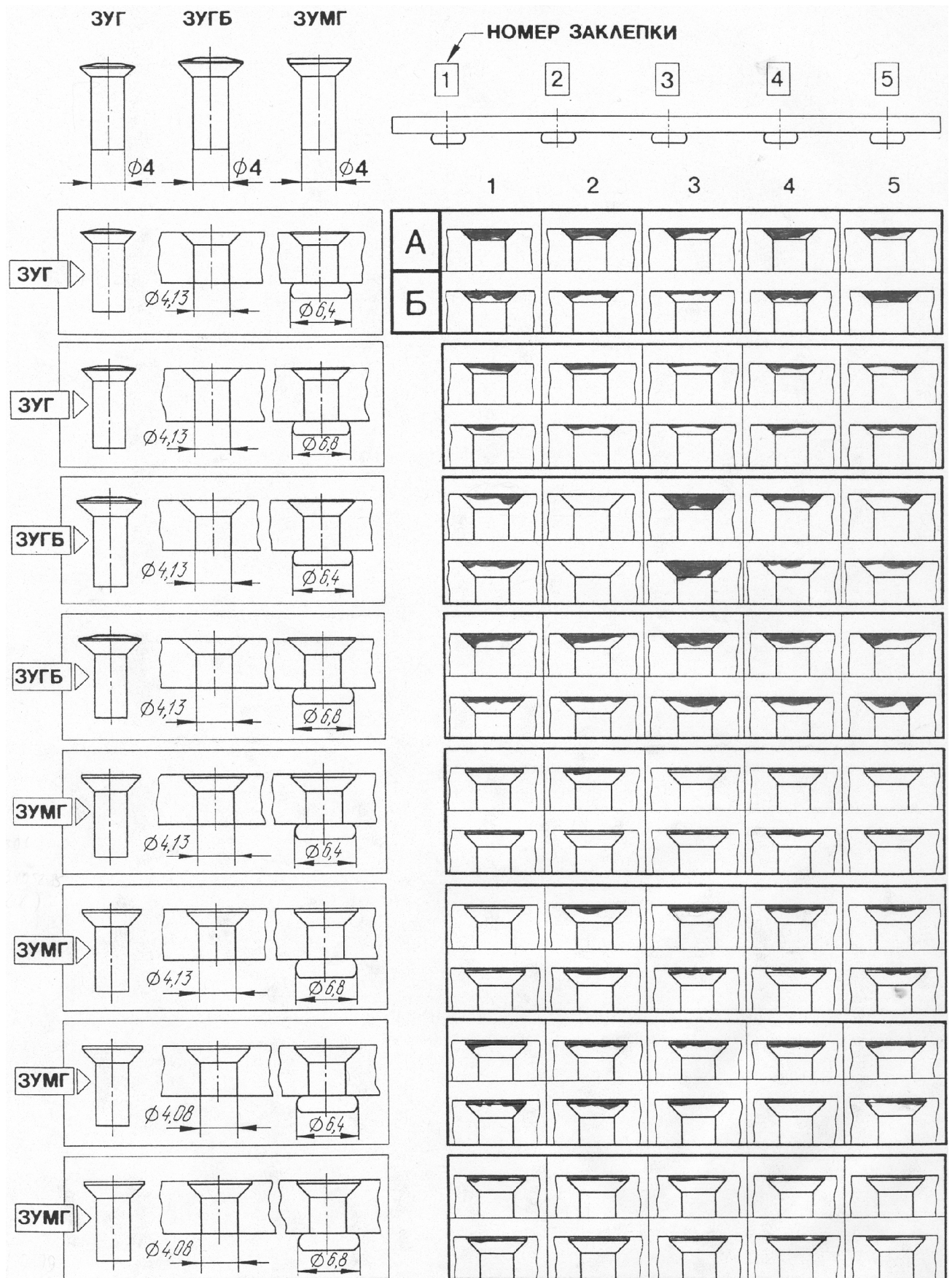


Рис. 6.32. Характер проникнення фарби на стінки отворів, заповнених заклепками

Аналіз результатів випробувань показав, що герметичність з'єднань із заклепками ЗУМГ у разі наявності корозійного середовища з боку заставної головки заклепки вища, ніж у з'єднань із заклепками ЗУГ і ЗУГБ, унаслідок наявності пояска на заставній головці заклепки, що сприяє утворенню бар'єра для проникнення корозійного середовища з боку заставної головки.

За вимогами до ступеня герметичності всі агрегати виробів можна розділити на три групи:

- 1) вимоги герметичності не пред'являються;
- 2) витік робочого середовища через з'єднання не допускається;
- 3) витіки через з'єднання допускаються і нормуються.

Для агрегатів другої групи найчастіше застосовують якісне оцінювання герметичності. Критерієм оцінювання є поняття «з'єднання герметичне» і «з'єднання негерметичне» незалежно від величини течії. Як робоче середовище можуть застосовувати повітря або гас. Випробування на герметичність можуть проводитися при статичному навантаженні надмірним тиском, повторно-статичному навантаженні надмірним тиском. Найбільш відповідною реальним умовам навантаження вважається схема статичного навантаження надмірним тиском з боку розташування замикаючих головок заклепок з одночасним циклічним навантаженням з'єднання навантаженнями, що створюють в елементах з'єднання експлуатаційний рівень напруження.

Порівняльні випробування на герметичність потайних заклепочних з'єднань, виконаних одиночним пресовим клепаанням заклепками ЗУГ, ЗУГБ і ЗУМГ при контакті проникаючого середовища з боку замикаючих головок, виконані на зразках пластин із заповненим незавантаженим отвором, що моделюють з'єднання стрингера з обшивкою в зоні кесон-бака (рис. 6.33). Як робоче середовище використаний гас.

Для проведення експерименту виготовляли спеціальні зразки (див. рис. 6.16). Обшивки і накладки зразків при використанні заклепок ЗУГ виготовляли з листа Д16АТл2 при використанні заклепок ЗУГБ і ЗУМГ із листа

Д16АТл2.5. Дана товщина листів для проведення порівняльних випробувань на герметичність вибрана з умов забезпечення максимально можливої подібності зразків, у тому числі і за критерієм товщини циліндричного пояска в зоні переходу циліндричної частини отвору в конічну.

З'єднання обшивок з накладками проводили заклепками ЗУГ (ОСТ 1 34117-91), ЗУГБ і ЗУМГ.

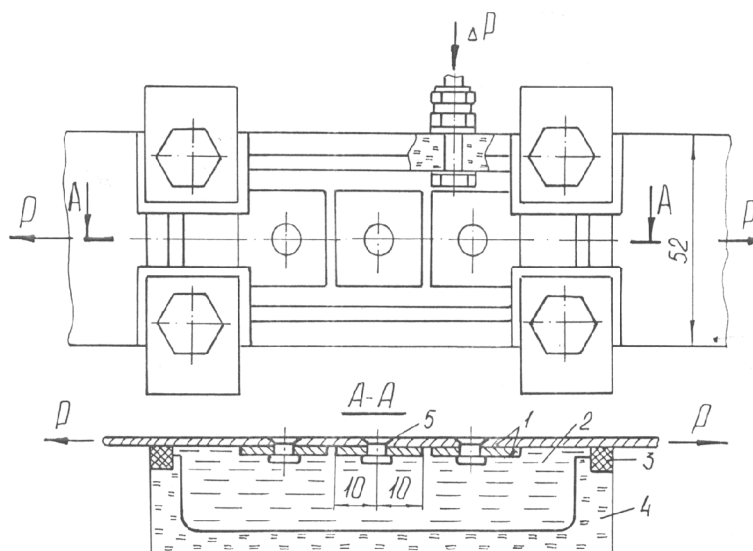


Рис. 6.33. Пристосування для визначення герметичності заклепочного з'єднання

Для дослідження герметичності з'єднань пластин з листа Д16АТл2 із заповненим незавантаженим отвором виготовлені з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ОСТ1 34117-91, виконані одиночним пресовим клепанням на пресі КП-204М по переміщенню, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,6...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,7...1,8)$ мм і висоту виступання заставних головок після клепаання $h_2 = (0,04...0,07)$ мм.

Для дослідження герметичності з'єднань пластин з листа Д16АТл2.5 із заповненим незавантаженим отвором виготовлені: з'єднання заклепками 4-9-Ан.Окс-ЗУГБ, виконані одиночним пресовим клепанням на пресі КП-204М по переміщенню, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,6...6,7 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,85...1,95)$ мм і висоту виступання заставних головок після клепаання $h_2 = (0,08...0,15)$ мм; з'єднання

заклепками 4-9-Ан.Окс-ЗУМГ, виконані одиночним пресовим клепаанням на пресі КП-204М за переміщенням, що забезпечує діаметр замикаючих головок, який дорівнює 6,6...6,8 мм, висоту замикаючих головок $H_{3,2} = (1,85...195)$ мм і висоту виступання заставних головок після клепаання $h_2 = (0,04...0,06)$ мм.

Для максимального урахування реальних умов експлуатації при випробуваннях на герметичність проведені дослідження герметичності зразків, що циклічно навантажуються у захватах випробувальної машини типу УРМ-2000. Для підведення до залікової зони гасу на зразок з боку замикаючих головок заклепок встановлювали через гумові прокладки прямокутний ковпак, виготовлений з оргскла (див. рис. 6.33). Через штуцер, що встановлюється на стінці ковпака, внутрішню порожнину заповнювали гасом і з'єднували з компенсатором, що створює в процесі випробувань надмірний тиск величиною $(0,3 \pm 0,05)$ даН/см². Для фіксації течії зразок з боку заставної головки покривали перед випробуваннями крейдянним розчином.

Випробування з'єднань із заклепками ЗУГ проводили при максимальному циклічному навантаженні 1000 даН, що створює в обшивці максимальне напруження від розтягування по перерізу «брутто» 106 МПа ($\sigma_{max0}^{bp} = 100$ МПа) з коефіцієнтом асиметрії циклу $R = 0,1$ і частотою $f = 40$ Гц. Випробування з'єднань із заклепками ЗУГБ і ЗУМГ здійснювали при максимальному циклічному навантаженні 1300 даН, що визначало в обшивці максимальне напруження від розтягування по перерізу «брутто» 101 МПа ($\sigma_{max0}^{bp} = 96$ МПа) з коефіцієнтом асиметрії циклу $R = 0,1$ і частотою $f = 40$ Гц.

Після навантаження зразків у випробувальній машині до 110 циклів за відсутності течії зразки знімали з випробувань і проводили їх статичне навантаження на машині ZD 10/90 при використанні заклепок ЗУГ до навантаження 1250, 1500 і 2000 даН ($\sigma_{max0}^{bp} = 133, 159$ і 212 МПа відповідно), а також заклепок ЗУГБ і ЗУМГ до навантаження 2000, 2250, 2500, 2750, 3000, 3250, 3500 і 3750 даН ($\sigma_{max0}^{bp} = 155, 175, 194, 214, 233, 252, 272$ і 291 МПа відповідно) і витримці при кожному із цих навантажень протягом години.

Появу течії фіксували по потемнінню крейдового розчину з боку заставних головок заклепок.

Аналіз результатів випробувань на герметичність при циклічному навантаженні показав, що при циклічному навантаженні зразки із заклепками ЗУГ і ЗУМГ герметичність при навантаженні до 1000000 циклів не втрачали. Два зразки із заклепками ЗУГБ руйнувалися при 930000 і 1000000 циклах навантаження. При цьому герметичність втрачалася за 25000...30000 циклів навантаження при появі втомної тріщини. Третій зразок зняли з випробувань при напрацюванні 500000 циклів навантаження для забезпечення можливості проведення випробувань на герметичність при статичному навантаженні.

Аналіз результатів випробувань на герметичність при статичному навантаженні показав, що при статичному навантаженні зразки із заклепками ЗУГ втрачали герметичність при максимальному напруженні по перерізу «брутто», який дорівнює 133...212 МПа, із заклепками ЗУГБ при 155...194 МПа та із заклепками ЗУМГ при 155...291 МПа. Статистична обробка результатів випробувань на герметичність при статичному навантаженні показала, що середнє напруження втрати герметичності з'єднань із заклепками ЗУГ, ЗУГБ і ЗУМГ становить 156, 175 і 222 МПа відповідно. Очевидно, що середнє напруження втрати герметичності з'єднань із заклепками ЗУМГ в 1,4 і 1,3 раза більше середнього напруження втрати герметичності з'єднань із заклепками ЗУГ і ЗУГБр.

6.4. СПОСІБ І ТЕХНОЛОГІЯ КЛЕПАННЯ ЯК ЧИННИК, ЩО ПІДВИЩУЄ РЕСУРС ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ І ЯКІСТЬ ЇХ ЗОВНІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ

Слід зазначити, що спосіб і технологія клепання також істотно впливають на ресурс заклепочних з'єднань і якість їх зовнішньої поверхні. Для проведення аналізу було вибрано пристрій пресового клепання, описаний в авторському свідоцтві № 1765966 (рис. 6.34) [464].

Суть пристрою: штамп містить обтискання 1, виконане у вигляді ковадла 2 з плоскою робочою поверхнею 3 і хвостовиком 4. Ковадло і хвостовик розділені

буртом 5. На ковадлі з можливістю осьового переміщення по ковзаючій посадці встановлено притискну втулку 6, підпружинену за допомогою пружини 7 відносно бурту. Площина робочого торця притискної втулки розташована над робочою поверхнею ковадла. На останній встановлено плоску шайбу 8, при цьому діаметр ковадла дорівнює діаметру шайби. Притискна втулка 6 на ділянці, розташованій над обтискачем 1, виконана з конічною внутрішньою поверхнею 9, висота якої дорівнює величині виступання площини робочого торця притискної втулки над робочою поверхнею 3 ковадла.

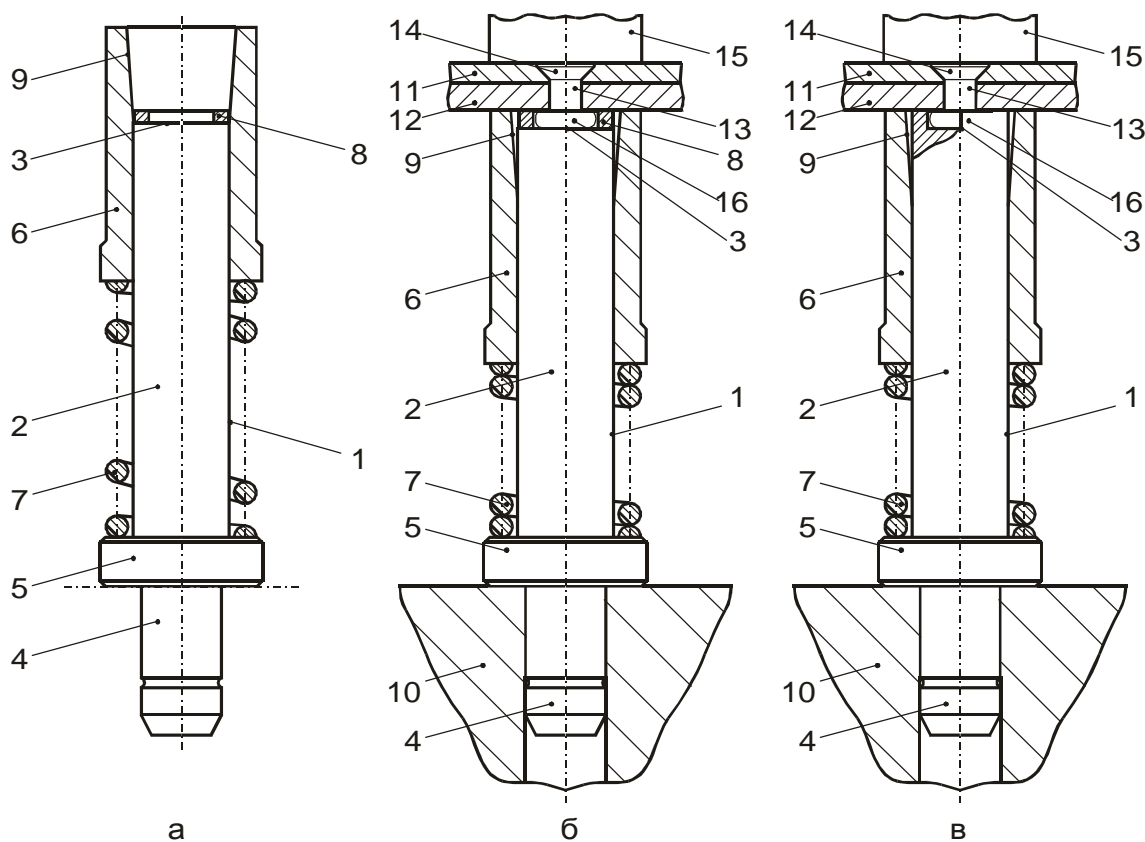


Рис. 6.34. Конструкція штампа для одиночного пресового клепання

Характерна особливість запропонованого штампа полягає в тому, що відносна свобода переміщення технологічної шайби в площині, перпендикулярній осі клепання, досягається не збільшенням діаметра ковадла порівняно з діаметром шайби, що призводить до збільшення габаритних розмірів елементів штампа і його металомісткості, а збільшенням діаметра внутрішньої поверхні притискної втулки на ділянці, виступаючій над робочою поверхнею ковадла. Безперервне збільшення діаметра внутрішньої поверхні притискної втулки, починаючи від

торця обтискання, реалізовано виконанням внутрішньої поверхні у вигляді конуса, не тільки забезпечує можливість зсуву шайби в міру осідання заклепки, встановленої по осі штампа, але і в сукупності з рівністю діаметрів ковадла і шайби, а також сполученням притискної втулки з ковадлом по ковзаючій посадці дозволяє в процесі розвантаження з'єднання самоустановитися шайбі співвісно ковадлу.

Як модифікацію штампа можна застосовувати конструкцію, показану на рис. 6.34, в. Її відмінною особливістю є те, що в ковадлі виконується вибірка висотою, яка дорівнює висоті замикаючої головки, і діаметром, що перевищує максимальний діаметр замикаючої головки заклепки.

6.5. Висновки

На основі принципів і методів інтегрованого проектування і досягнення регламентованої довговічності зрізних заклепочних з'єднань розроблені:

1. Нові конструктивно-технологічні способи розвантаження крайніх рядів багаторядних зрізних заклепочних з'єднань, які забезпечують підвищення довговічності типових в 2,3 – 6 разів.

2. Конструкція нових потайних заклепок з циліндричними та циліндроконічними компенсаторами для з'єднання середніх і тонких обшивок літака, що забезпечують отримання заданих характеристик довговічності й герметичності і якості зовнішньої поверхні з'єднань без фрезерування закладних головок заклепок після їх клепаання.

3. Спосіб і технології клепаання заклепок з циліндричними та циліндроконічними компенсаторами, що забезпечують отримання заданої висоти замикаючих головок заклепок у процесі клепаання.

НОВІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ
І СПОСОБИ ЗАТРИМКИ ЗРОСТАННЯ ВТОМНИХ ТРІЩИН ДЛЯ
ПРОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ КОНСТРУКЦІЙ

Однією з актуальних задач, що стоять перед конструкторами і технологами в літакобудуванні, є збільшення терміну служби і ресурсу конструкції при забезпеченні надійності й безпеки польотів.

У кожній конструкції є концентратори напружень, у зоні яких зароджуються втомні тріщини.

Для забезпечення продовження ресурсу планера літака, в елементах якого виникли втомні тріщини докритичної величини, доцільно розробити і застосувати способи затримки зростання тріщин і відновлення несучої здатності пошкоджених елементів конструкції [196, 290].

Як метод затримки втомних тріщин пропонується дослідження впливу локального НДС в елементах з тріщиною, створюваного шляхом установаження кріпильних елементів із натягом в отвори, виконані у вершинах тріщин.

7.1. ДОСЛІДЖЕННЯ ОВАЛІЗАЦІЇ ОТВОРІВ

І НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ В ПЛАСТИНІ

ІЗ ВТОМНОЮ ТРІЩИНОЮ

Навантаження конструкції з втомною тріщиною призводить до переміщення берегів тріщини відносно один одного, зокрема, до розкриття тріщини, і внаслідок цього отвори перестають бути круглими (рис. 7.1).

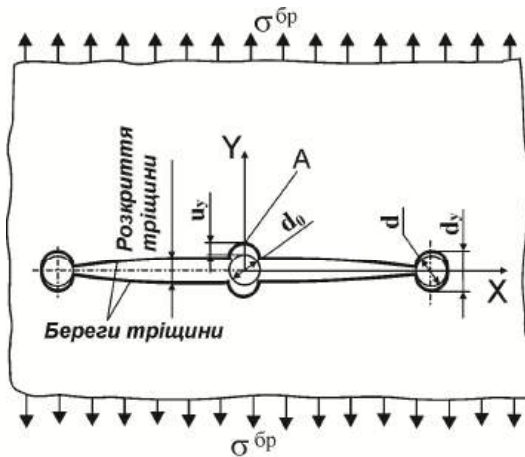
Для вибору потрібного радіального натягу кріпильних елементів необхідно визначити значення овалізації ϑ отвору на траєкторії тріщини для забезпечення гарантованого радіального натягу при дії експлуатаційних навантажень.

Овалізацію отвору в загальному випадку визначають за формулою

$$\vartheta = \frac{d_y - d_0}{2}.$$

З рис. 7.1 видно, що величина $(d_y - d_0)/2$ дорівнює найбільшому переміщенню u_y точки контуру отвору на траєкторії тріщини.

Розрахунки проводили для одновісно навантажуваних моделей листових деталей з центрально розташованими концентраторами (отвором, втомною тріщиною) (рис. 7.2).



$$\vartheta_i = u_{yi} = (d_{yi} - d_i)/2$$

Рис. 7.1. Схема овалізації ϑ отворів, виконаних у вершинах і на середині довжини втомної тріщини

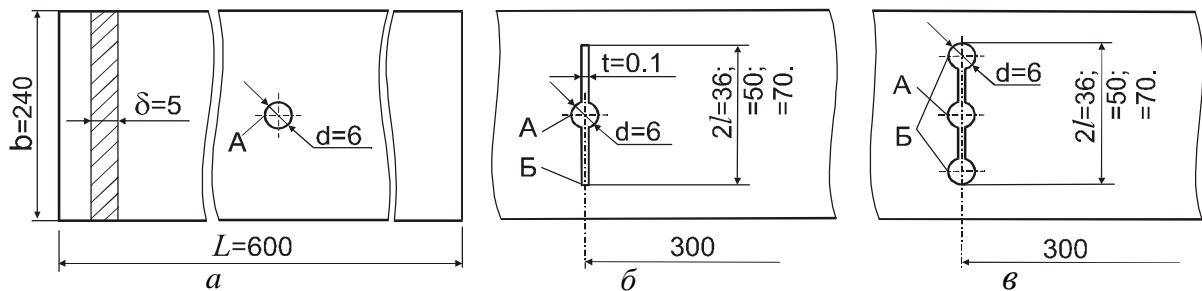


Рис. 7.2. Моделі листових деталей:

а – пластина з центрально розташованим отвором; б – пластина з тріщиною, що розвивається; в – пластина з тріщиною і отворами $d = 6$ мм в її вершинах

Ураховуючи геометричну і силову симетрію в розрахунковій схемі, розглядали лише 1/4 пластини (а також 1/2 кріпильних елементів, установлених у вершині і по довжині втомної тріщини) (рис. 7.3). Втомну тріщину моделювали пазом шириною $t = 0,1$ мм. Дію відкинутих частин пластини замінювали відповідними зв'язками (граничними умовами). Зовнішнє навантаження моделювали додатком до вільного торцевого краю чверті пластини рівномірно розподілених, спрямованих уздовж подовжньої осі пластини зусиль розтягування, еквівалентних σ^{br} .

У розрахунках прийнято, що матеріал пластин – алюмінієвий сплав Д16АТ (модуль пружності $E = 7,2 \cdot 10^4$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$), пружнопластична поведінка якого описується кривою деформації $\sigma - \varepsilon$ [11]. Матеріал болтів і гайок – сталь 30ХГСА ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$) – деформується тільки пружно. Коефіцієнт тертя між дотичними (контактними) поверхнями пластини і кріпильного елемента приймали такими, що дорівнюють $f_{тер} = 0,15$.

Досліджено розрахунковим шляхом вплив довжини $2 \cdot l$ втомної тріщини і рівня зовнішнього навантаження $\sigma^{бр}$ на переміщення берегів (розкриття $2 \cdot u_y$) тріщини і овалізацію ϑ отворів, виконаних у вершині тріщини і на середині її довжини, в пластині з Д-16Т.

Для скорочення часу і підвищення точності розрахунку в зонах очікуваних високих градієнтів напружень і деформацій в пластині виділяли на розрахунковій схемі ряд областей (шість підконструкцій) з різним кроком сітки скінченноелементного розбиття (рис. 7.4). Скінченноелементну сітку формували з плоских чотирикутних елементів Solid82 [474]. При цьому в характеристиках матеріалу скінченних елементів криву деформації матеріалу моделювали плавною кривою по п'яти точках. Отриману скінченноелементну модель пластини з прикладеними навантаженнями і граничними умовами показано на рис. 7.5.

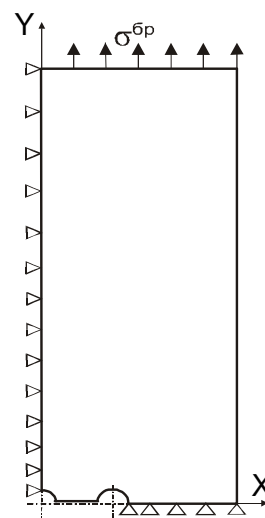


Рис. 7.3. Розрахункова схема пластини з тріщиною

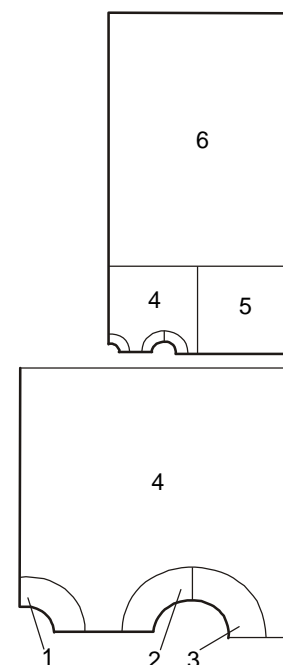


Рис. 7.4. Схема розбиття пластини з тріщиною на скінченноелементні підконструкції: 1, 2, 3...6

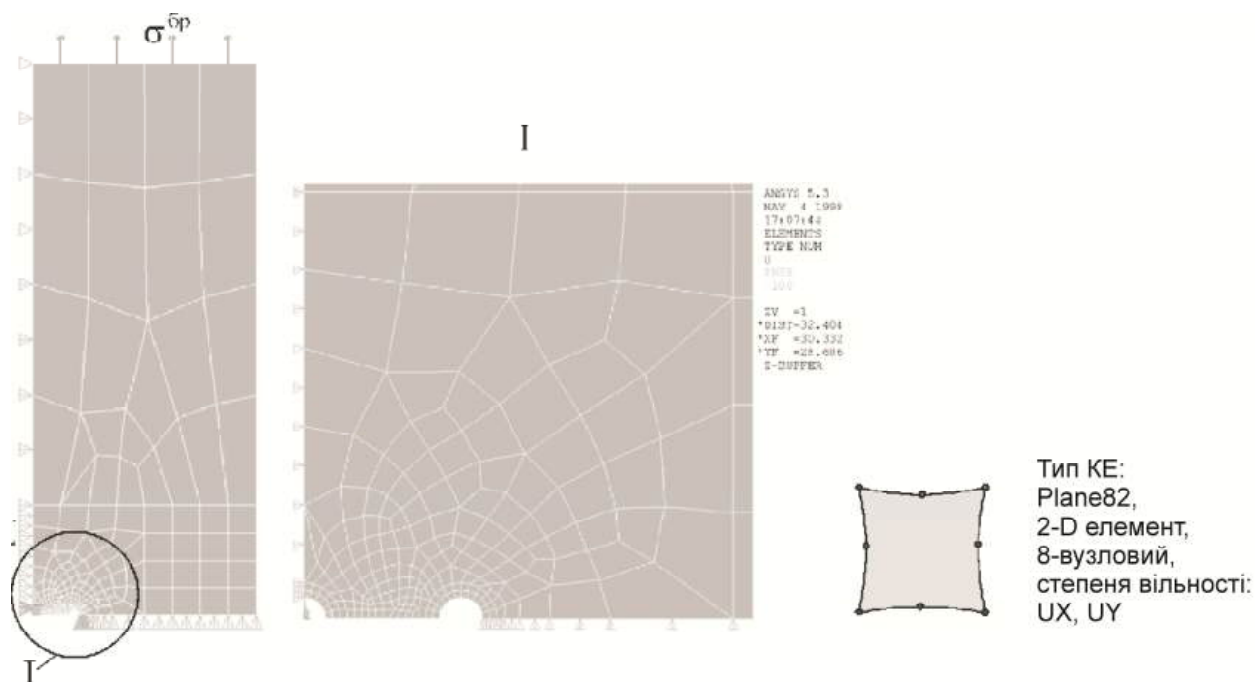


Рис. 7.5. Скінченноелементна модель пластини з прикладеними навантаженнями та граничними умовами

Результати розрахунків [167] показані у вигляді графіків (рис. 7.6) залежностей переміщень точки А і точки Б від величини напруження σ^{br} для різних довжин тріщини. Розрахунок узгоджується з експериментальними даними, що доводить можливість і доцільність визначення НДС елементів авіаконструкцій, які мають втомні тріщини, за допомогою системи ANSYS 5.3.

У процесі дослідження підготовлено і налагоджено систему розрахункового визначення величини розкриття тріщини і овалізації отворів, виконаних у вершині і по довжині тріщини, залежно від довжини тріщини і рівня навантаження. Ці дані необхідні для вибору величини радіального натягу Δ_d кріпильних елементів, що встановлюють у ці отвори (табл. 7.1, для $\sigma^{br} = 100$ МПа).

За даними, одержаними за допомогою системи ANSYS 5.3, про НДС пластини з центрально розташованим концентратором (отвором або тріщиною) виявляли характер і оцінювали ступінь нерівномірності розподілу напруження відносно номінальних напружень у перерізі «брутто» (σ^{br}) і перерізі «нетто» (σ^{nt}). Для цього визначали коефіцієнти концентрації напружень $K_{\sigma^{br}}$ і $K_{\sigma^{nt}}$ (рис. 7.7).

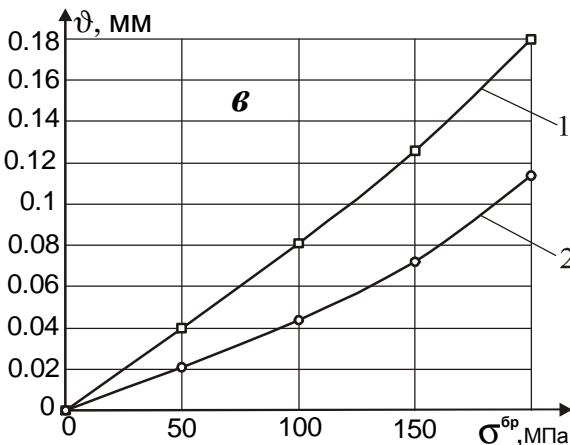
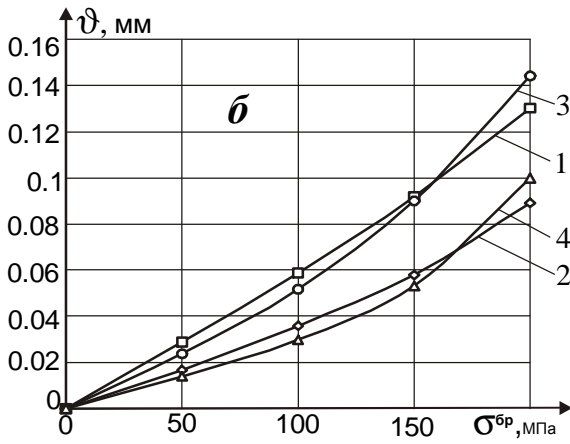
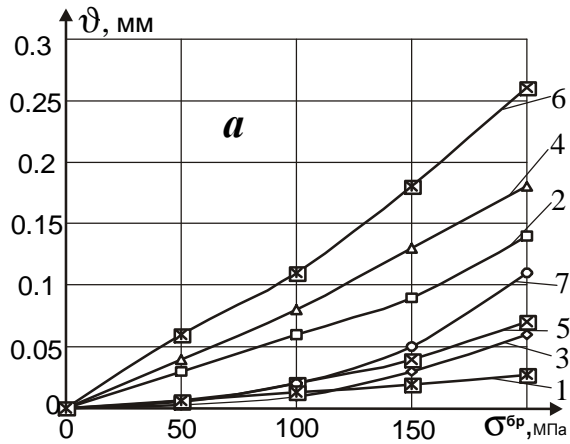


Рис. 7.6. Залежність овалізації отворів від напружень $\sigma^{\bar{b}p}$ і довжини тріщини в пластині з Д16АТ:
 а – без отворів у вершинах тріщини 1, 2, 4, 6 – т. А ($2l = d_0, 36, 50, 70$ мм); 3, 5, 7 – т. Б ($2l = 36, 50, 70$ мм);
 б – отвори $\varnothing 6$ мм у вершинах тріщини ($2l = 36$ мм) 1*, 3** – т. А; 2*, 4** – т. Б;
 * – розрахунок ** – експеримент;
 в – отвори 6 мм у вершинах тріщини ($2l = 50$ мм), 1 – т. А; 2 – т. Б

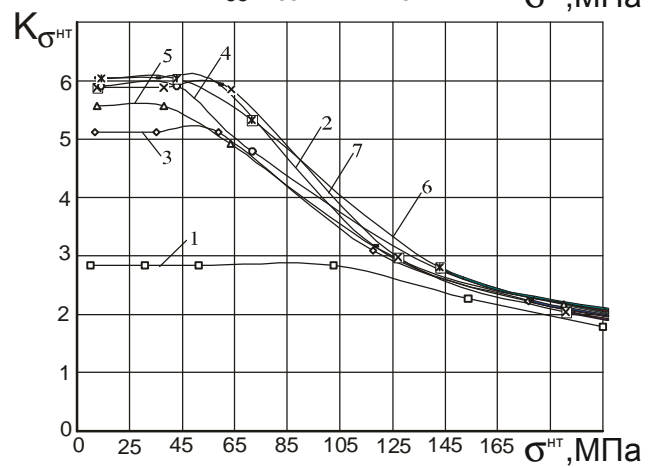
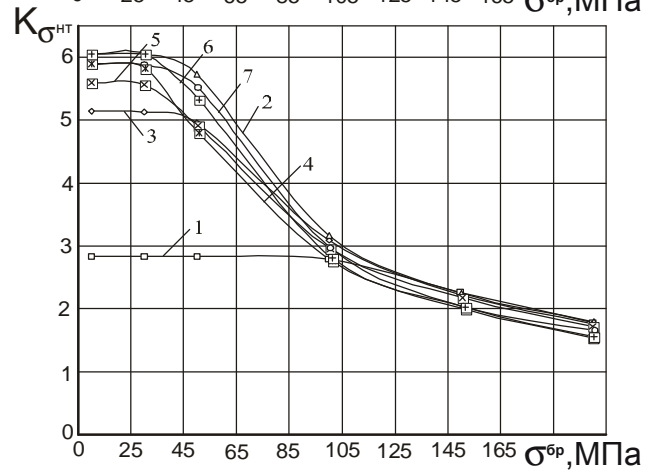
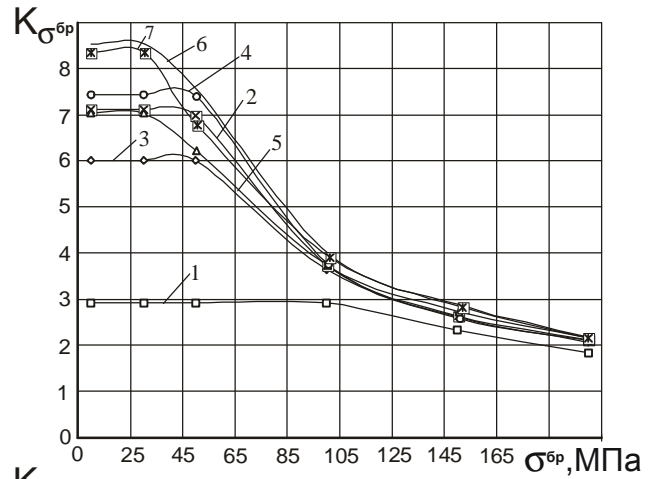


Рис. 7.7. Залежність коефіцієнтів концентрації напружень від рівня навантаження і довжини тріщини в пластині з Д16АТ:

$$K_{\sigma^{\bar{b}p}} = \sigma_{\max} / \sigma^{\bar{b}p}; \quad K_{\sigma^{HT}} = \sigma_{\max} / \sigma^{HT};$$

$$\sigma^{HT} = \sigma^{\bar{b}p} F^{\bar{b}p} / F^{HT}; \quad F^{\bar{b}p} = b\delta;$$

$$F^{HT} = (b - 2l)\delta. \quad 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 -$$

$$2l = d_0 = 36^* = 36^{**} = 50^* = 50^{**} = 70^* = 70^{**} \text{ мм}$$

Таблиця 7.1

Вплив довжини тріщини на овалізацію отворів і величину
потрібного радіального натягу

$2 \cdot l$, мм	d_0	36	50	70
ϑ , мм (т. А)	0,01	0,06	0,08	0,12
$\bar{\Delta}_{dA} = 2 \cdot A/dA\vartheta + 1,0 \%$	1,03	3,0	3,7	5,0
ϑ , мм (т. Б)	0,01	0,036	0,044	0,054
$\bar{\Delta}_{dB} = 2 \cdot B/dB\vartheta + 1,0 \%$	1,03	2,2	2,5	2,8

Аналіз отриманих результатів показує, що для втомних тріщин завдовжки $2 \cdot l \leq 80$ мм на рівні навантажень, відповідних $\sigma^{bp} \leq 100 \dots 150$ МПа, виконання отворів $\varnothing 6$ мм у вершині тріщини зменшує коефіцієнти концентрації напруги в 1,15 – 1,2 раза.

7.2. ВПЛИВ ЗАТЯГУВАННЯ БОЛТІВ, УСТАНОВЛЕНИХ В ОТВОРИ, ВИКОНАНІ У ВЕРШИНАХ ВТОМНОЇ ТРІЩИНИ, НА ЛОКАЛЬНИЙ НДС ПЛАСТИНИ

Розрахунковим шляхом (за допомогою ANSYS 5.3) проведено дослідження ефективності постановки у вершинах тріщини болтів з осьовим затягуванням.

Як об'єкт дослідження прийнято пластину з центрально розташованою тріщиною, у вершинах якої виконані отвори $\varnothing 6$ мм і встановлені болти ОСТ 1 31132-80 і гайки ОСТ 1 33026-80 з осьовим затягуванням (рис. 7.8).

У розрахунковій схемі (рис. 7.9) болт і гайка змодельовані монолітним кріпильним елементом. Для створення тривимірної скінченноелементної моделі (рис. 7.10 – 7.12) пластини і кріпильного елемента були вибрані скінченні елементи [474]: PLANE 42 – плоский чотирьохвузловий, SOLID 45 – об'ємний восьмивузловий і CONTAC 49 – об'ємний лінійний контактний елемент.

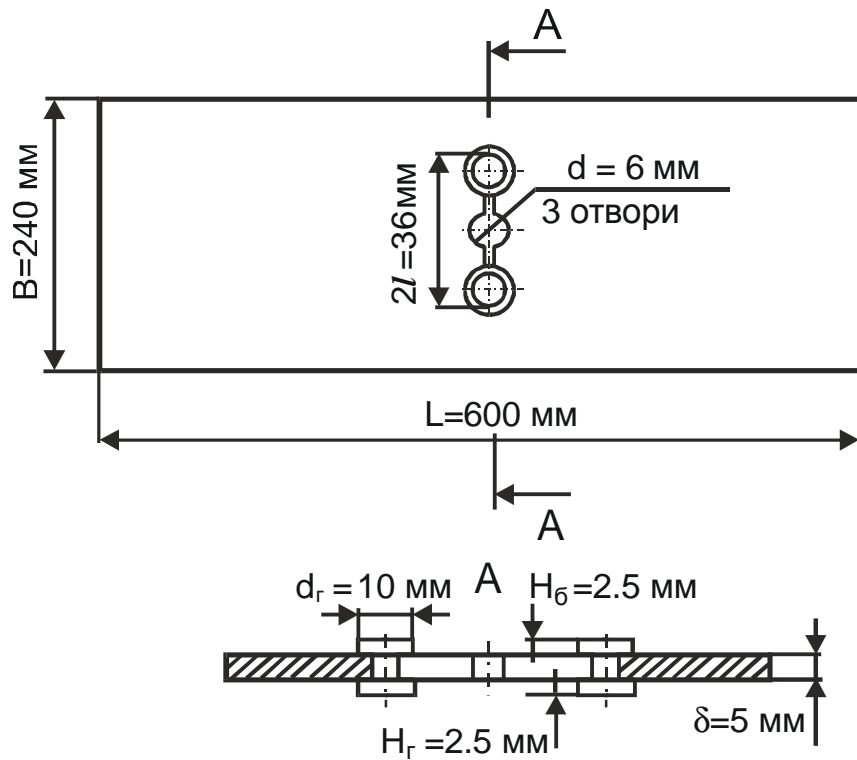


Рис. 7.8. Геометрична модель пластини з центрально розташованою тріщиною, у вершинах якої виконані отвори $\varnothing 6$ мм і встановлені болти з осьовим затягуванням

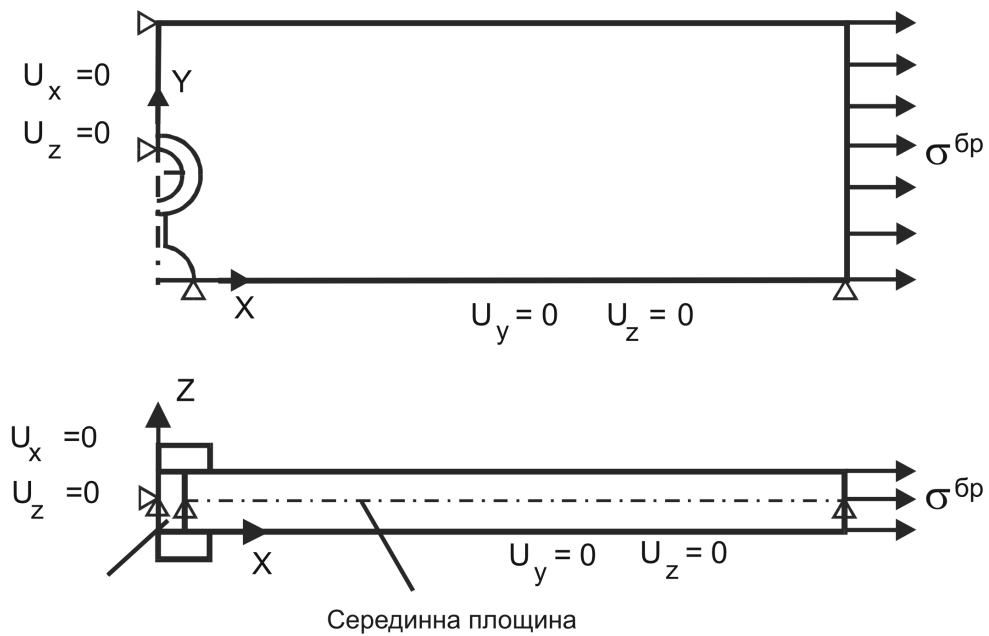


Рис. 7.9. Розрахункова схема пластини з центральним отвором, тріщиною і отворами, виконаними в її вершині

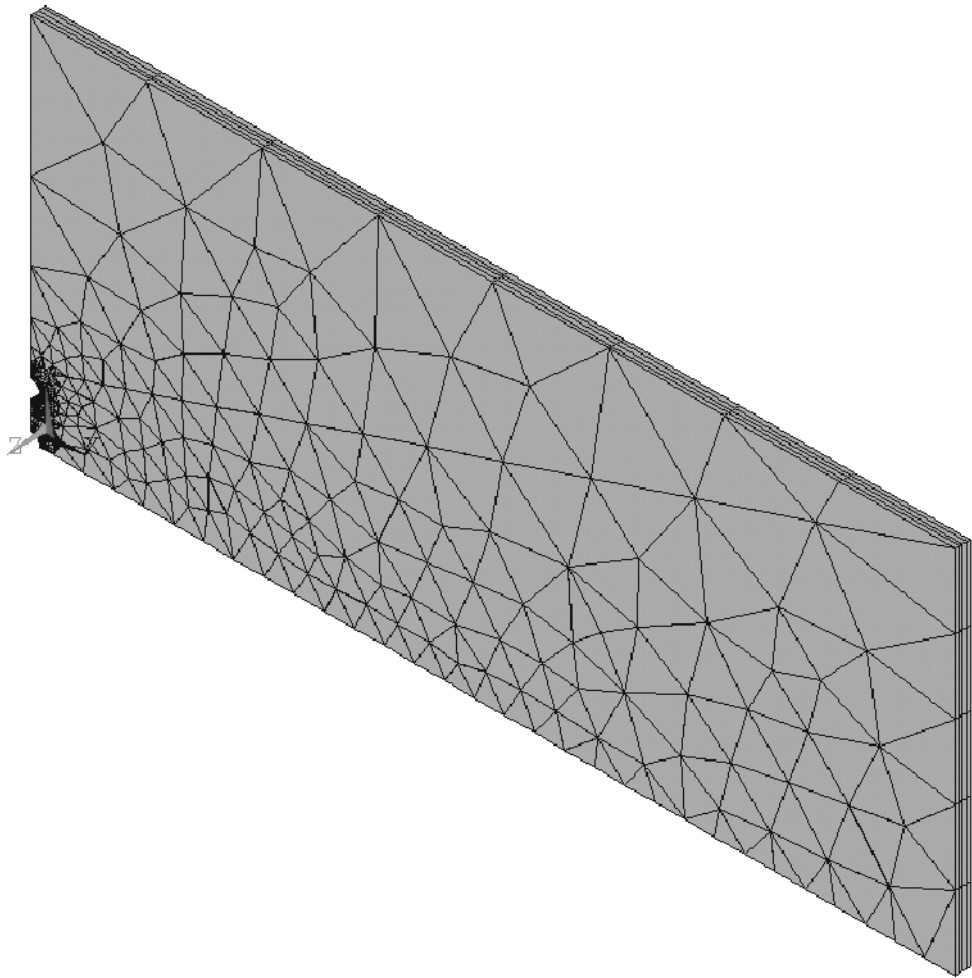


Рис. 7.10. Скінченноелементна модель пластини з центральним отвором і тріщиною, у вершинах якої виконані отвори

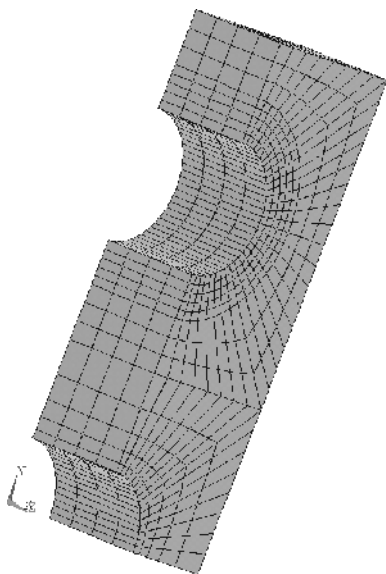


Рис. 7.11. Скінченноелементна сітка в зоні втомної тріщини

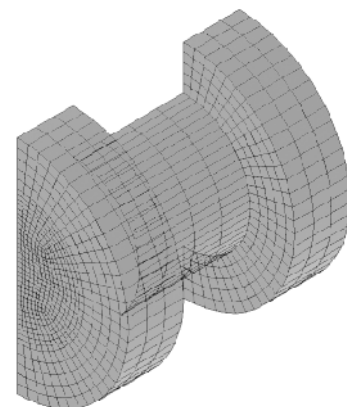


Рис. 7.12. Скінченноелементна модель кріпильного елемента

Для оцінювання ефективності установки болтів з осьовим затягуванням у вершині втомної тріщини було проаналізовано вплив величини осьового затягування на коефіцієнт концентрації напруження $K_{\sigma^{бр}}$, амплітудні σ_a , середні σ_m і максимально розтягальні σ_{max} напруження в діапазоні експлуатаційних навантажень, відповідних $\sigma^{бр} = 10...200$ МПа (рис. 7.13 – 7.24).

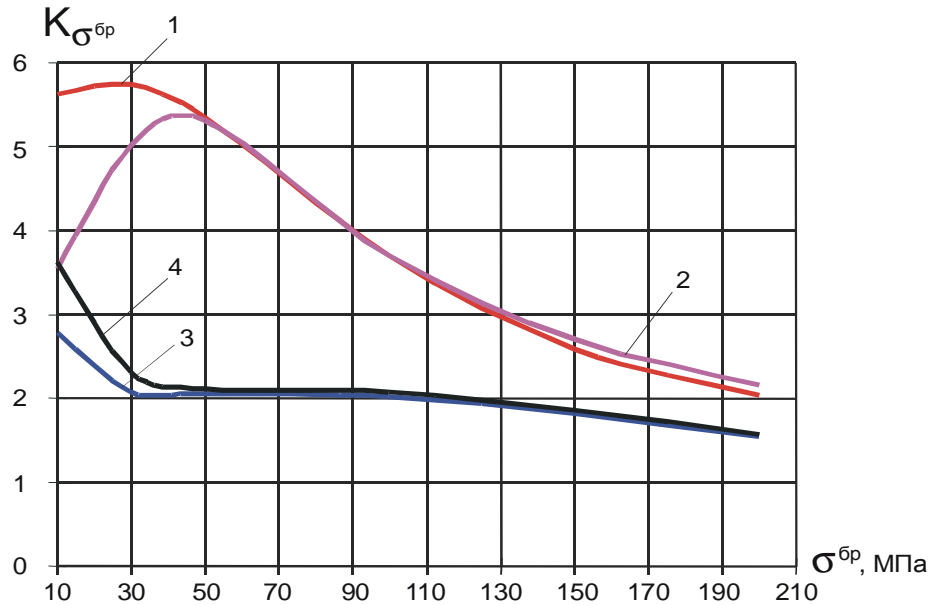


Рис. 7.13. Вплив рівня навантаження $\sigma^{бр}$ на коефіцієнт концентрації напруги $K_{\sigma^{бр}}$:

1 – $\sigma_k = 10$ МПа; 2 – $\sigma_k = 55,5$ МПа; 3 – $\sigma_k = 100$ МПа; 4 – $\sigma_k = -190$ МПа

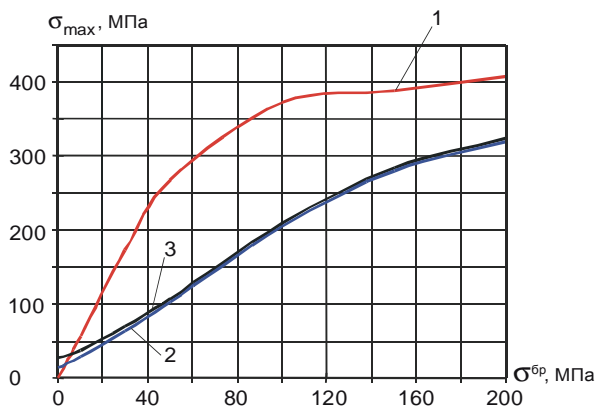


Рис. 7.14. Вплив рівня навантаження $\sigma^{бр}$ на максимальні напруження σ_{max}

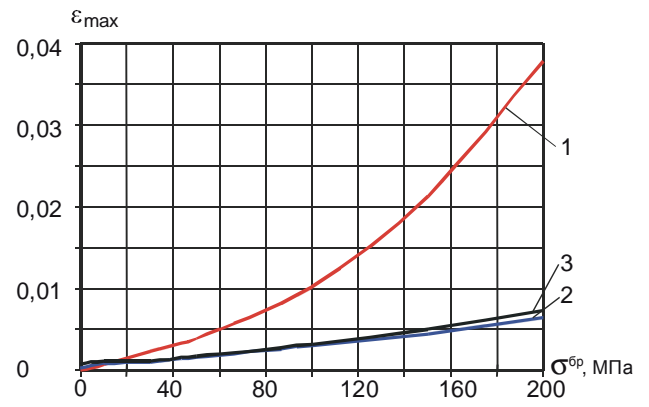


Рис. 7.15. Вплив рівня навантаження $\sigma^{бр}$ на максимальні деформації ϵ_{max}

На рис. 7.14 і 7.15: 1 – $\sigma_k = 0$ МПа, 2 – $\sigma_k = 100$ МПа, 3 – $\sigma_k = 190$ МПа.

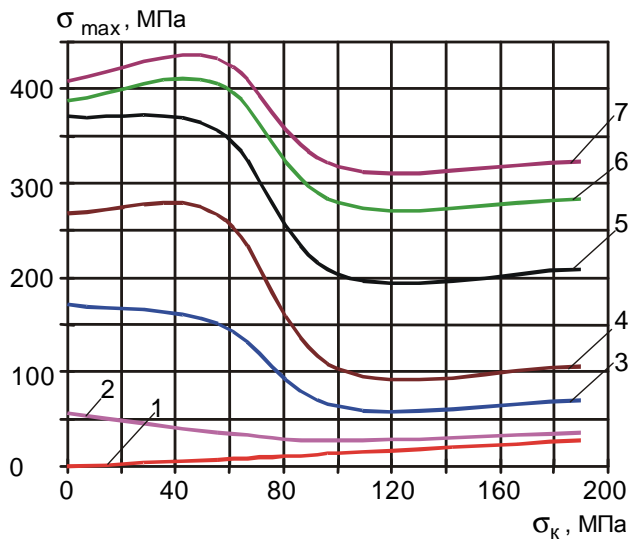


Рис. 7.16. Вплив контактних напружень σ_k на максимальні напруження σ_{\max}

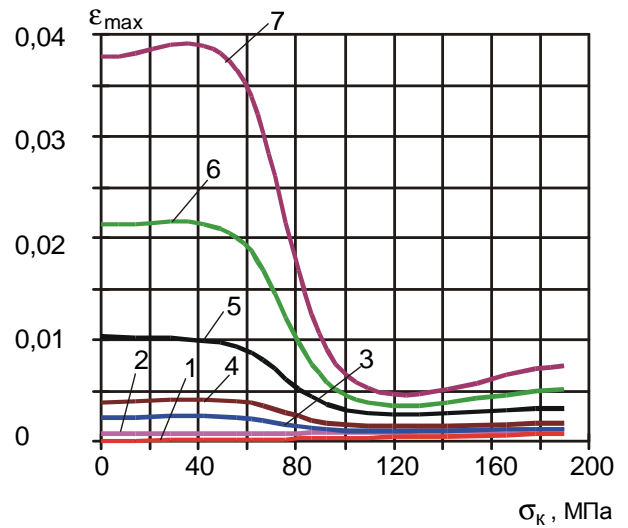


Рис. 7.17. Вплив контактного напруження σ_k на максимальні деформації ϵ_{\max}

На рис. 7.16 і 7.17: 1 – $\sigma^{bp} = 0$ МПа, 2 – $\sigma^{bp} = 10$ МПа, 3 – $\sigma^{bp} = 30$ МПа, 4 – $\sigma^{bp} = 50$ МПа, 5 – $\sigma^{bp} = 100$ МПа, 6 – $\sigma^{bp} = 150$ МПа, 7 – $\sigma^{bp} = 200$ МПа.

Аналіз результатів розрахунку показує таке:

- осьове затягування болта, встановленого в отвір у вершині тріщини, зміщує максимальне значення розтяжного напруження σ_x і головних напружень σ_1 від стінки отвору на 5 – 8 його діаметрів, при цьому зона біля стінки отвору розвантажується, а приповерхневі шари пластини стиснуті на більшу величину, ніж серединні;
- постановка у вершинах тріщини болтів з осьовою затяжкою знижує коефіцієнт концентрації напружень $K_{\sigma^{bp}}$ у 1,3 – 2,8 рази і зменшує амплітуду напружень розтягування σ_a у 1,3 – 4 рази.

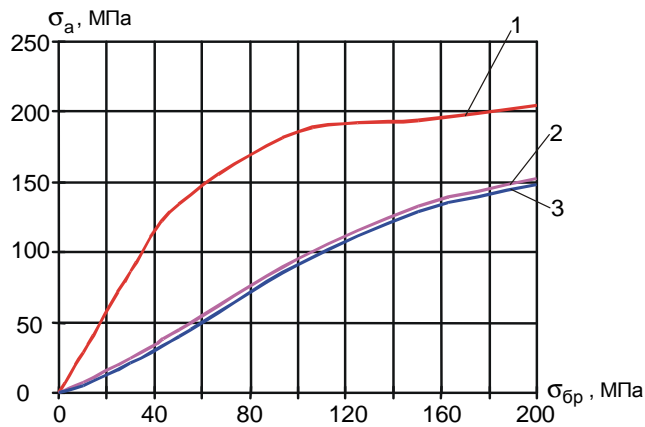


Рис. 7.18. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на амплітуду напружень σ_a

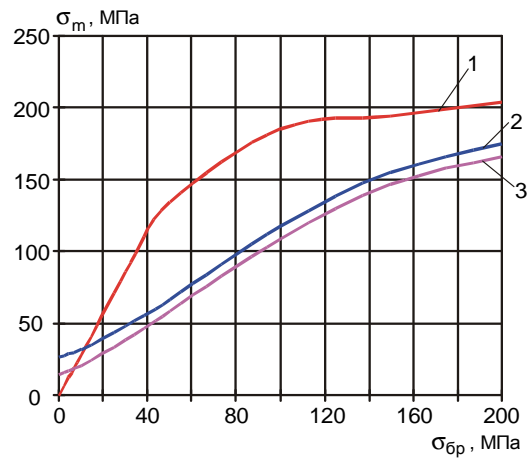


Рис. 7.19. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на середні напруження σ_m

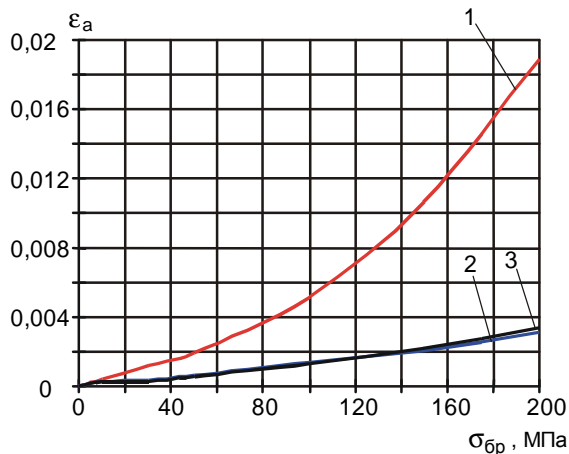


Рис. 7.20. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на амплітуду деформацій ϵ_a

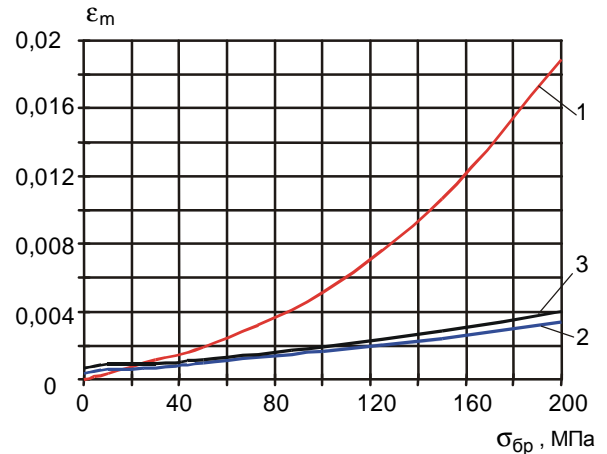


Рис. 7.21. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на середні деформації ϵ_m

На рис. 7.18 – 7.21: 1 – $\sigma_k = 0$ МПа, 2 – $\sigma_k = 100$ МПа, 3 – $\sigma_k = 190$ МПа.

Проведене дослідження НДС у листових деталях з тріщинами показує, що для підвищення довговічності тонкостінних авіаційних конструкцій із втомними тріщинами доцільно виконувати отвори у вершинах тріщини (і за її довжиною) і заповнювати ці отвори кріпильними елементами з радіальним натягом.

7.3. ВПЛИВ РАДІАЛЬНОГО НАТЯГУ БОЛТІВ НА НДС ПЛАСТИНИ

ІЗ ВТОМНОЮ ТРІЩИНОЮ І ОТВОРАМИ, ВИКОНАНИМИ ЗА ЇЇ ДОВЖИНОЮ

Проведено дослідження (розрахунковим шляхом за допомогою ANSYS 5.3) впливу радіального натягу болтів, установлених в отвори, виконані у вершинах

тріщини і на середині її довжини, на НДС пластини [163]. Моделювання пластини і болта виконано чотирьохвузловими скінченними елементами PLANE42 [474]. Взаємодія поверхонь стрижня болта і стінки отвору змодельовані плоскими контактними елементами CONTA48 [474]. У цілому модель пластини складалася з дванадцяти підконструкцій, які утворювали області з високою (поблизу тріщини і отворів) і низькою щільністю розбиття скінченних елементів (рис. 7.22).

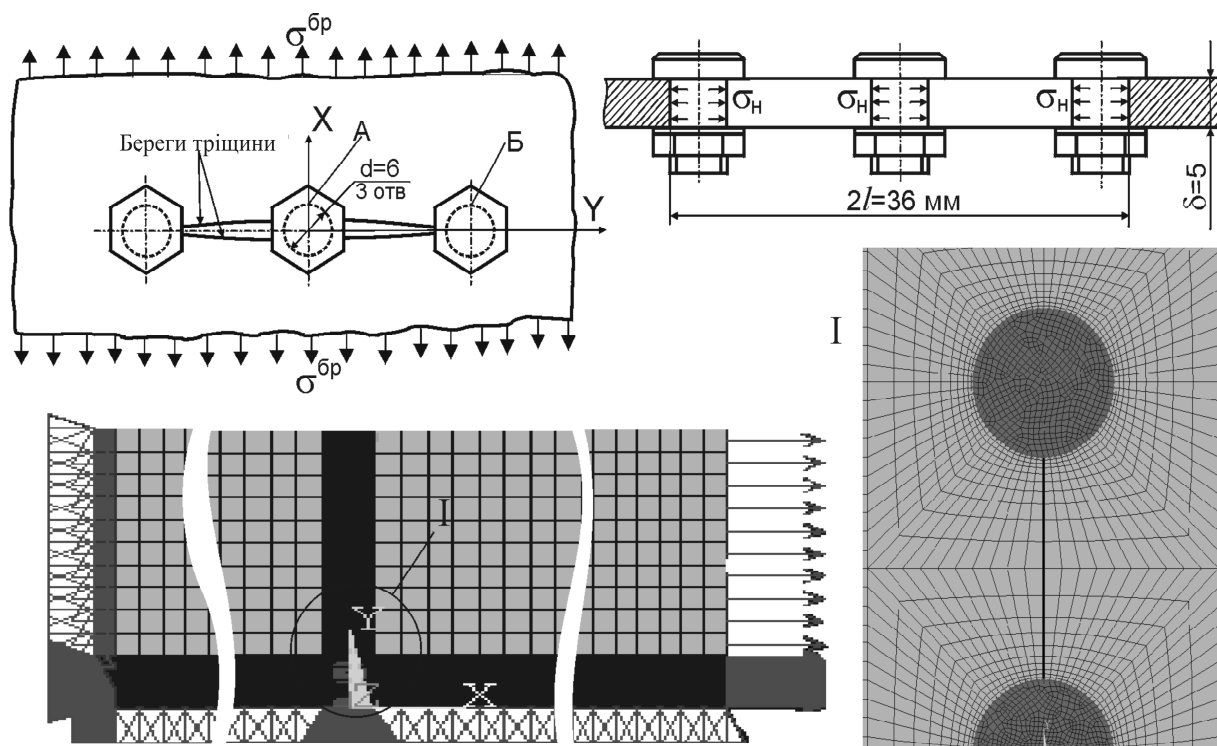


Рис. 7.22. Моделювання пластини з центрально розташованою тріщиною, у вершинах якої встановлені болти з радіальним натягом

Розрахунки проведені для рівнів навантаження $\sigma^{бр} = 10, 30, 50, 100, 150$ і 200 МПа , пронумерованих відповідно до рис. 7.22.

Таблиця 7.2

Вплив рівня навантаження на величину потрібного радіального натягу

$\bar{\Delta}_{dA}, \%$	0.5	1.0	1.5
$\bar{\Delta}_{dB}, \%$	0.35	0.75	1.1

Результати розрахункового дослідження НДС вибірково (для $\bar{\Delta}_{dA} = 1,5\%$ і $\bar{\Delta}_{dB} = 1,1\%$) показані у вигляді графіків розподілу напружень (σ_x , σ_y) і деформацій (ϵ_x , ϵ_y) уздовж поперечної ($X = 0$, $Y_1 = 18$, $Y_2 = 120$ мм) осі симетрії пластини (рис. 7.23).

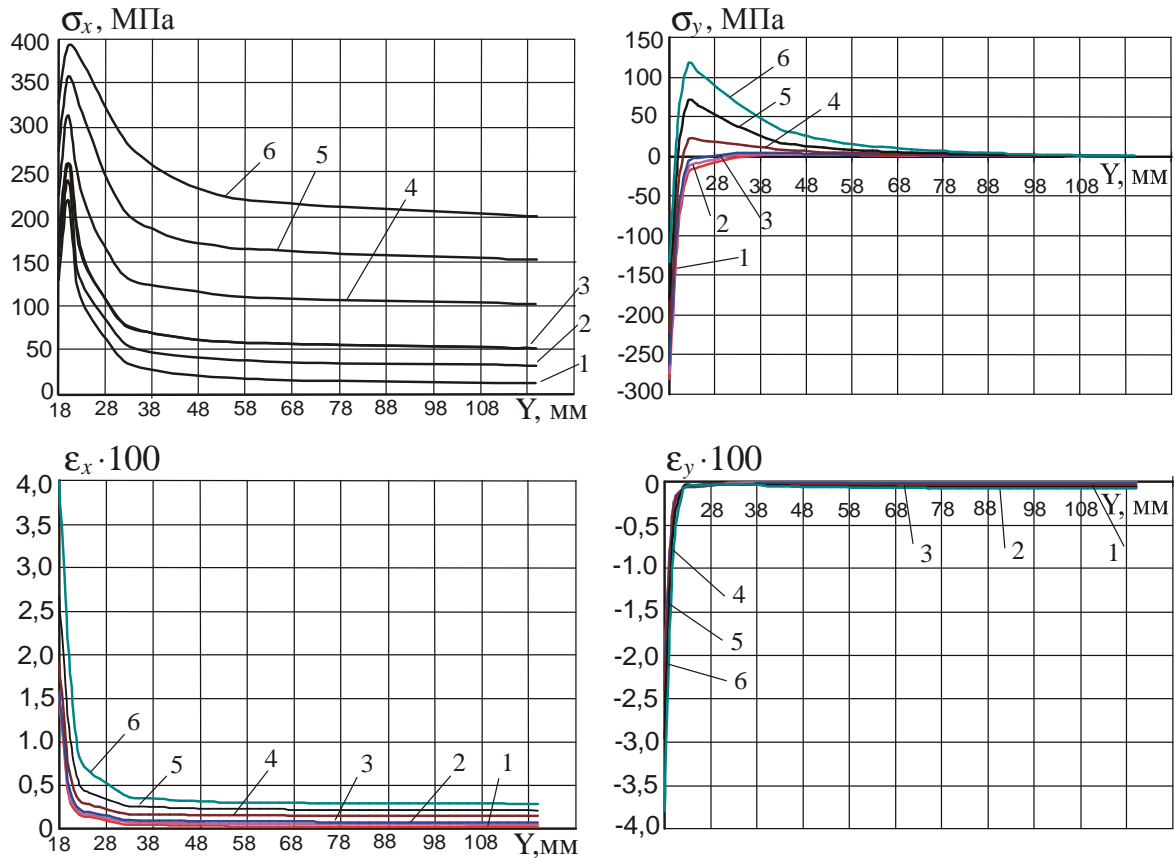


Рис. 7.23. Розподіл нормальних напружень (σ_x , σ_y) і деформацій

(ϵ_x , ϵ_y) уздовж поперечної осі симетрії пластини з Д16АТ з утомною тріщиною, у вершинах (і посередині довжини) якої встановлені болти

з радіальним натягом $\bar{\Delta}_{dA} = 1,5\%$, $\bar{\Delta}_{dB} = 1,1\%$

Розрахунковим дослідженням НДС пластини з втомною тріщиною підтверджено, що болт, встановлений з радіальним натягом в отвір у вершині тріщини, зміщує максимальні розтяжні напруження σ_x від стінки отвору (рис. 7.24). Величина зміщення у напрямі розвитку тріщини становить $\sim 35\%$ діаметра отвору. Область, прилегла до стінки отвору, розвантажується внаслідок наявності зони пластичності, викликані установленням в отвір болта з радіальним натягом.

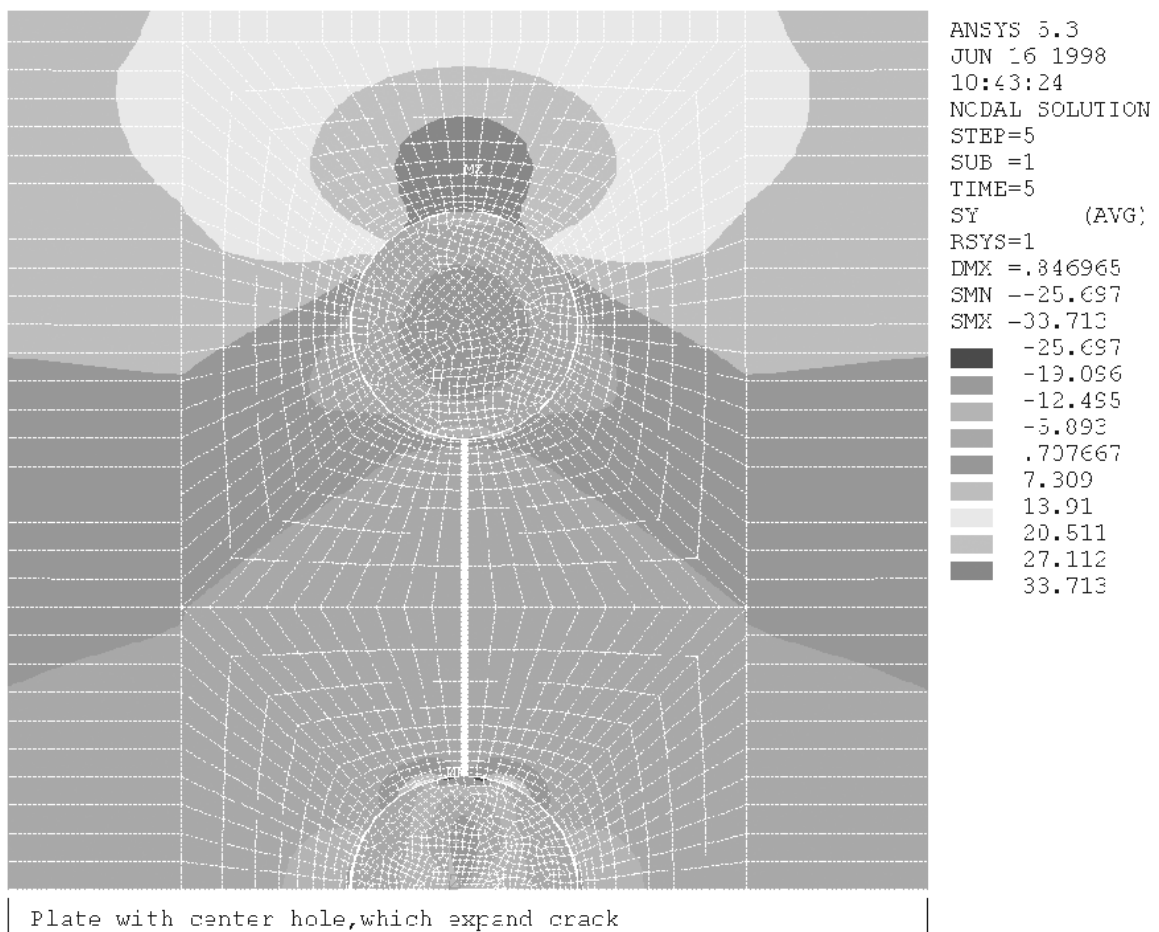


Рис. 7.24. Карта розподілу колдових напружень у зоні втомної тріщини при рівні напружень $\sigma^{\bar{b}p} = 100$ МПа і значенні радіального натягу болта, встановленого у вершині тріщини $\delta = 0,35$ %

Для оцінювання ефективності устанавлення болтів з радіальним натягом у вершині втомної тріщини було проаналізовано вплив величини радіального натягу $\bar{\Delta}_{dB}$ на коефіцієнти концентрації напружень $K_{\sigma^{\bar{b}p}}$ і $K_{\sigma_{int}}$, амплітудні σ_a , середні σ_m , максимально розтяжні σ_{max} і початкові σ_0 напруження в діапазоні експлуатаційних навантажень, відповідних $\sigma^{\bar{b}p} = 10...200$ МПа (рис. 7.25 – 7.31).

При $\sigma^{\bar{b}p} = 10...200$ МПа амплітуда напружень σ_a внаслідок устанавлення у вершині тріщини болта з радіальним натягом зменшується в зоні, що примикає до стінки отвору, в 2 – 3,8 рази.

Устанавлення у вершинах тріщини болтів з радіальним натягом знижує напруження початкового циклу σ_0 у критичному перерізі пластини в 1,9 – 3 рази.

Подібні результати, такі, що відрізняються кількісно, отримані [163] також

для дотичної напруги (τ_{\max} , τ_a , τ_m , τ_0) і деформацій (ε_{\max} , ε_a , ε_m , ε_0) (див. рис. 7.2 – 7.34).

Розрахунки проведені для рівнів навантаження 1, 2, 3...6, що забезпечують $\sigma^{\text{бр}} = 10, 30, 50, 100, 150$ і 200 МПа, і для значень осевого затягування, що забезпечує $\sigma_{\kappa} = -55, -100, -190$ МПа.

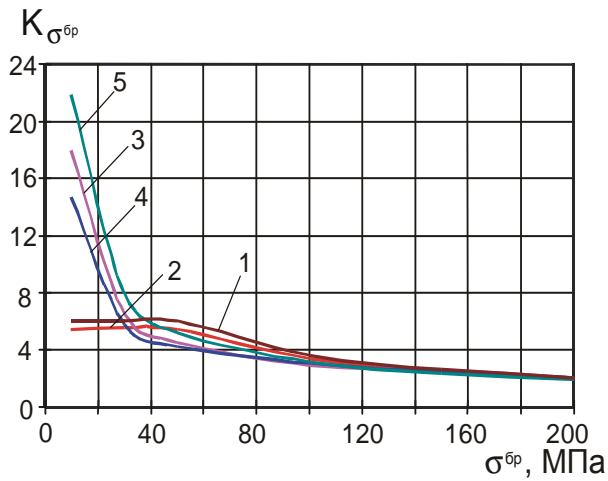


Рис. 7.25. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на коефіцієнт концентрації напружень $K_{\sigma^{\text{бр}}}$ у випадках:

- 1 – отвори без заповнення;
- 2 – отвори із заповненням (величина радіального натягу $\delta = 0\%$);
- 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$;
- 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$;
- 5 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

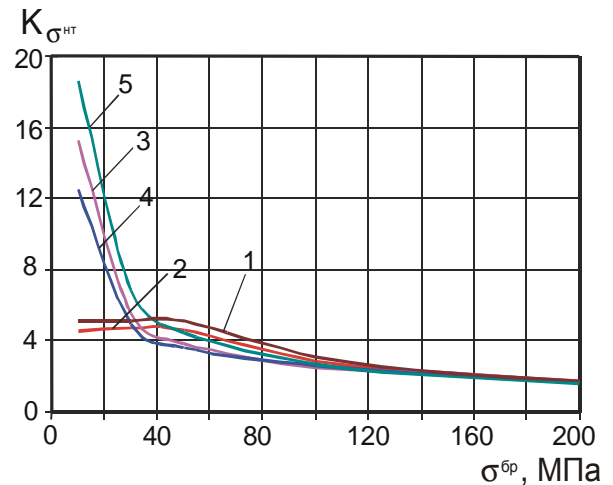


Рис. 7.26. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на коефіцієнт концентрації напружень $K_{\sigma^{\text{нт}}}$ у випадках:

- 1 – отвори без заповнення;
- 2 – отвори із заповненням (величина радіального натягу $\delta = 0\%$);
- 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$;
- 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$;
- 5 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

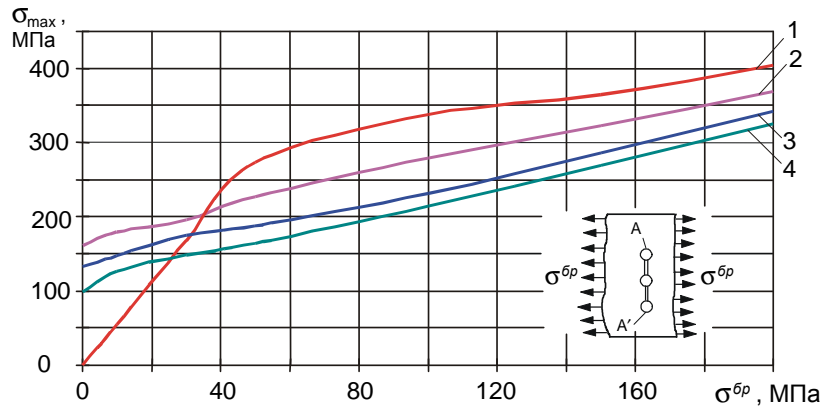


Рис. 7.27. Вплив рівня навантаження σ^{br} на максимальні нормальні напруження на межі отвору у випадках: 1 – величина радіального натягу $\delta = 0\%$; 2 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$; 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$; 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

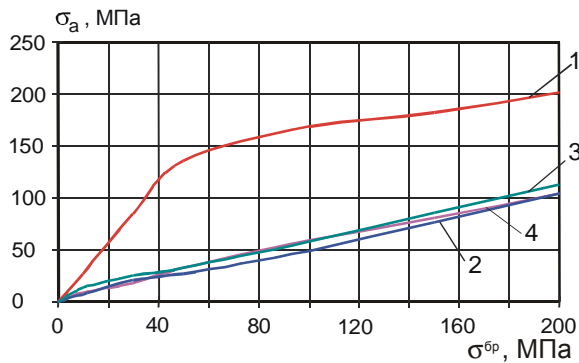


Рис. 7.28. Вплив рівня навантаження σ^{br} на амплітуду напружень на межі отвору (точка А і А') у випадках: 1 – величина радіального натягу $\delta = 0\%$; 2 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$; 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$; 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

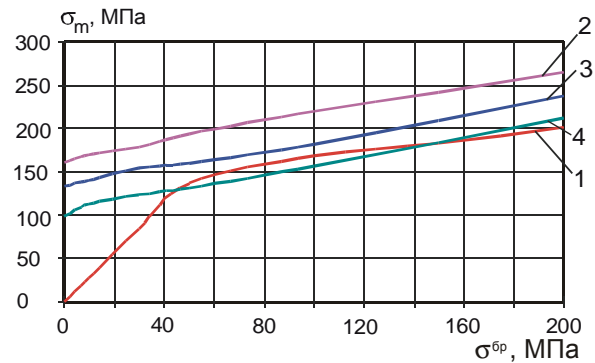


Рис. 7.29. Вплив рівня навантаження σ^{br} на середні напруження на межі отвору (точки А і А') у випадках: 1 – величина радіального натягу $\delta = 0\%$; 2 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$; 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$; 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

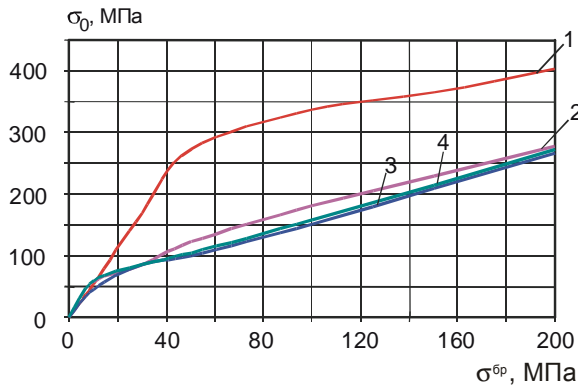


Рис. 7.30. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на напруження еквівалентного початкового циклу σ_0 у випадках:
 1 – величина радіального натягу $\delta = 0\%$;
 2 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$;
 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$;
 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

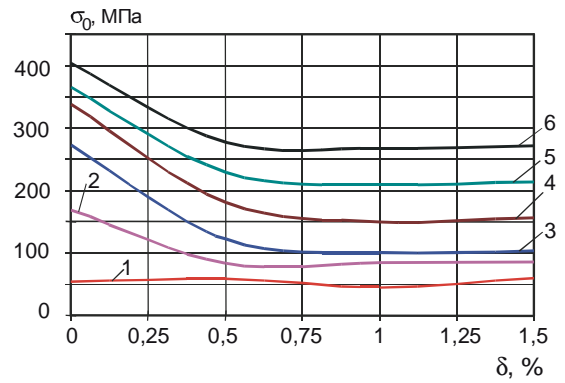
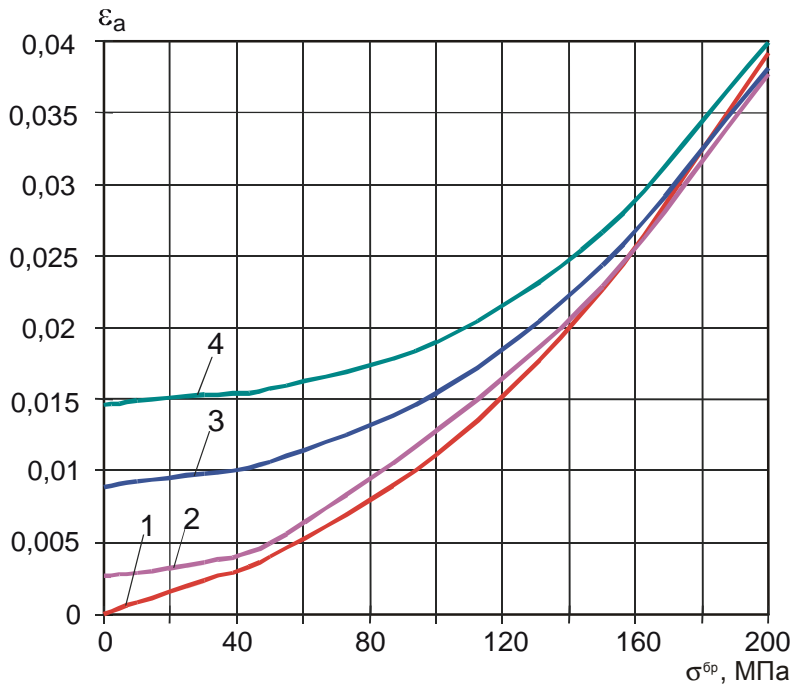


Рис. 7.31. Вплив величини радіального натягу на напруження еквівалентного початкового циклу σ_0 :

- 1 – $\sigma^{\text{бр}} = 10$ МПа;
- 2 – $\sigma^{\text{бр}} = 30$ МПа;
- 3 – $\sigma^{\text{бр}} = 50$ МПа;
- 4 – $\sigma^{\text{бр}} = 100$ МПа;
- 5 – $\sigma^{\text{бр}} = 150$ МПа;
- 6 – $\sigma^{\text{бр}} = 200$ МПа

Рис. 7.32. Вплив рівня навантаження $\sigma^{\text{бр}}$ на максимальні відносні деформації: 1 – величина радіального натягу $\delta = 0\%$;
 2 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$;
 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини $\delta = 0,75\%$;
 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$



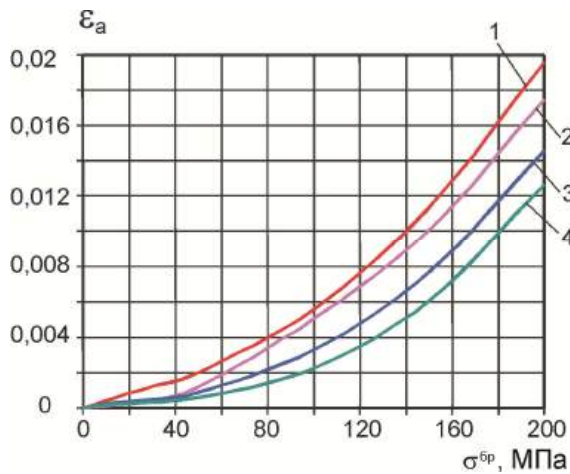


Рис. 7.33. Вплив рівня навантаження

$\sigma^{\bar{b}p}$ на амплітуду відносної деформації у випадках:

- 1 – величина радіального натягу $\delta = 0\%$;
- 2 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$;
- 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$;
- 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

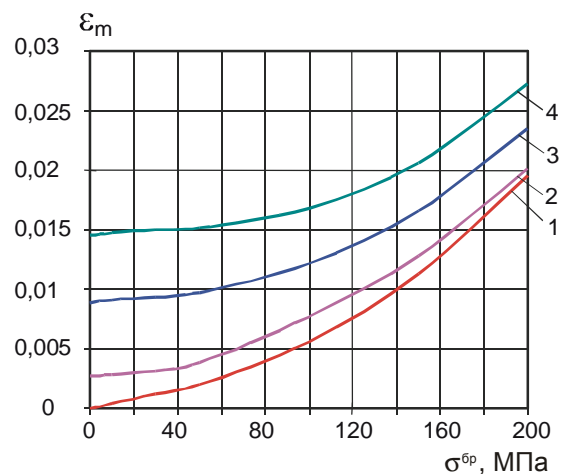


Рис. 7.34. Вплив рівня навантаження

$\sigma^{\bar{b}p}$ на середню відносну деформацію у випадках:

- 1 – величина радіального натягу $\delta = 0\%$;
- 2 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 0,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,35\%$;
- 3 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1\%$, у вершині тріщини – $\delta = 0,75\%$;
- 4 – величина радіального натягу болта, встановленого в центральний отвір, – $\delta = 1,5\%$, у вершині тріщини – $\delta = 1,1\%$

Отримано, що постановка у вершинах тріщин болтів з радіальним натягом сприяє зниженню коефіцієнтів концентрації напружень на рівнях напружень $\sigma^{\bar{b}p} \leq 100$ МПа порівняно з коефіцієнтом концентрації в пластині з незаповненими отворами на 7...15%. При збільшенні напружень $\sigma^{\bar{b}p}$ до 200 МПа коефіцієнти сходяться до значень $K_{\sigma^{\bar{b}p}} \approx 2$ і $K_{\sigma_{\text{м}}} \approx 1.7$.

Радіальний натяг величиною $\bar{\Delta}_{dA} = 1.5\%$ (по болту, встановленому в центрально розташований отвір) і $\bar{\Delta}_{dB} = 1.1\%$ (по болту, встановленому в отвір у вершині тріщини) при $\sigma^{\bar{b}p} = 40...200$ МПа знижують максимальні напруження σ_{max} на контурі отворів на 20...40%.

7.4. ІНТЕГРОВАНІ СПОСОБИ ЗАТРИМКИ ЗРОСТАННЯ ВТОМНИХ ТРІЩИН УСТАНОВЛЕННЯМ У ВЕРШИНІ ТРІЩИН БОЛТІВ З РАДІАЛЬНИМ НАТЯГОМ І ЗАТЯГУВАННЯМ

7.4.1. Вплив радіального натягу болтів, установлених у вершинах тріщини, на втомну довговічність пластин

Для визначення ефективності радіального натягу як способу створення залишкового напруження, яке сприяє затримці зростання тріщини, проведено експериментальне дослідження втомної довговічності різних за шириною і товщиною пластин з алюмінієвих сплавів із центрально розташованими тріщинами різної довжини, у вершинах яких виконані отвори, і в них встановлені болти з радіальним натягом.

Пластини із алюмінієвого сплаву Д1АТ л. 2.5 у робочій частині мали ширину B , яка дорівнює 200 мм. У пластинках вирощували від центрально розташованого концентратора втомну тріщину завдовжки $2l_0 = 40 \pm 1$ мм шляхом прикладання одновісних циклічних навантажень з частотою $f = 10,2$ Гц. В отвори, виконані у вершинах тріщини, запресовували болти типу 5009А-6 з геометричним радіальним натягом, який дорівнює 0, 1, 2 % діаметра болта, але без затягування. Після установлення болтів проводили подальші втомні випробування пластин на залишкову довговічність $N_{ост}$ при тих же циклічних навантаженнях, відповідних $\sigma_{max}^{бр} = 100$ МПа, $\sigma_{min}^{бр} = 40$ МПа, $\sigma_{max0}^{бр} = 75$ МПа, до повного руйнування пластин.

Результати випробувань пластин із Д1АТ л.2.5 на залишкову довговічність з тріщиною $2l_0 = 40$ мм наведені в табл. 7.3.

Пластини зі сплаву В95пч АТ1СВ л. 5 у робочій частині мали ширину $B = 240$ мм. У пластині вирощували від центрально розташованого концентратора тріщину завдовжки 30 мм. У вершинах тріщини просвердлювали отвори $\varnothing 6$ мм, установлювали в них «джо»-болти (ОСТ 1.11200-73) з радіальним натягом, після чого проводили випробування на довговічність пластин при навантаженнях,

відповідних $\sigma_{\max}^{\bar{b}p} = 134$ МПа, $\sigma_{\min}^{\bar{b}p} = 71$ МПа, $\sigma_{\max 0}^{\bar{b}p} = 87$ МПа до повного їх руйнування. Результати випробувань на залишкову довговічність пластин із В95п ч АТ1СВ л. 5 наведені в табл. 7.4. («джо»-болти з радіальним натягом, встановлені у вершинах тріщини).

Таблиця 7.3

Результати випробувань пластин із Д1АТ л. 2,5
з тріщиною $2l_0 = 40$ мм на залишкову довговічність

N_i	Залишкова довговічність			
	Вершини тріщини не засвердлені	Болти з радіальним натягом $\bar{\Delta}$		
		$\bar{\Delta} = 0$	$\bar{\Delta} = 1\%$ діаметра болта	$\bar{\Delta} = 2\%$ діаметра болта
N_1	9600	16700	27000	113400
N_2	10200	17300	31500	119700
N_3	11700	18100	35900	129200
N_4	12500	20600	43600	148200
N_5	13100	22800	57000	159500
$N_{сер}$	11400	19100	39000	134000

Таблиця 7.4

Результати випробувань пластин із В95пч АТ1СВ л. 5
на залишкову довговічність

N_i	Залишкова довговічність			
	Вершини тріщини не засвердлені	«джо»-болти з радіальним натягом $\bar{\Delta}$		
		$\bar{\Delta} = 0$	$\bar{\Delta} = 1\%$ діаметра болта	$\bar{\Delta} = 2\%$ діаметра болта
N_1	2700	12000	82500	164900
N_2	2700	14100	65600	181700
N_3	2900	14600	51400	234500
N_4	3900	178000	53800	267500
N_5	4700	22600	46000	290500
$N_{сер}$	3400	16200	59900	227800

У пластинах із сплаву Д16АТ л.2 шириною В = 186 мм вирошували тріщину завдовжки 35 мм, у вершинах тріщини встановлювали болти 5009А-6 без затягування. Після цього проводили втомні випробування пластин при $\sigma_{\max}^{\text{бp}} = 140$ МПа, $\sigma_{\min}^{\text{бp}} = 85$ МПа, $\sigma_{\max 0}^{\text{бp}} = 82,2$ МПа до руйнування.

Результати випробувань пластин із Д16АТ л. 2 з тріщиною $2l_0 = 35$ мм на залишкову довговічність наведено в табл. 7.5.

Досліджували вплив радіального натягу «джо»-болтів (ОСТ 1. 1200-73) $\varnothing 6$ мм, що встановлюються у вершинах тріщин завдовжки $2l_0 = 30$ мм, на залишкову довговічність пластини із Д16АТ л. 2 при $\sigma_{\max}^{\text{бp}} = 134$ МПа, $\sigma_{\min}^{\text{бp}} = 71$ МПа, $\sigma_{\max 0}^{\text{бp}} = 87,2$ МПа.

Результати випробувань пластин із Д16АТ л. 2 на залишкову довговічність наведені в табл. 7.6.

Аналіз результатів випробувань показує, що радіальний натяг 1 % діаметра болта по стінці отвору, виконаного у вершині тріщини, підвищив втомну довговічність пластин із Д1АТ л. 2,5 в 2 рази, пластин із Д16АТ л. 2 – в 2,3 – 6 разів, пластин із В95пч АТ1СВ л. 5 – в 3,7 раза. Збільшення радіального натягу до 2 % діаметра болта підвищило залишкову довговічність таких же пластин в 7.0; 15.5 і 14.0 рази відповідно.

Таблиця 7.5

Результати випробувань пластин із Д16АТ л. 2 з тріщиною $2l_0 = 35$ мм на залишкову довговічність

N_i	Залишкова довговічність	
	Болт без натягу	Болт з натягом 1 %
N_1	5800	12300
N_2	5900	13700
N_3	6300	15200
N_4	6800	16300
N_5	7100	17500
$N_{\text{сep}}$	6400	15000

Результати випробувань пластин із Д16АТ л. 2 на залишкову довговічність

N_i	Залишкова довговічність			
	Вершини тріщини не засвердлені	Болти з радіальним натягом $\bar{\Delta}$		
		$\bar{\Delta} = 0$	$\bar{\Delta} = 1\%$ діаметра болта	$\bar{\Delta} = 2\%$ діаметра болта
N_1	4700	12300	60700	182500
N_2	5400	12800	78100	206600
N_3	5500	13400	87800	210000
N_4	5900	15600	95500	233500
N_5	6300	16900	11600	268400
N_6	6900			
$N_{сер}$	5800	14200	87600	220200

Отже, встановлюючи в отвори, виконані у вершинах тріщини, болти з двостороннім і одностороннім підходами з радіальним натягом, що дорівнює 1 ... 2%, можна затримати зростання тріщини і суттєво підвищити залишкову довговічність пластин із тріщинами.

7.4.2. Вплив затягування гайок на болтах, встановлених у вершинах тріщини, на втомну довговічність пластин

Для виявлення ефективності затягування гайок як способу створення залишкової напруги, закріплення берегів тріщини, створення сил тертя, що перешкоджають розкриттю тріщини, а в цілому як способи затримки зростання тріщини із засвердленими вершинами проведено експериментальне дослідження втомної довговічності пластин із центрально розташованою тріщиною, у вершинах якої встановлені болти з осьовим затягуванням гайок.

Втомні випробування проводили на зразках пластин шириною 200 мм із матеріалу Д1АТ л. 2,5. У вершинах початкової центрально розташованої тріщини завдовжки $2l_0 = 40$ мм виконували отвори 0,6 мм і встановлювали болти 3003А-6-К по ковзаючій посадці Н9/н8 з осьовим затягуванням гайок 3315А-6-К,

відповідним $M_{кр} = 0, 5, 8 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Під гайки і головки болтів установлювали шайби 3401 А-1.5-5-12.

Випробування проведені при $\sigma_{\max}^{бр} = 100 \text{ МПа}$, $\sigma_{\min}^{бр} = 40 \text{ МПа}$,
 $\sigma_{\max 0}^{бр} = 75 \text{ МПа}$.

Результати випробувань впливу затягування на залишкову довговічність пластин із Д1АТ л. 2,5 наведені в табл. 7.7

Таблиця 7.7

Вплив затягування на залишкову довговічність пластин із Д1АТ л. 2,5

N_i	Залишкова довговічність		
	$M_{кр} = 0$	$M_{кр} = 5 \text{ Н}\cdot\text{м}$	$M_{кр} = 8 \text{ Н}\cdot\text{м}$
N_1	16700	107000	214700
N_2	17300	130800	231200
N_3	18100	158400	238300
N_4	20600	176500	353500
N_5	22800	192600	389000
$N_{сер}$	19100	153100	285300

Аналіз результатів випробувань показує, що затягування гайок підвищило залишкову довговічність пластин з центрально розташованою тріщиною в 8 разів при $M_{кр} = 5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і в 15 разів при $M_{кр} = 8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для болтів $\varnothing 6 \text{ мм}$.

7.4.3. Вплив розтяжного навантаження, при дії якого у вершинах тріщин установлюються кріпильні елементи, на залишкову довговічність пластин

Ефективність радіального натягу кріпильних елементів у пластинах із тріщинами можна підвищити, якщо виконувати отвори у вершинах тріщини і встановлювати в них кріпильні елементи при дії на пластину статичного навантаження, що розкриває тріщину, яку знімають лише після їх установлення. Навантаження зони конструкції з тріщиною розтяжними статичними зусиллями,

що розкривають тріщину, під час виконання на кінцях тріщини отворів і установлення в них кріпильних елементів сприяє тому, що при подальшому циклічному навантаженні конструкції розкриття тріщини і, як наслідок, збільшення діаметра отвору у напрямі дії навантаження не призводить до значного зменшення радіального натягу, тому що матеріал біля вершин тріщин вже деформований статичним навантаженням, а круглий отвір, виконаний в пружнодеформованому матеріалі, заповнений кріпильним елементом.

Експериментальне дослідження ефективності даного способу установлення кріпильних елементів у вершині тріщин проведено на однобісно навантажених пластинах шириною 280 мм із Д16АТ л. 2 при двох довжинах центрально розташованих тріщин: $2l_0 = 30$ і 58 мм.

Після вирощування тріщини однієї з вказаних довжин пластину навантажували статичним навантаженням, що розтягувало тріщину, 0, 5, 75 кН, що відповідає $\sigma_{стат}^{бр} = 0, 9, 134$ МПа. У навантаженому поляганні у вершинах тріщини отвору виконували $\varnothing 6$ мм і встановлювали в них з 1 %-ним геометричним радіальним натягом болти із титанового сплаву ВТ-16. Подальші втомні випробування проводили при циклічних навантаженнях $\sigma_{max}^{бр} = 134$ МПа, $\sigma_{min}^{бр} = 71$ МПа, $\sigma_{max0}^{бр} = 87,2$ МПа.

Результати випробувань за визначенням впливу рівня напруження, що розкриває тріщину при установленні болтів, на залишкову довговічність пластин наведені в табл. 7.8.

Таблиця 7.8

Вплив рівня напруження на залишкову довговічність пластин

Довжина початкової тріщини $2l_0$	N_i	Залишкова довговічність		
		$\sigma_{стат}^{бр} = 0$	$\sigma_{стат}^{бр} = 9$ МПа	$\sigma_{стат}^{бр} = 134$ МПа
30	N_1	29300	180000	271600
	N_2	36000	194000	298000
	N_3	39800	203200	302700

Довжина початкової тріщини $2l_0$	N_i	Залишкова довговічність		
		$\sigma_{стат}^{бр} = 0$	$\sigma_{стат}^{бр} = 9 \text{ МПа}$	$\sigma_{стат}^{бр} = 134 \text{ МПа}$
	N_4	42800	205300	312800
	N_5	49000	210500	324000
	$N_{сер}$	39400	198600	305400
58	N_1	8900	15800	136900
	N_2	9700	16000	144700
	N_3	13100	16700	172300
	N_4	13400	17400	191300
	$N_{сер}$	11400	16400	158500

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що додаток до пластин статичного навантаження, який дорівнює максимальному навантаженню циклу, при виконанні отворів у вершинах центрально розташованої тріщини і установлення в них болтів з 1 %-ним радіальним натягом підвищили залишкову втомну довговічність пластин у 8 – 14 разів.

7.4.4. Способи затримки росту втомних тріщин установленням в їх зоні кріпильних елементів із пружнопластичним радіальним натягом і зтягуванням

На основі проведених досліджень розроблено промислові СЗРТУ:

- установлення в отвори, виконане у вершинах тріщини, кріпильних елементів із радіальним натягом і осьовим зтягуванням (рис. 7.35);
- навантаження зони конструкції з тріщиною перед виконанням отворів у вершинах тріщини зусиллям, що розтягує і розкриває тріщину, яке знімають після установлення в отвори кріпильних елементів із радіальним натягом і осьовим зтягуванням;
- виконання по довжині тріщини ряду отворів, в які послідовно, починаючи від середини довжини тріщини і до її вершини включно, встановлюють

кріпильні елементи з радіальним натягом пружнопластичності і подальшим їх осьовим затягуванням.

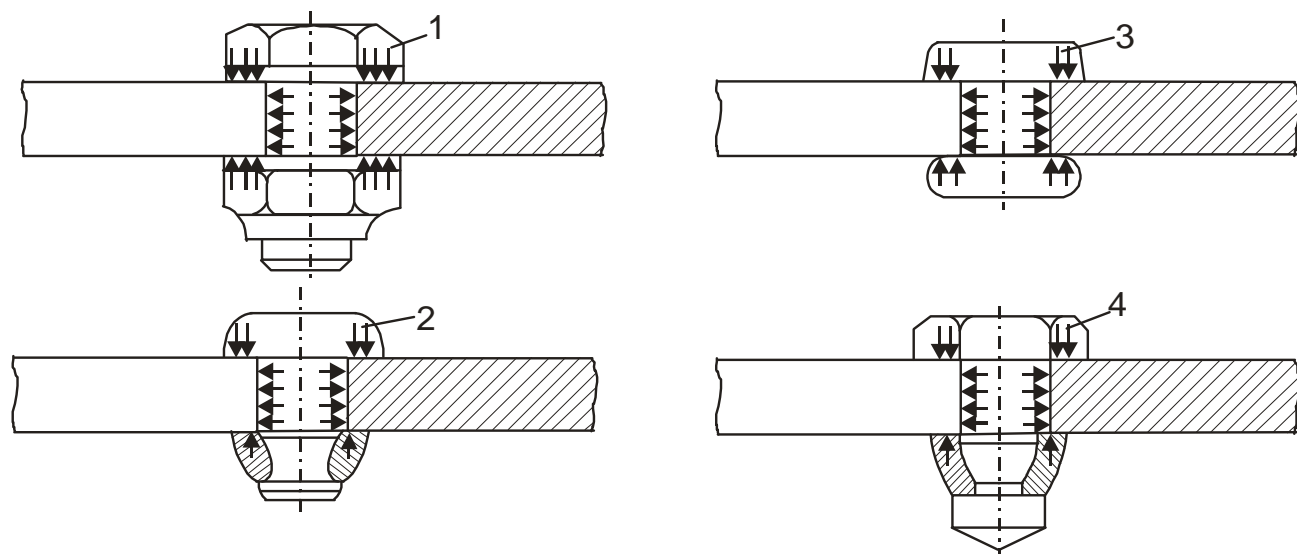


Рис. 7.35. Способи затримки зростання втомних тріщин:

1 – болт із двома шайбами і гайкою; 2 – болт-заклепка; 3 – заклепка; 4 – «джо»-болт

Досліджували ефективність розроблених СЗРТУ для радіального натягу і затягувань, отримуваних при установленні стандартних кріпильних елементів за серійною технологією збирання з використанням вживаного в авіаційній промисловості стандартного свердлувального і зенкерувального інструмента і обладнання, а також пристроїв для запресовування болтів, затягування гайок на болтах, утворення замикаючих головок заклепок і т.п.

Експериментальні дослідження ефективності першого з розроблених СЗРТУ проведені на пластинах, виготовлених з алюмінієвих сплавів Д1АТ л. 2,5, Д16АТ л. 2, Д16АТ л. 5 і В95пч АТ1СВ л. 5.

У вершинах центрально розташованих тріщин виконували отвори $\varnothing 5,95_{-0,0}^{+0,02}$ мм, запресовували в отриманий отвір болти 5009А-6-К з радіальним натягом $1,2_{-0,2}^{+0,0}\%$ діаметра болта і затягували гайки 3315А-6-К до $M_{кр} = 8 \pm 0,8$ Н·м. Під головки болтів і під гайки встановлювали шайби 3404А-1,5-6-12. Досліджено також ефективність першого способу затримки зростання тріщини при установленні у вершинах тріщин заклепок

(ОСТ 1. 34040-79). Висота замикаючих головок – 0,3...0,4 d_3 .

Результати випробувань пластин на залишкову довговічність після застосування СЗРТУ наведені в табл. 7.9 – 7.12.

Таблиця 7.9

Залишкова довговічність пластин із Д1АТ л. 2,5 ($B = 200$ мм)
із центрально розташованою тріщиною

N_i	Залишкова довговічність		
	Отвори $\varnothing 6$ мм	Отвори, болти 5009А з 1 %-ним радіальним натягом і затягуванням $M_{кр} = 8$ Н·м	Отвори, заклепки (6-9-ОСТ 1. 34040-79)
N_1	16700	249500	393300
N_2	17300	376800	483300
N_3	18100	414300	520200
N_4	20600	543200	541700
N_5	22800	531700	
$N_{сер}$	19100	423000	484400

Таблиця 7.10

Залишкова довговічність пластин з Д16АТ л. 2 ($B = 186$ мм)
із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 35$ мм)

N_i	Залишкова довговічність	
	Отвори $\varnothing 6$ мм	Отвори, болти 5009А з 1 %-ним радіальним натягом і затягуванням $M_{кр} = 8$ Н·м
N_1	5800	271000
N_2	5900	247800
N_3	6300	302800
N_4	6800	311 700
N_5	7100	374600
$N_{сер}$	6400	301600

Залишкова довговічність пластин Д16АТ л. 2 (В=280 мм)
з центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ і 58 мм)

Довжина початкової тріщини $2l_0$, мм	N_i	Залишкова довговічність	
		Отвори $\varnothing 6$ мм	Отвори, болти 5009А з 1 %-ним радіальним натягом і затягуванням $M_{кр} = 8$ Н·м·
30	N_1	4700	365100
	N_2	5400	366300
	N_3	5500	416700
	N_4	5900	494 100
	N_5	6300	
	N_6	6900	
	$N_{сер}$	5800	410600
58	N_1	5700	100900
	N_2	6300	101300
	N_3	6500	105000
	N_4	7000	111000
	N_5	8300	126200
	N_6	–	134000
	N_7	–	136200
	$N_{сер}$	6800	116400

Таблиця 7.12

Залишкова довговічність пластин із Д16АТ л. 5 і В95пч АТ1СВ л.5
($B = 240$ мм) з центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ мм)

Матеріал зразка	N_i	Залишкова довговічність	
		Отвори $\varnothing 6$ мм	Отвори, болти 5009А-6 з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням $M_{кр} = 8$ Н·м·
Д16АТ л. 5	N_1	26700	303600
	N_2	27100	352100
	N_3	28000	37500
	$N_{сер}$	27300	343600

Матеріал зразка	N_i	Залишкова довговічність	
		Отвори $\varnothing 6$ мм	Отвори, болти 5009А-6 з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням $M_{кр} = 8 \text{ Н}\cdot\text{м}$
В95п.ч. Т1СВ Л. 5	N_1	12000	276000
	N_2	14100	281800
	N_3	14600	290500
	N_4	17800	308200
	N_5	22600	339900
	$N_{сер}$	16200	299200

У табл. 7.9 наведені значення залишкової довговічності ($\sigma_{\max}^{\bar{b}p} = 100$ МПа, $\sigma_{\min}^{\bar{b}p} = 40$ МПа) пластин Д1АТ л. 2,5 ($B = 200$ мм) із центрально розташованою тріщиною; у табл. 7.10 – залишкової довговічності ($\sigma_{\max}^{\bar{b}p} = 140$ МПа, $\sigma_{\min}^{\bar{b}p} = 85$ МПа) пластин із Д16АТ л. 2 ($B = 186$ мм) з центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 35$ мм); у табл. 7.11 – залишкової довговічності ($\sigma_{\max}^{\bar{b}p} = 134$ МПа, $\sigma_{\min}^{\bar{b}p} = 71$ МПа) пластин із Д16АТ л.2 ($B = 280$ мм) із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ і 58 мм); у табл. 7.12 – залишкової довговічності ($\sigma_{\max}^{\bar{b}p} = 134$ МПа, $\sigma_{\min}^{\bar{b}p} = 71$ МПа) пластин із Д16АТ л.5 і В95п.ч. АТ1СВ л.5 ($B = 240$ мм) із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ мм).

Експериментальні дослідження ефективності другого з розроблених СЗРТУ проведені на пластинах із Д16АТ л.5 і В95пч АТ1СВ л.5 із центрально розташованими тріщинами.

Під час виконання отворів у вершинах тріщини пластини навантажували статичними зусиллями розтягування, що розкривали тріщину $\sigma_{\text{стат}}^{\bar{b}p} = 0, 40, 60, 120, 180, 210$ МПа, які знімали після установаження кріпильних елементів $\varnothing 6$ мм з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням. Як кріпильні елементи використовували болти 5009А-6-К з гайками 3315А-6-К і шайбами 3404А-1, 5-6-12

або «джо»-болти 6 мм (18-ОСТ 1.11200-73). Під «джо»-болти $\varnothing 5,98_{-0,02}^{+0,0}$ мм виконували отвори $\varnothing 5,9_{-0,0}^{+0,02}$ мм.

Результати втомних випробувань пластин на залишкову довговічність наведені в табл. 7.13 і 7.14.

У табл. 7.13 подані значення залишкової довговічності пластин з Д16А-Т л.5 ($B = 240$ мм) із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ мм) при $\sigma_{\max}^{\bar{b}p} = 134$ МПа, $\sigma_{\min}^{\bar{b}p} = 71$ МПа; у табл. 7.14 – залишкової довговічності пластин із В95пч АТ1СВ Л.5 ($B = 240$ мм) із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ мм) при $\sigma_{\max}^{\bar{b}p} = 134$ МПа, $\sigma_{\min}^{\bar{b}p} = 71$ МПа, $f = 10,2$ Гц.

Таблиця 7.13

Залишкова довговічність пластин із Д16АТ л. 5 ($B = 240$ мм)
із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ мм)

N_i	Залишкова довговічність				
	Болти 5009А-6 з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням $M_{кр} = 8$ Н·м·				
	$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 0$	$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 60$ МПа		$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 180$ МПа	
N_1	303600	672400		2032400	
N_2	352100	799800		2692700	
N_3	375000	847500		3355600	
$N_{сер}$	343600	733200		2693600	
N_i	«Джо»-болти $\varnothing 6$ мм (18-ОСТ 1. 11200 -73) з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням				
	$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 0$	$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 40$ МПа	$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 60$ МПа	$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 120$ МПа	$\sigma_{ст}^{\bar{b}p} = 180$ МПа
	N_1	67000	73200	101300	795000
N_2	67100	83600	106200	921500	3465800
N_3	80000	112800	167600	939000	5729500
$N_{сер}$	71400	89900	125000	885200	4034300

Залишкова довговічність пластин із В95пч АТ1СВ л.5 (В=240 мм)
із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 30$ мм)

N_i	Залишкова довговічність					
	Болти 5009А-6 з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням					
	$M_{кр} = 8$ Н·м					
	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 0$	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 40$ МПа	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 60$ МПа	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 120$ МПа	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 180$ МПа	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 210$ МПа
N_1	276000	491800	495400	537500	817900	978500
N_2	281800	532000	511 200	783100	1030000	1034000
N_3	290500	582 100	680300	783100	1146800	353200
N_4	308200					
N_5	339900					
$N_{сер}$	299200	535500	562300	747400	998200	1121900
N_i	«Джо»-болти $\varnothing 6$ мм (18-ОСТ 1. 11200 -73) з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням					
	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 0$	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 40$ МПа	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 60$ МПа	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 120$ МПа	$\sigma_{см}^{\bar{b}p} = 180$ МПа	
N_1	46000	60300	92200	368900	1344500	
N_2	51400	63500	97500	406700	668600	
N_3	53800	83900	141800	535100	12246000	
N_4	65600	100000	153600		3076900	
N_5	82500	106700	169200			
$N_{сер}$	60000	83300	130800	436900	2084000	

На рис. 7.36 показано залежність довговічності пластин із центрально розташованими тріщинами від розтяжних статичних навантажень, що розкривають тріщину і прикладаються при виконанні у вершинах тріщини отворів в установці кріпильних елементів з радіальним натягом і затягуванням (поз. 1 – для болтів 5009А; 2 – для болтів ОСТ 1. 11200-73).

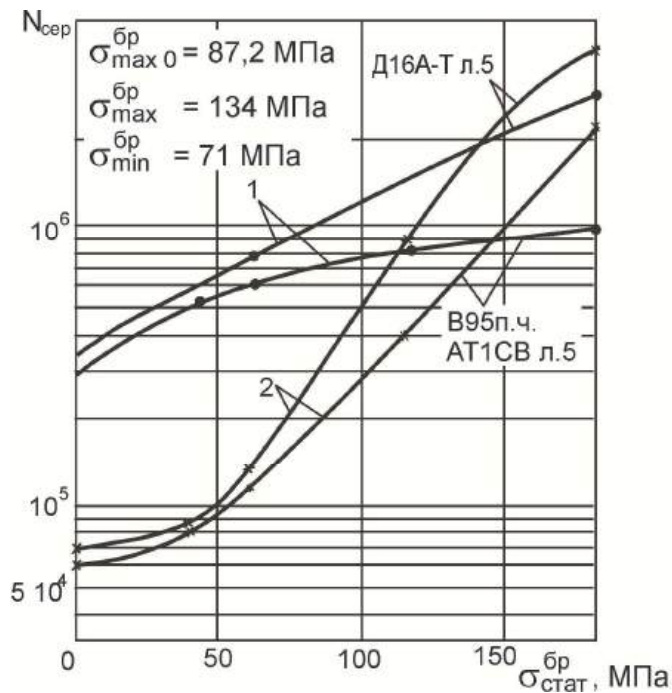


Рис. 7.36. Вплив розтяжного статичного навантаження, що розкриває тріщину, на довговічність пластин із центрально розташованими тріщинами

Експериментальне дослідження ефективності третього з розроблених способів проведено на пластинах із Д16АТ л.2 з шириною робочої частини 280 мм, при початковій довжині втомної тріщини $2l_0 = 30$ мм, навантаженнях, відповідних $\sigma_{\max}^{br} = 141$ МПа, $\sigma_{\min}^{br} = 75$ МПа, і частоті $f = 10,2$ Гц. У вершинах тріщин свердлили отвори $\varnothing 5,5$ мм; на відстанях 6 мм від середини тріщини виконували два отвори $\varnothing 5,8_{-0,01}$ мм, в які потім запресовували болти 6,08 мм із радіальним натягом (без затягування).

Отвори у вершинах тріщини розгортали до $\varnothing 5$ мм і запресовували в них болти $\varnothing 6,08$ мм (без затягування).

У табл. 7.15 наведено залишкову довговічність пластин при установленні кріпильних елементів по довжині тріщини.

Аналіз результатів випробувань показує таке.

Застосування розробленого СЗРТУ, що полягає в установленні у виконанні у вершинах тріщини отвори кріпильних елементів $\varnothing 6$ мм з радіальним натягом 1 % діаметра болта і затягуванням $M_{кр} = 8$ Н·м, підвищило залишкову втомну

довговічність пластин із Д1АТ л. 2,5 – в 22 – 25,3 раза, Д16АТ л. 2 – в 47 – 71 раз, Д16АТ л. 5 – в 12,6 раза, а В95пч АТ1СВ л. 5 – в 18,5 раза порівняно з довговічністю пластин із центрально розташованою тріщиною, у вершинах якої виконані отвори $\varnothing 6$ мм.

Таблиця 7.15

Залишкова довговічність пластин при установленні кріпильних елементів по довжині тріщини

Спосіб СЗРТУ	N	$N_{сер}$	$k_{y, \delta}$
У вершинах тріщин виконані отвори $\varnothing 6$ мм	12300 13400 16900	14200	1
В отвори у вершинах тріщин встановлені болти з натягом 1 % діаметра болта	29300 39800 49000	39400	2,8
В отвори у вершинах тріщин встановлені болти з натягом 1 % діаметра болта при $\sigma_{ст}^{бp} = 140$ МПа	271600 302700 342000	305400	21,5
По довжині тріщини встановлені болти $\varnothing 6,08$ мм з натягом 4 % діаметра болта, а у вершинах $\varnothing 6,08$ мм – з натягом 2 % діаметра болта	183500 246900 213400 278100 308800	246 100	17,3

Застосування розробленої СЗРТУ, яке містить статичне розтягування пластини, наприклад, до $\sigma^{бp} = 180$ МПа, що розкривають тріщину зусиллями при виконанні отворів в її вершинах і установлення в них кріпильних елементів з радіальним натягом і затягуванням, підвищило залишкову довговічність пластин з Д16АТ л. 5 і В95пч АТ1СВ л. 5 відповідно в 7,8 і 3,7 раза при використанні болтів 5009А-С, а із застосуванням «джо»-болтів $\varnothing 6$ мм – в 56 і 34,7 раза на досліджених рівнях циклічних навантажень порівняно з довговічністю пластин, в яких зростання тріщин запобігло тільки установленням кріпильних елементів із

радіальним натягом і затягуванням без попереднього навантаження.

Застосування СЗРТУ, що полягає в послідовному установленні кріпильних елементів з радіальним натягом в отвори, виконані по довжині тріщини, підвищило залишкову втомну довговічність пластин з Д16АТ л. 2 в 17,3 раза порівняно з довговічністю пластин із засвердленими вершинами тріщин.

Застосування СЗРТУ, що полягає в установленні в отвори, виконані по довжині тріщини, кріпильних елементів із радіальним натягом і осьовим затягуванням, є кращим за наявності двостороннього підходу до зони конструкції з тріщиною.

Застосування СЗРТУ, що містить навантаження статичними розтяжними і розкриваючими тріщину зусиллями при установленні в отвори, виконані у вершинах тріщин, кріпильних елементів із радіальним натягом і затягуванням доцільно як при двосторонньому, так і односторонньому підході до зони конструкції з тріщиною.

7.4.5. Вплив способу затримки зростання втомних тріщин

на втомну довговічність пластин із тріщиною при установленні ремонтних накладок

Для оцінювання ефективності застосування розроблених СЗРТУ при установленні прямокутних ремонтних накладок за допомогою заклепок проведені втомні випробування пластин із Д16АТ л. 2 (рис. 7.37), на яких досліджені такі варіанти затримки зростання тріщин:

- вершини тріщини не засвердлені (рис. 7.37, а);
- у вершинах тріщини виконані отвори $\varnothing 6$ мм (рис. 7.37, б);
- установлення у виконані у вершинах тріщини отвори болтів типу 5009А-6 з 1%-ним радіальним натягом і затягуванням $M_{кр} = 8$ Н·м (рис. 7.37, в);
- установлення накладки, скошеної по ширині, і болтів у виконані у вершинах тріщини отвори з радіальним натягом і затягуванням

(рис. 7.37, г). Накладки виготовляли з листа Д16АТ л. 2.

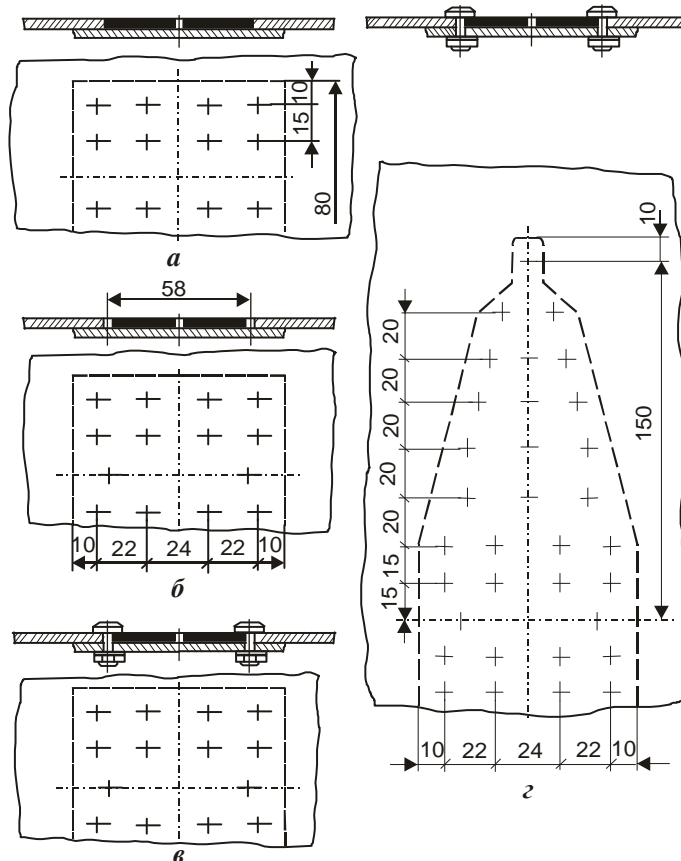


Рис. 7.37. Способи затримки зростання втомних тріщин шляхом установлення ремонтних накладок

Прямокутні накладки розміром 90×80×2 приєднували до пошкодженої тріщиною пластини заклепками 5-10 (ОСТ 1. 34040-79), а скошені по ширині накладки розміром 310×90×2 – заклепками 4-9 (ОСТ 1. 34040-79). Клепання виконували на пресі КП-204М.

Результати втомних випробувань на залишкову довговічність ($\sigma_{\max}^{\text{бр}} = 134$ МПа, $\sigma_{\min}^{\text{бр}} = 71$ МПа) пластин із Д16АТ л. 2 ($B = 280$ мм) із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 58$ мм) і накладками наведені в табл. 7.16.

Аналіз результатів випробувань показує, що установа у виконанні отвори у вершинах тріщини болтів з радіальним натягом, що дорівнює 1 % діаметра болта, і осьовим затягуванням $M_{\text{кр}} = 8$ Н·м за наявності приклепаних ремонтних накладок підвищило залишкову довговічність пластин із центрально розташованою тріщиною більше ніж у два рази порівняно з довговічністю

пластин з накладками і засвердленими вершинами. Отже, при установленні ремонтних накладок у зону тонкостінних конструкцій з тріщиною доцільно встановлювати кріпильні елементи з радіальним натягом і затягуванням в отвори, виконані у вершинах тріщини.

Таблиця 7.16

Залишкова довговічність пластин із Д16АТ л. 2 ($B = 280$ мм)
із центрально розташованою тріщиною ($2l_0 = 58$ мм) і накладками

N_i	Залишкова довговічність пластини			
	Прямокутна накладка			Скошена по ширині накладка
	Тріщина без отвору	Тріщина і отвір $\varnothing 6$ мм	Тріщина і отвори, заповнені болтом із радіальним натягом і затягуванням	Тріщина і отвір, заповнені болтом із радіальним натягом і затягуванням
N_1	46900	90900	179500	270300
N_2	47300	92200	188900	275300
N_3	49200	93000	205000	282 700
N_4	49300	94800	205900	343300
		96700	207600	393000
$N_{сер}$	48200	93500	197400	313000

Досягти подальшого підвищення втомної довговічності з'єднання пошкодженої пластини з ремонтними накладками доцільно розвантаженням кріпильних елементів крайніх рядів на накладці шляхом їх установлення із зазором у накладці і з радіальним натягом у пластині з тріщиною [22, 102, 355, 356, 362, 375, 401].

Для дослідження ефективності установлення кріпильних елементів крайніх рядів із зазорами в накладці за критерієм підвищення втомної довговічності з'єднання з ремонтною накладкою при застосуванні СЗРТУ спроектовані і виготовлені зразки (рис. 7.38). У пластинах 4 з шириною робочої частини

$B = 280$ мм на гідравлічному пульсаторі МУП-50 вирощували від центрального концентратора (вид В) втомну тріщину 7 завдовжки 58 ± 1 мм шляхом прикладення одновісних циклічних навантажень $P_{max}/P_{min}=75/40$ кН. Потім в отвори $\varnothing 5,05^{+0,1}$ мм, виконані у вершинах тріщини, встановлювали заклепки 3501А-4-9. Цими ж заклепками приєднували до пластини і ремонтну накладку 2. У крайні ряди на накладці встановлювали заклепки 3501А-4-9 (ОСТ 1. 34040-79), накладку встановлювали з герметиком (поз. 3 на рис. 7.38) У-ЗОМЕС-5 і без нього. Висоту замикаючих головок усіх заклепок виконували такою, що дорівнювала половині номінального діаметра їх стрижня d_3 . Виняток становили заклепки, що встановлюють у вершинах тріщин з використанням герметика У-ЗОМЕС-5.

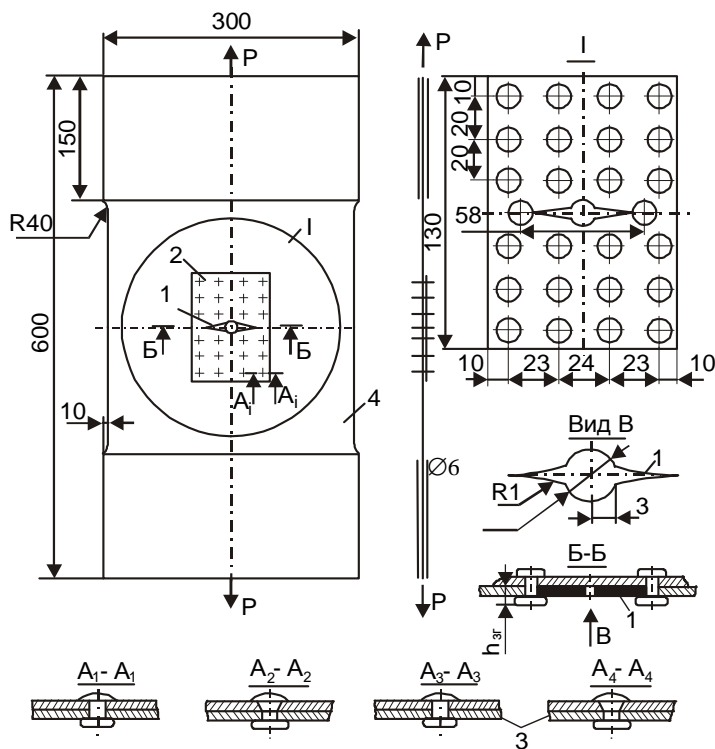


Рис. 7.38. Зразок панелі з центрально розташованою тріщиною

Висоту замикаючих головок цих заклепок виконували такою, що дорівнювала 0,5 і 0,3 номінального діаметра стрижня.

Заклепки крайнього ряду в перерізі А-А другого варіанта виконання (рис. 7.39) зразків з'єднання встановлювали із зазором в отвори в накладці, який забезпечує висвердлювання отворів у накладці до $\varnothing 5$ мм. Після установа ремонтних накладок і заклепок у вершинах тріщин проводили подальші втомні

випробування пластин на залишкову довговічність при тих же циклічних навантаженнях. Результати втомних випробувань на залишкову довговічність з'єднань пластин із ремонтною накладкою і ремонтною накладкою і герметиком У-3ОМЕС-5 зведені в табл. 7.17 і 7.18.

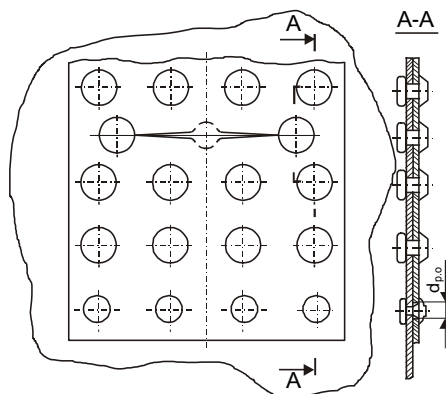


Рис. 7.39. Фрагмент панелі з центрально розташованою тріщиною в зоні установлення ремонтної накладки

Таблиця 7.17

Залишкова довговічність з'єднань пластин із ремонтною накладкою

N_i	Залишкова довговічність (заклепки крайніх рядів)	
	без зазорів у накладці	із зазорами в накладці
N_1	93700	456000
N_2	191400	458600
N_3	213800	560100
N_4	221200	609700
N_5	352800	706200
$N_{сер}$	214600	558100

Таблиця 7.18

Залишкова довговічність з'єднань пластин з ремонтною накладкою і герметиком У-3ОМЕС-5

N_i	Залишкова довговічність (заклепки крайніх рядів)		
	без зазорів у накладці		із зазорами в накладці
	$h_{3,2} = 0,5 d_3$	$h_{3,2} = 0,3 d_3$	$h_{3,2} = 0,3 d_3$
N_1	194100	212900	319700
N_2	194200	381 100	550900
N_3	202 100	399500	734500
N_4	208800	402300	814200
N_5	212200	411200	850100
$N_{сер}$	202300	361400	653900

Пластини руйнувалися в основному в зоні крайнього ряду заклепок, які кріплять ремонтну накладку. Виняток становили пластини, в яких у вершинах тріщини встановлювали заклепки висотою $h_{з,2}$, що дорівнює 0,5 номінального діаметра стрижня, які зруйнувалися в перерізі пластини по осі заздалегідь вирощених тріщин.

Аналіз результатів утомних випробувань показує, що при застосуванні СЗРТУ і установленні заклепок крайніх рядів із зазором у накладці втомна довговічність з'єднань із ремонтною накладкою, яка визначалася втомною довговічністю обшивки в зоні цього ряду, підвищується порівняно з втомною довговічністю з'єднання, в якому заклепки встановлені без зазору, в середньому в 1,8 раза з використанням герметика У-ЗОМЕС-5 при виконанні $h_{з,2}$, що дорівнює 0,3 діаметра стрижня, і в 2,6 раза без герметика.

На основі експериментального дослідження роздачі стрижнів заклепок по висоті пакета деталей, що з'єднуються, для заклепок $\varnothing 3...5$ мм, які розклепуються на пресі і вручну, за наявності на поверхнях герметика У-ЗОМЕС-5, що з'єднуються, і без нього розвантажуючі отвори, які забезпечують зазор між стрижнями заклепок крайніх рядів і стінками отворів у накладках, рекомендується виконувати $d_{p.o} = 1,3d_з$.

7.4.6. Вплив способу затримки зростання втомних тріщин на довговічність зразків клепаєних панелей

Ефективність способів затримки зростання втомних тріщин досліджували на зразках стрингерних панелей (рис. 7.40).

Панель складається з обшивки 1 і підсилювальної накладки 2, виконаних із Д16А-Т л.2, двох стрингерів 4 і книці 3 з профілю Д16-Т Пр113-4. З'єднання обшивки з кницею, стрингерами і підсилювальною накладкою виконували потайними заклепками (ОСТ 1. 34052-85) $\varnothing 4$ мм.

Крайні ряди з'єднання підсилювальної накладки з обшивкою виконували заклепками (ОСТ 1. 34052-85 або ОСТ 1.34040-79) $\varnothing 4$ мм. Заклепки крайніх рядів встановлювали як з натягом по всій товщині пакета, так і з натягом в обшивці і зазором у підсилювальній накладці.

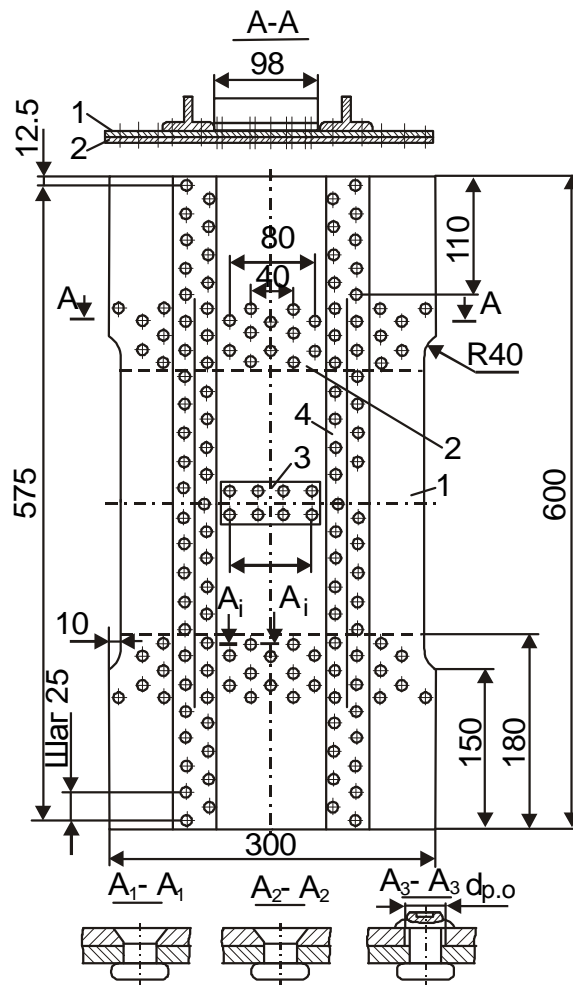


Рис. 7.40. Зразок стрингерної панелі

Для забезпечення зазору між стрижнями розклепаних заклепок і стінками отворів у накладках отвору крайніх рядів у накладках виконували $\varnothing 5,2$ мм.

Клепання заклепок проводили на пресі КП-204М.

Втомні випробування проводили на гідравлічному пульсаторі МУП-50 з максимальним циклічним навантаженням $P_{max} = 9800$ даН ($\sigma_{max p}^{br} = 128$ МПа в регулярній зоні панелі) частотою $f = 10,5$ Гц і коефіцієнтом асиметрії циклу $r = 0,53$ до появи видимих на поверхні обшивки втомних тріщин завдовжки від 5 до 50 мм.

Тріщини з'являлися в обшивці по крайньому ряду її з'єднання з підсилювальною накладкою або в зоні з'єднання обшивки з кницею, а також в обшивці в регулярній зоні її з'єднання зі стрингером.

Для підвищення довговічності панелей отримання якомога більшого числа

тріщин і виявлення зон втомного руйнування, а також для дослідження ефективності СЗРТУ проводили ремонт зразків. Ремонт з'єднання обшивки з підсилювальною накладкою проводили як за допомогою накладок, так і без них, але з установленням у вершині тріщини 3 заклепок (рис. 7.41, переріз Г-Г).

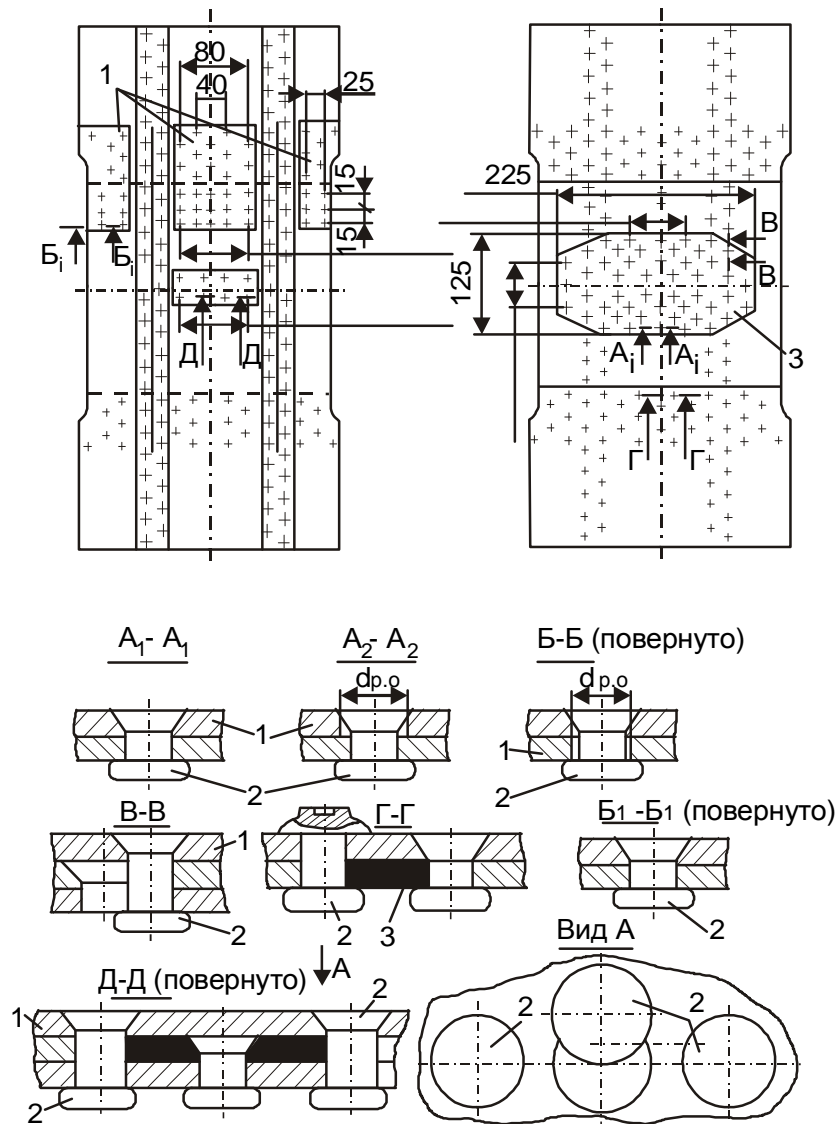


Рис. 7.41. Методи ремонту стрингерних панелей

При установленні ремонтних накладок 1 на обшивку з боку стрингерного набору замикаючі головки заклепок, що приєднують підсилюючу накладку, фрезерували врівень з площиною обшивки. Ремонтні заклепки 2 у зоні основних заклепок установлювали з центром у точках на периметрах заставних головок заклепок, установлених при первинному збиранні і мінімально віддалених від поперечної осі зразка.

Ремонт з'єднання обшивки з кницею і стрингерами виконували за допомогою ремонтних накладок, що встановлюють на обшивку з боку потайних головок заклепок. Ремонтні заклепки в зоні основних заклепок встановлювали з центром на периметрах заставних головок заклепок, установлених при первинному збиранні, в точках, максимально віддалених від поперечної осі зразка.

Зростання тріщин затримували установленням в їх вершинах заклепок (ОСТ 1. 34052-85) $d_{ном} = 4$ мм, а також установленням заклепок у вершинах тріщини і по її довжині на периметрах заставних головок заклепок, від яких розвивалися втомні тріщини (рис. 7.41, вид А).

Крайні ряди заклепок на ремонтних накладках установлювали за серійною технологією з натягом по всій товщині пакета деталей (рис. 7.41, переріз А₁-А₁), що з'єднувалися, або з натягом в обшивці та із зазором у накладках (рис. 7.41, перерізи А₂-А₂, Б₁-Б₁). Зазор забезпечувався шляхом виконання отворів у ремонтних накладках $\varnothing 5,2$ мм.

Після ремонту випробування проводили при тих же параметрах циклічного навантаження.

Затримуючи втомні тріщини розробленими способами, отримували на одній панелі від двох до семи втомних тріщин, що забезпечувало підвищення інформативності втомних випробувань панелей.

Результати втомних випробувань на довговічність до появи тріщин в обшивці в зоні крайніх рядів її з'єднання з підсилювальними накладками, в зоні її з'єднання з кницею та із стрингером у регулярній зоні, у зоні крайніх рядів її з'єднання з ремонтними накладками, а також вплив СЗРТУ на залишкову довговічність ремонтних варіантів стрингерної панелі наведені в табл. 7.19 – 7.22.

Аналіз результатів втомних випробувань показує, що ремонт обшивки стрингерної панелі розробленими СЗРТУ з установленням ремонтних накладок сприяє підвищенню довговічності стрингерної панелі в 1,7 – 2,1 раза порівняно з її довговічністю до появи тріщин.

Залишкова довговічність до появи тріщин в обшивці
в зоні крайніх рядів її з'єднання з підсилювальними накладками

N_i	Залишкова довговічність		
	Заклепка (ОСТ 1. 34052-85) (див. рис. 7.41)		Заклепка (ОСТ 1. 34040-79)
	без розвантажуючого отвору (переріз A_1-A_1)	із розвантажуючим отвором (переріз A_2-A_2)	з розвантажуючим отвором (переріз A_3-A_3)
N_1	80000	106600	279600
N_2	87900	120 700	279600
N_3	89900	150600	337 100
N_4	89900	158800	337 100
N_5	91300	170200	
N_6	114000	209000	
N_7	118200	234800	
N_8	140600	248800	
N_9	150600	248900	
N_{10}	160000	266200	
N_{11}	160000	266200	
N_{12}	186700		
N_{13}	186700		
$N_{сеп}$	127 400	198300	308 100

Таблиця 7.20

Залишкова довговічність до появи тріщин в обшивці в зоні її з'єднання
з кницею та зі стрингером у регулярній зоні

N_i	Довговічність до появи тріщини	
	у зоні книці	у зоні стрингера
N_1	114000	127600
N_2	126200	241600
N_3	251000	300100
N_4	281400	
$N_{сеп}$	193200	223 100

Залишкова довговічність до появи тріщин в обшивці
в зоні крайніх рядів її з'єднання з ремонтними накладками

N_i	Залишкова довговічність		
	Заклепка 4-11 (ОСТ 1.34040-79)	Ремонтна накладка і заклепка (ОСТ 1.34052-85) Ø4 мм	
	у вершині тріщини	у вершині тріщини	по довжині і у вершині тріщини
N_1	12300н	18300н	65300н*
N_2	12300н	18700к*	104900н*
N_3	39000н	65200н*	148800н*
N_4	39000н	65200н*	173600н*
		65200н*	200500н*
		110500к*	
		149500н	
		157100н	
$N_{сер}$	30 100	81200	138600

Примітка. * – руйнування панелі не по осі тріщини, зупиненої розробленими СЗРТУ; тріщини в обшивці в зоні її з'єднання з підсилювальною накладкою і кницею відповідно – «н», «к».

Таблиця 7.22

Вплив СЗРТУ на залишкову довговічність ремонтних
варіантів стрингерної панелі

N_i	Залишкова довговічність			
	Накладка в зоні книці		Накладка в зоні підсилювальних накладок	
	без руйнуючого отвору	з розвантажуваль- ним отвором	без розвантажуваль- ного отвору	з розвантажуваль- ним отвором
N_1	100000	190400	65200	26700*
N_2	122000	190400*	65300	35000*

N_i	Залишкова довговічність			
	Накладка в зоні книці		Накладка в зоні підсилювальних накладок	
	без руйнуючого отвору	з розвантажувальним отвором	без розвантажувального отвору	з розвантажувальним отвором
N_3	125600	-	104900	148800*
N_4	125600	-	155100	49500*
N_5	127600	-	171300	1193400*
N_6	129600	-	191300	232400*
N_7	129600	-	282600	
N_8	-	-	286500	
N_9	-	-	291800	
$N_{сер}$	122900	190400	179300	131600*

Примітка. * – зразки руйнувалися по обшивці не в зоні крайнього ряду на ремонтній накладці.

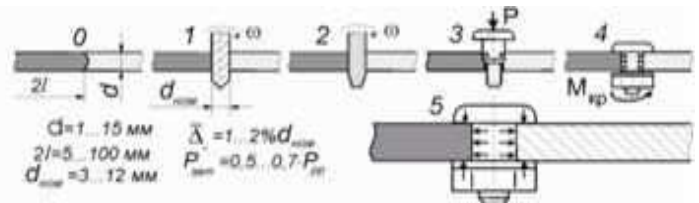
Новизна розроблених способів затримки зростання втомних тріщин у тонкостінних авіаційних конструкціях (рис. 7.42) установленням кріпильних елементів із радіальним натягом і осьовим затягуванням в отвори, виконані у вершинах, за довжиною і в зоні тріщини, включаючи установлення ремонтної накладки, підтверджена авторськими свідоцтвами на винаходи. Технічна ефективність цих способів показана на рис. 7.43.

Ефективність способів затримки зростання втомних тріщин оцінювали за величиною коефіцієнтів підвищення залишкової (K_{num}), відносної ($K_{\delta 0}$) і повної (K_{nd}) втомної довговічності.

Аналіз свідчить про те, що застосування розроблених способів затримки зростання підвищує залишкову втомну довговічність елементів авіаційних конструкцій в 10–80 і більше разів, а повну втомну довговічність – приблизно в два рази.

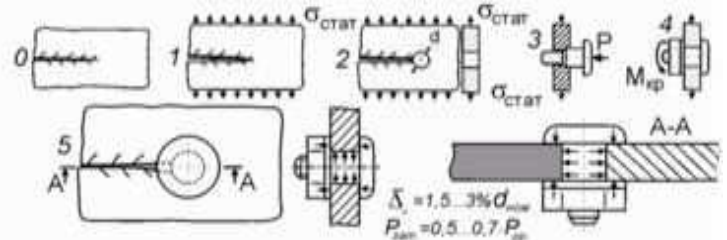
Установлення болтів із радіальним натягом і осьове затягування в отвори, виконані у вершинах тріщин

А.с. 725862



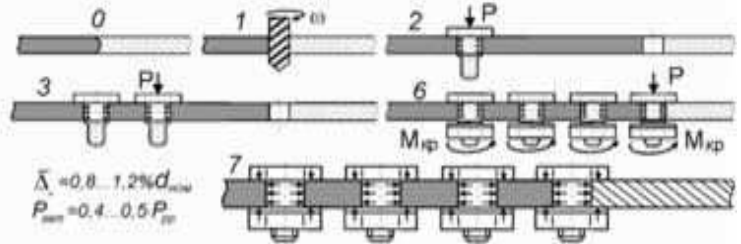
Навантаження конструкції статичним зусиллям, що розкриває тріщину, яке знімають після установлення болтів із радіальним натягом і осьовим затягуванням у виконані у вершинах тріщини отвори

А.с. 1054006



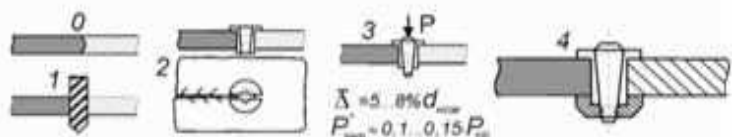
Розкриття і закріплення берегів тріщини болтами, які послідовно встановлюються з радіальним натягом в отвори, що виконані по довжині тріщини, починаючи від її середини

А.с. 1374670



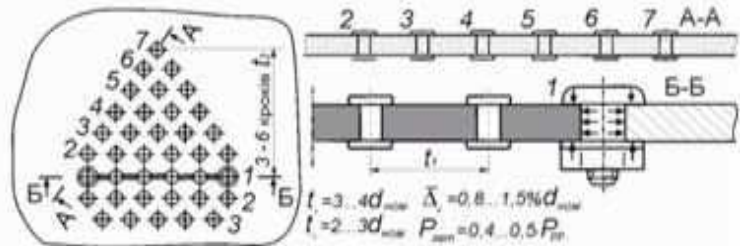
Установлення кріпильного елемента, що розклинається, в отвір, виконаний у вершині тріщини

А.с. 1165552



Виконання у вершинах і біля берегів тріщини отворів і установлення в них кріпильних елементів з радіальним натягом і осьовою затяжкою

А.с. 1191247



Приєднання ремонтної накладки кріпильними елементами, розташованими зі зміщенням їх центрів відносно "бойових" заповнених отворів вздовж напрямку розтягнення панелі й установленими з радіальним натягом і осьовою затяжкою в панелі і накладці, але із зазором у накладці по отвору у вершині тріщини

А.с. 1516287

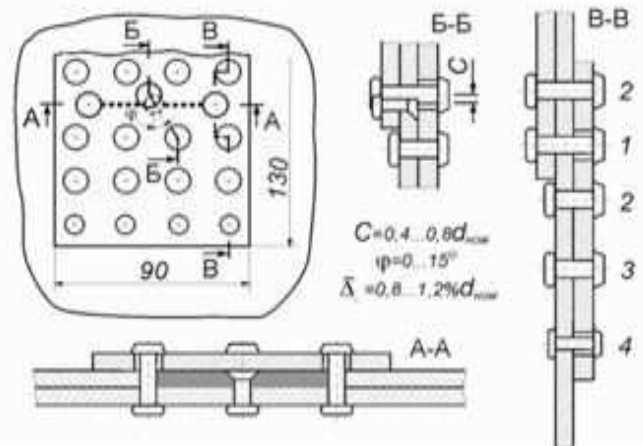
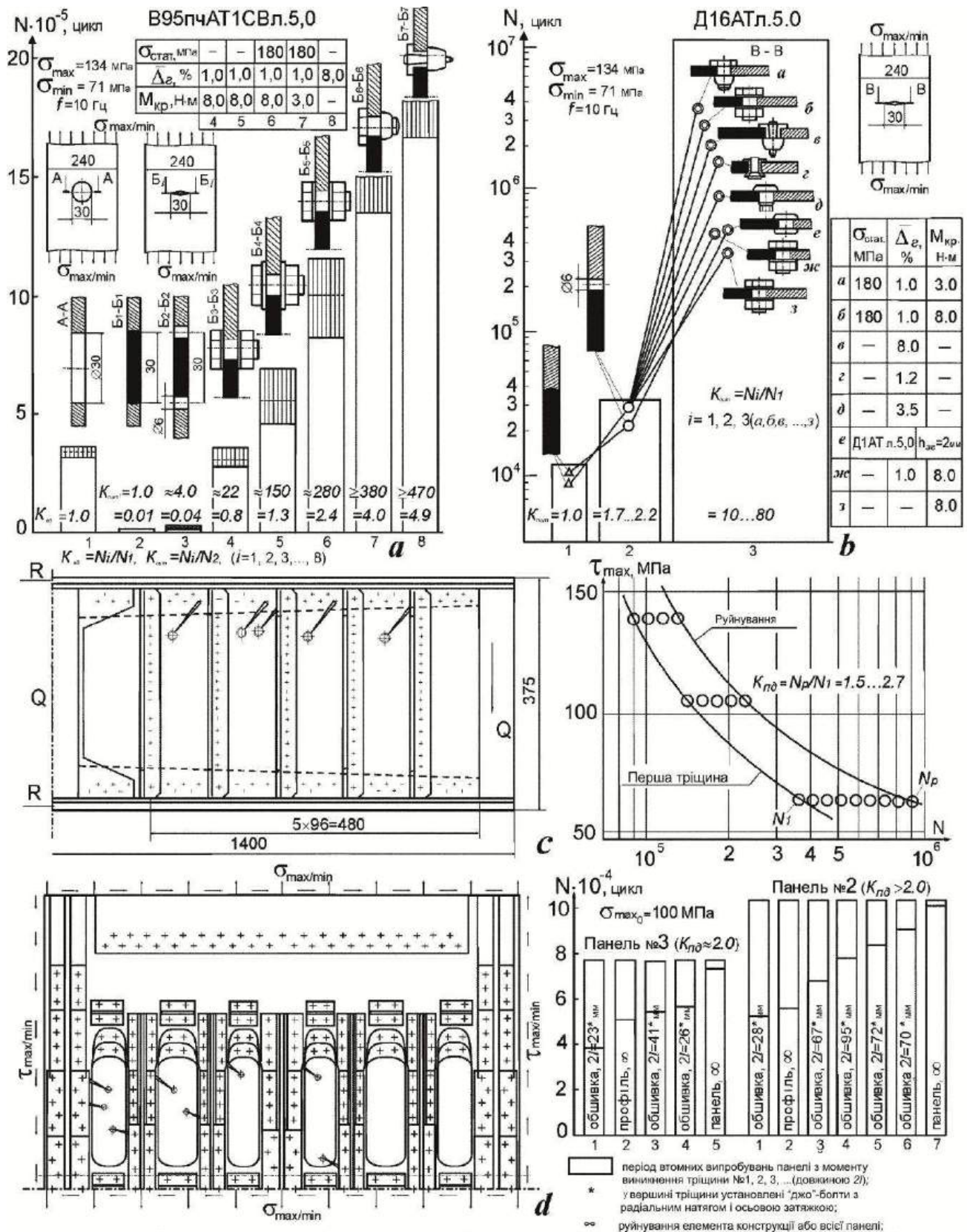


Рис. 7.42. Інтегровані способи затримки зростання втомних тріщин у конструкціях установленням кріпильних елементів: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – номери основних операцій технології установлення кріпильних елементів у зоні втомної тріщини



а, б - при випробуваннях на втому одноосно навантажених зразків пластин з алюмінієвих сплавів В95п.ч. АТ1СВ л 5,0 і Д16АТ л 5,0; с, д - при випробуваннях на втому зразків натурних відсіків лонжеронів і панелей в системі кесона крила відповідно.

$K_{\text{плит}}$ $K_{\text{эс}}$ $K_{\text{рб}}$ - коефіцієнти підвищення довговічності на втому зразків із алюмінієвих сплавів

при установленні у вершинах тріщин кріпильних елементів з радіальним натягом і осьовою зтяжкою

Рис. 7.43. Ефективність способів затримки зростання втомних тріщин установленням кріпильних елементів із радіальним натягом і зтягуванням

7.5. КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ ПРОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ СТІНОК ЛОНЖЕРОНА

Аналіз втомних руйнувань літакових конструкцій в експлуатації і при натурних випробуваннях показує, що втомні тріщини виникають і в зоні з'єднань стінки з поясами збірного лонжерона.

При проведенні ремонтних робіт необхідно забезпечити статичну міцність, жорсткість, герметичність і задану втомну довговічність пошкодженої конструкції. Традиційно на силові елементи конструкції, пошкоджені втомною тріщиною, встановлюють ремонтні накладки. Аналіз методів вибору параметрів накладок і технології їх встановлення [337] показує, що питання проектування, виготовлення і приєднання ремонтних накладок розглянуті в основному з умов забезпечення статичної міцності конструкції.

Слід зазначити, що лонжерони сучасних літаків мають значну протяжність і велике число однотипних концентраторів. Відповідно до гіпотези «слабкої ланки» [376] виникнення втомної тріщини в стінці лонжерона є можливим задовго до вироблення конструкцією свого ресурсу. В цьому випадку необхідно виконувати ремонтні заходи в локальній зоні, а отже, підвищується актуальність їх розроблення і експериментального обґрунтування ефективності.

Експериментальні дослідження довговічності зон ремонту стінки, пошкодженої втомною тріщиною, проводили на зразках відсіків лонжерона, що моделюють окремі його відсіки, конструкцію, технологію виготовлення і умови їх навантаження [178].

На основі аналізу конструкцій лонжеронів і виходячи з можливостей випробувальної машини МУП-50 задані такі початкові параметри для проектування зразка: матеріал Д16АТВ $\sigma_s = 435$ МПа; $E = 70600$ МПа; $\nu = 0,3$; поперечна сила в розрахунковому перерізі $Q_p = 120$ кН; ефективна будівельна висота стінки $H_{ef} = 320$ мм; довжина відсіку $L = 700$ мм.

Проектування зразка проведено за методиками робіт [7, 222, 434].

Загальний вигляд однієї консолі зразка показано на рис. 7.44.

Пояси зразка мають змінну площу перерізу для отримання постійного за довжиною відсіку поля напружень у зоні з'єднання стінки з розтягнутим поясом. Вони виконані збірними і складаються з профілю таврового перерізу Д16Т Пр-315-9 і ромбоподібних накладок із листа Д16АТ л.5, виготовлених механічним фрезеруванням по контуру і з'єднаних болтами ОСТ 1.31180-80.

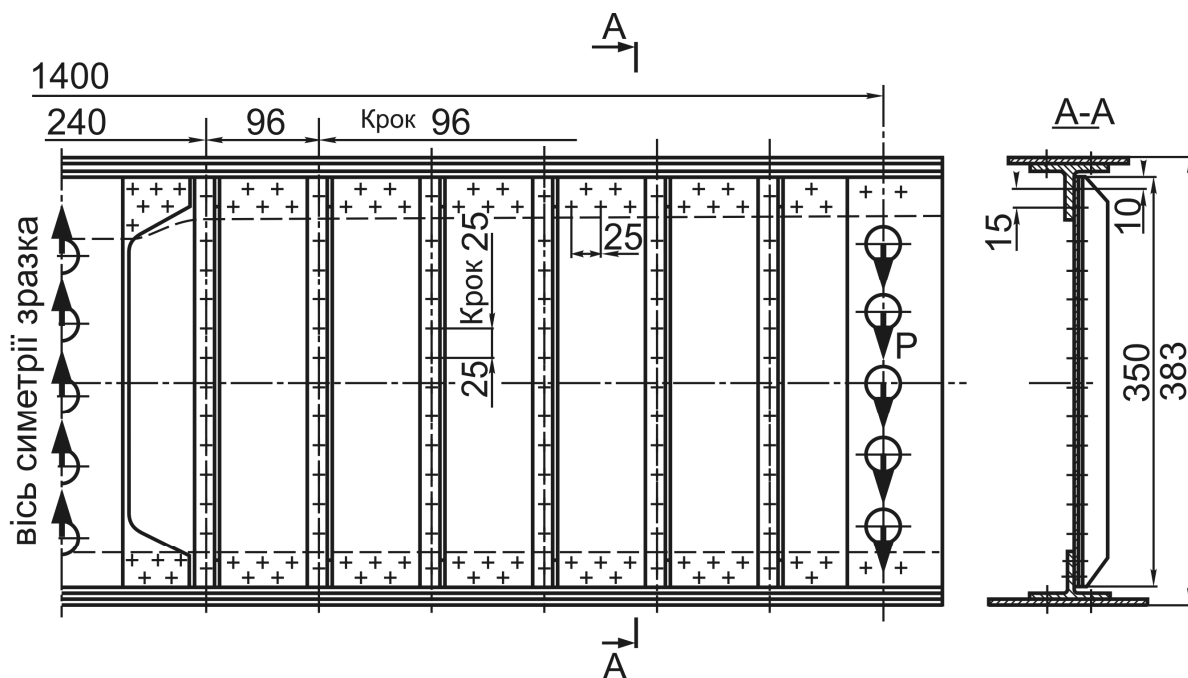


Рис. 7.44. Одна консоль зразка відсіків лонжерона

Стінка виготовлена механічним фрезеруванням по контуру з листового матеріалу Д16АТВ л.2. Подовжня вісь стінки збігається з напрямом волокон прокату.

Підкріпні стояки постійної площі перерізу по довжині виготовлені механічним фрезеруванням із профілю Д16Т-Пр111-3.

При механічному обробленні всіх вхідних деталей забезпечено шорсткість поверхні, відповідну $Rz40$. Всі вхідні деталі анодовані «НХ» за серійною технологією відповідно до ОСТ 1.90055-85.

З'єднання стінки розтягнутим поясом – дворядне, з шаховим порядком розташування кріпильних елементів. Застосовані заклепки ОСТ 1.34040-79 діаметром 5 мм, а в зоні з'єднання стінки і підкріпного стояка з розтягнутим

поясом – 6 мм. Всі отвори під кріпильні елементи в стінці просвердлені по кондукторові і надалі використані як напрямні для свердлення отворів у поясах, стояках і накладках. Отвори розсвердлені і розгорнені спільно до розмірів 5,1 Н7 і 6,1 Н7 для заклепок і 5,0 Н7 і 6,0 Н7 для болтів діаметром 5 і 6 мм відповідно з шорсткістю поверхні $Rz1,25$. По кромках отворів зняті фаски $0,3 \times 45^\circ$.

Одиночне клепаання заклепок виконано на пневмопресі КП-204М відповідно до інструкції ОПІ-412-74, а установлення болтів і затягування гайок – згідно з ОСТ 1.00017-77.

Втомні випробування проведені на гідравлічному пульсаторі МУП-50 при циклічних навантаженнях із частотою навантаження $f = 5,25$ Гц, постійним коефіцієнтом асиметрії циклу $R = 0,53$ і максимальним навантаженням на дві консолі $P_{\max} = 170$ кН.

При циклічних навантаженнях утомні тріщини в стінці виникали від отворів першого ряду її з'єднання з ребром розтягнутого поясу. Тріщини розвивалися перпендикулярно напрямку дії головного розтяжного напруження в стінці, тобто під кутом $45 \dots 60^\circ$ до подовжньої осі лонжерона. Характер розвитку втомної тріщини показано на рис. 7.45. Розвиток втомних тріщин, що послідовно виникають у стінці, зупиняли шляхом установлення в їх вершинах кріпильних елементів із радіальним натягом і осьовим затягуванням. Зупинка зростання втомних тріщин указаним способом дозволяла в два і більше разів збільшити тривалість випробувань зразків відсіків лонжеронів і додатково виявити зони вірогідного втомного руйнування.

Установлення у вершину тріщини кріпильного елемента з гарантованим радіальним натягом і осьовим затягуванням є ефективним для запобігання її зростанню. Проте при цьому не відбувається компенсації зниження статичної міцності конструкції і не відновлюється герметичність ділянки конструкції лонжерона з тріщиною в стінці. Слід також відзначити, що при багатоосередковому руйнуванні поява нових тріщин в інших зонах подовжнього з'єднання стінки лонжерона відбувається через $10 \dots 20\%$ довговічності до

виникнення попередньої тріщини [435], що потребує багатократного виконання ремонтних робіт.

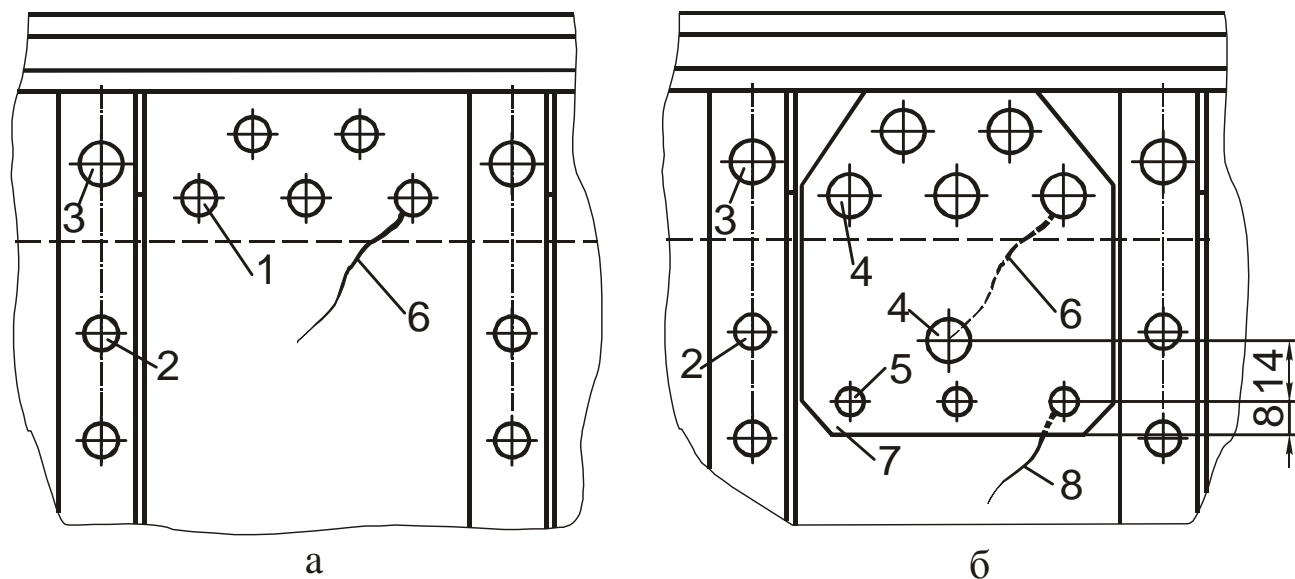


Рис. 7.45. Характер розповсюдження втомної тріщини в стінці лонжерона до і після приєднання ремонтної накладки:

- 1 – заклепка 5-14-ОСТ 1.34040-79; 2 – заклепка 5-10-ОСТ 1.34040-79;
- 3 – заклепка 6-18-ОСТ 1.34040-79; 4 – болт 6-18-ОСТ 1.11857-76;
- 5 – заклепка 4-9-ОСТ 1.34040-79; 6 – первинна втомна тріщина;
- 7 – ремонтна накладка; 8 – вторинна втомна тріщина

Для підкріплення стінки в зоні тріщини встановлювали ремонтні накладки. Приєднання накладки проводили як з використанням наявних у конструкції отворів під заклепки, в яких кріпильні елементи замінювали ремонтними, так і установленням додаткових заклепок. Кріпильний елемент, встановлений у верхині тріщини, також з'єднував у пакет накладку із стінкою.

Ремонтну накладку (варіанти показані на рис. 7.45, б і 7.46) виконували з листа Д16АТ л. 2. Розміри накладки призначали виходячи з довжини тріщини, величини кроку підкріплюючих стояків, ширини з'єднання стінки з поясом і стінки з накладкою.

При установленні накладки заклепки діаметром 5 мм, що з'єднували стінку з поясом, видаляли і замінювали болтами ОСТ 1.11857-76 діаметром 6 мм. У верхині тріщини також установлювали болт ОСТ 1.11857-76. Осьове затягування

пакета здійснювали гайками 3302А, під які встановлені шайби 3401А. Протилежний край накладки приєднували до стінки заклепками ОСТ 1.34040-79 діаметром 4 мм. Свердлення отворів і їх розгортання в пакеті виконували за серійною технологією, за винятком отвору під кріпильний елемент, що встановлюється у вершині тріщини.

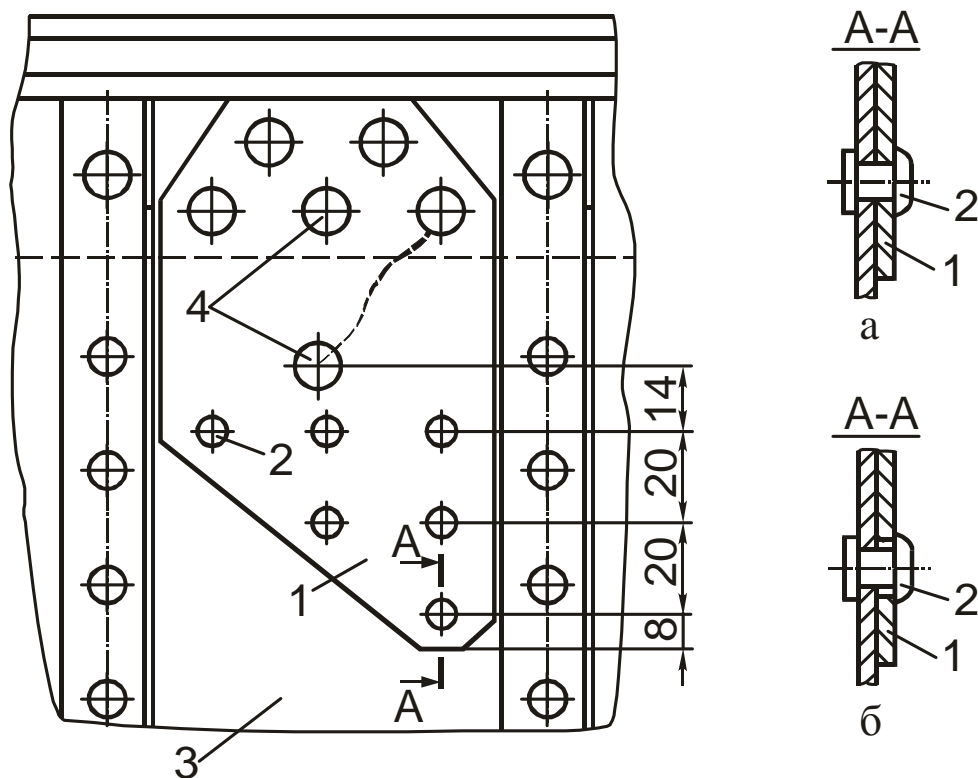


Рис. 7.46. Конструкція ремонтної накладки і варіанти її приєднання до стінки за традиційною (а) і пропонованою технологіями (б):
 1 – ремонтна накладка; 2 – заклепка 4-9 ОСТ 1.34040-79;
 3 – стінка лонжерона; 4 – болт ОСТ 1.11857-76 діаметром 6 мм

Ефективність конструктивно-технологічного вирішення ремонту ділянки стінки оцінювали коефіцієнтом

$$k = N_{новн}/N_{тр},$$

де $N_{тр}$ і $N_{новн}$ – число циклів навантаження до виявлення тріщини і до руйнування зразка після ремонту відповідно.

Результати втомних випробувань зразків відсіків лонжеронів з ремонтною накладкою (див. рис. 7.45, б) показують, що довговічність зони ремонту збільшилася всього в 1,27 раза. При цьому втомні тріщини в стінці виникали від отворів під

заклепки однозрізного з'єднання накладки зі стінкою. Таким чином, приєднання ремонтної накладки до стінки одним рядом завантажених кріпильних елементів, встановлених за традиційною технологією, малоефективно.

У наступному варіанті ремонту стінки накладка мала трапецієподібну форму. Велику діагональ трапеції розташовували у напрямі головних розтяжних напружень у стінці. Заклепки (4-9 ОСТ 1.34040-79) з'єднання накладки із стінкою розташовували в три ряди (див. рис. 7.46). При цьому заклепку останнього, третього, ряду з'єднання стінки з накладкою встановлювали як за серійною технологією (див. рис. 7.46, а), так і із зазором у накладці і з натягом у стінці згідно з роботою [369] (див. рис. 7.46, б).

При цьому досягнуто підвищення втомної довговічності зони ремонту в 1,45 раза при застосуванні стандартної технології клепаання (див. рис. 7.46, а) і в 1,62 раза – при установленні заклепок із зазором у накладці і з натягом у стінці (див. рис. 7.46, б).

Втомні тріщини виникали в першому випадку від отворів останнього, а в другому – від отворів першого або другого ряду кріпильних елементів (практично рівноймовірно). Слід зазначити, що випадків відновлення зростання зупиненої тріщини або виникнення втомних тріщин в інших місцях у зоні ремонту не спостерігалось.

Оскільки в разі установлення заклепки із зазором у накладці і натягом у стінці досягнуто більший ефект, то досліджували варіант накладки при ремонті з'єднання стінки з поясом, аналогічний показаному на рис. 7.46, в якому всі додаткові заклепки з'єднання стінки лонжерона з ремонтною накладкою встановлені за такою технологією. Після сумісного оброблення всіх отворів накладку знімали і отвори в ній під заклепки діаметром 4 мм і болт, що встановлюється у вершині тріщини (діаметром 6 мм), розсвердлювали до діаметрів 5 і 7 мм відповідно. При установленні болтів на місце видалених заклепок у з'єднанні стінки з поясом радіальний натяг забезпечувався по всій товщині пакета.

Необхідно відзначити, що установлення кріпильних елементів із зазором у

накладці і з натягом у стінці не знижує статичної міцності з'єднання стінки і накладки, оскільки при навантаженнях, близьких до тих, що руйнують, через деформацію елементів з'єднання зазори зменшуються і всі кріпильні елементи включаються в сприйняття навантажень.

Виявлено, що ефективність запропонованого варіанта ремонту є істотно вищою. При випробуваннях зразків виникнення нових втомних тріщин у зоні ремонту не зафіксовано. Руйнування зразків здійснювалося від втомних тріщин, що зароджувалися в захватній частині зразка, зростання яких не вдавалося ефективно затримати. Коефіцієнт ефективності, обчислений на момент руйнування зразка, досягає величини $k = 2$.

На рис. 7.47 показано діаграму коефіцієнтів ефективності для різних конструктивно-технологічних варіантів ремонту.

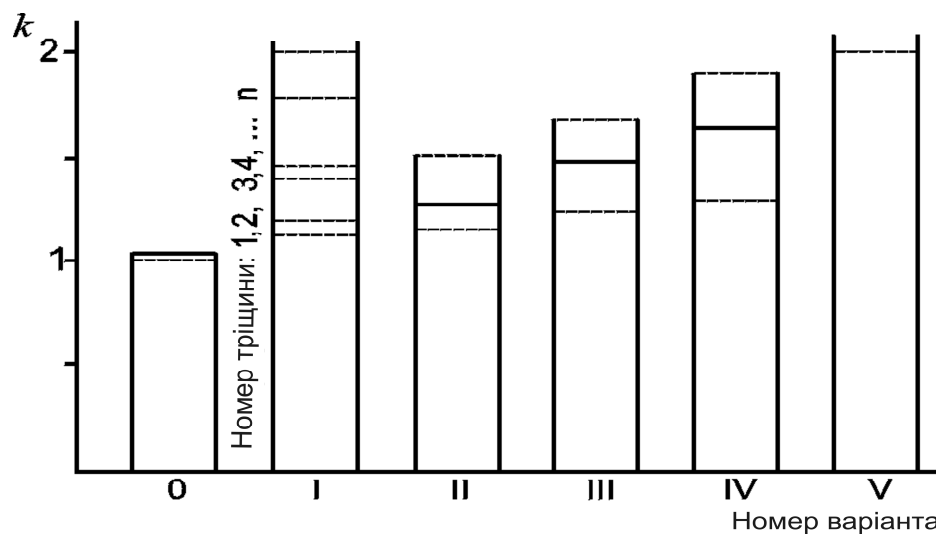


Рис. 7.47. Ефективність ремонтних варіантів у зоні першої тріщини: 0 – без виконання ремонту; I – установлення у вершині першої і подальших тріщин кріпильних елементів із радіальним натягом і осьовим затягуванням; II – установлення у вершині тріщини кріпильного елемента і прямокутної накладки, приєднаної до стінки заклепками, розташованими в один ряд (див. рис. 7.45, б); III – установлення у вершині тріщини кріпильного елемента і трапецієподібної накладки (див. рис. 7.46, а); IV – установлення у вершині тріщини кріпильного елемента і трапецієподібної накладки (див. рис. 7.46, б), заклепка крайнього ряду з'єднання встановлена з натягом у стінці та зазором у накладці; V – установлення у вершині тріщини кріпильного елемента і трапецієподібної накладки, аналогічної показаній на рис. 7.46, всі заклепки з'єднання встановлені з натягом у стінці і зазором у накладці

Експериментальні дослідження конструктивно-технологічних варіантів ремонту конструкції відсіку лонжерона з втомними тріщинами в стінці показали, що при установленні у вершині тріщини кріпильного елемента з радіальним і осьовим натягом ділянка стінки лонжерона з тріщиною ефективно підкріплює ремонтна накладка, з'єднання із стінкою якої виконано заклепками, встановленими із зазором у накладці і з радіальним натягом у стінці. Застосування досліджених конструктивно-технологічних заходів дозволяє продовжити ресурс ділянки подовжнього з'єднання стінок лонжеронів, пошкоджених втомною тріщиною, більше ніж у 2 рази.

7.6. ВИСНОВКИ

1. Розглянуто нові конструктивно-технологічні методи і способи затримки зростання втомних тріщин установленням у вершинах тріщин і по її довжині кріпильних елементів з осьовим зтягуванням і радіальним натягом. Їх новизна підтверджена авторськими свідоцтвами на винаходи.

2. За допомогою системи ANSYS досліджено вплив довжини тріщини і рівня зовнішнього навантаження на овалізацію отворів і локального НДС у конструктивних елементах із втомною тріщиною.

Запропоновано методику вибору величини гарантованого радіального натягу з урахуванням овалізації отворів, виконаних у вершинах втомної тріщини.

3. Проведено аналіз впливу осьового зтягування і радіального натягу болтів, установлених в отвори, виконані у вершинах втомної тріщини, на характеристики локального НДС пластин. Показано, що зтягування знижує концентрацію напруження в 1,3 – 2,8 рази, а радіальний натяг зменшує амплітуду напруження віднульового циклу в зоні отвору у вершині тріщини в 1,9 – 3 рази.

4. Експериментально досліджено ефективність запропонованих способів затримки зростання втомних тріщин. Встановлено, що застосування запропонованих способів затримки зростання втомних тріщин забезпечує підвищення довговічності збірних літакових конструкцій не менше ніж у два рази. Запропоновані способи і методи впроваджені у промисловість, що дозволило продовжити при ресурсних випробуваннях і в процесі експлуатації літаків ресурс елементів конструкції планера літаків.

ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ІНТЕГРОВАНОГО
ПРОЕКТУВАННЯ І КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ
У ТЕОРІЮ І ПРАКТИКУ СТВОРЕННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ
КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНТЕГРОВАНИХ СИСТЕМ
CAD/CAM/CAE

При безпосередній участі автора в ХАІ створено міжнародний навчальний центр з вивчення систем CAD/CAM/CAE. Комплекс комп'ютерного і програмного забезпечення центру показано на рис. 8.1 і містить лабораторії системи UNIGRAPHICS, CAD\CAM систем Компас, ADEM, AUTOCAD, лабораторію інженерного аналізу за допомогою системи ANSYS, лабораторії інженерної лінгвістики, відкритих інформаційних технологій, підготовки авіаційно-технічної документації, а також технічного і програмного забезпечення. Автор впродовж 30 років є науковим керівником відділу галузевої лабораторії з'єднань літакових конструкцій підвищеного ресурсу, оснащеної комплексом випробувального, складального і вимірювального, а також верстатного устаткування, що дозволяє виготовляти за заводською технологією і проводити статичні і втомні випробування збірних елементів і агрегатів літакових конструкцій (рис. 8.2). Таким чином, у ХАІ при безпосередній участі автора створено і функціонує під його науковим керівництвом комплекс, що забезпечує експериментальні й теоретичні дослідження з розроблення і впровадження методів інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій.

Схема впровадження результатів роботи показана на рис. 8.3.

Наведені в даній роботі методи інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій і запропоновані на їх основі нові конструктивно-технологічні рішення розроблялися, підтверджувалися розрахунком і експериментом у ХАІ при виконанні спільних науково-дослідних робіт з ХДАВП, АНТК ім. Антонова, ЦАГІ, АНТК ім. Туполева, УкрНДІАТ

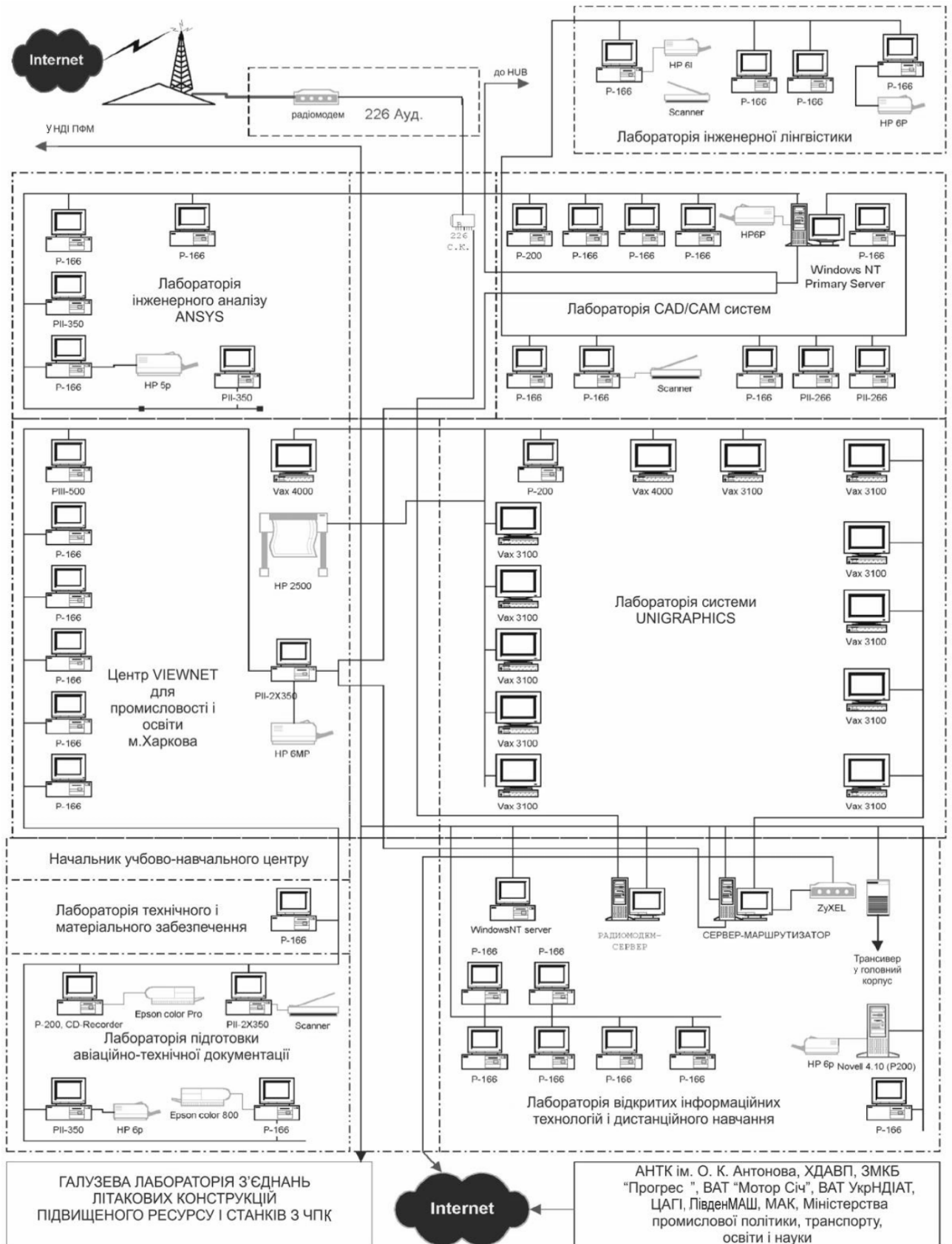


Рис. 8.1. Комплекс комп'ютерного і програмного забезпечення інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій довговічності, що регламентується



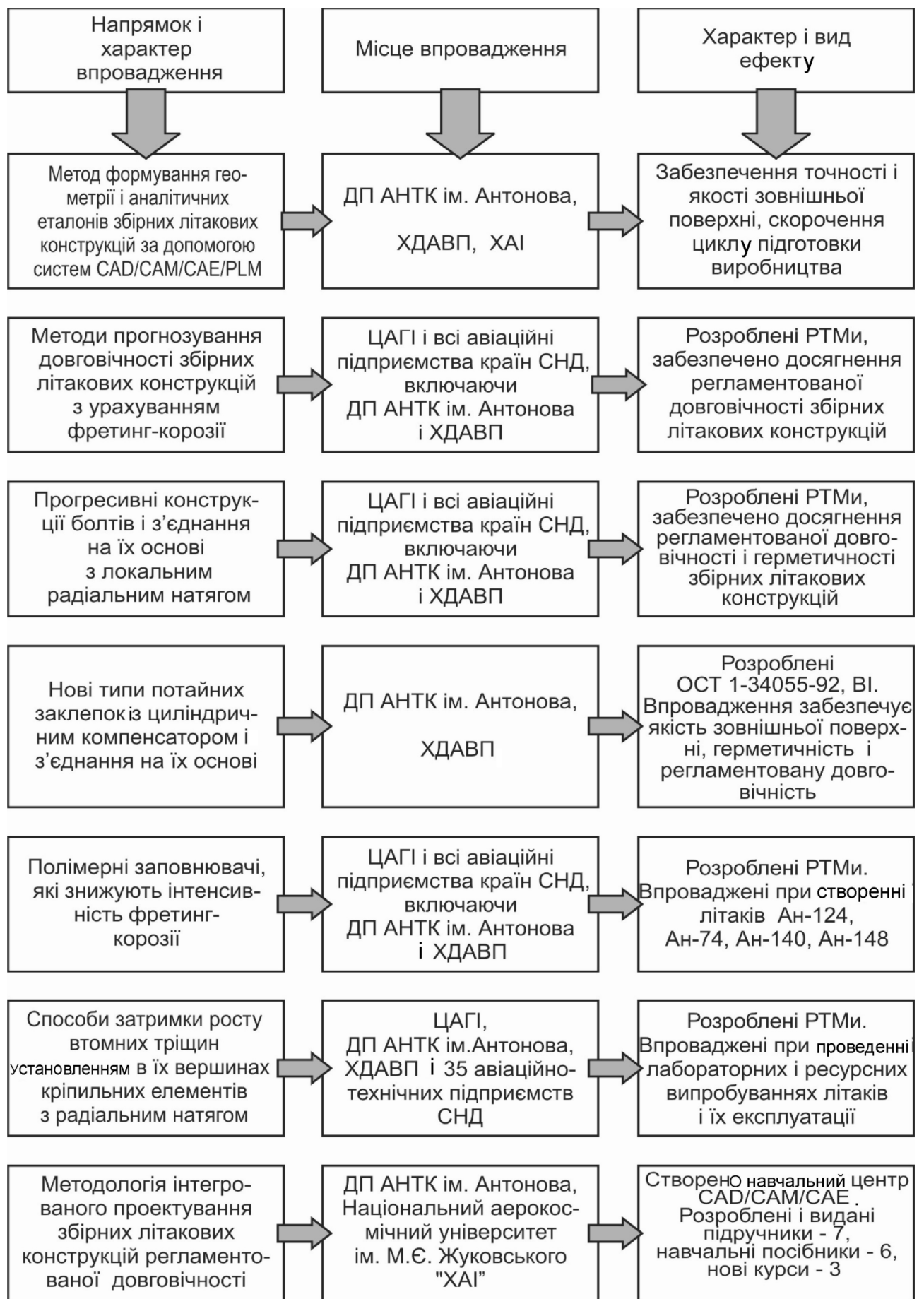


Рис. 8.3. Схема впровадження результатів роботи

ГВКО «Нормаль» та іншими організаціями України і СНД впродовж 30 років. У міру їх розроблення вони впроваджувалися в теорію і практику створення збірних літакових конструкцій на авіаційних підприємствах і в забезпечення навчального процесу щодо підготовки авіаційних спеціалістів у Харківському авіаційному інституті.

Впровадження методу формування геометрії і аналітичного еталона поверхні збірних літакових конструкцій

Метод формування геометрії і аналітичного еталона поверхні збірних літакових конструкцій за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM на базі єдиного комп'ютерного еталона зовнішньої поверхні літака, описаний в розд. 2, впроваджено при проектуванні і створенні літаків Ан-74ТК-300, Ан-140, Ан-148. Метод забезпечує створення аналітичного еталона поверхні, який є вихідним для всього подальшого процесу проектування і підготовки виробництва. Цим досягається забезпечення високої точності геометрії літака, якість зовнішньої поверхні і скорочення термінів і вартості підготовки виробництва. Приклади виконаних аналітичних еталонів літаків показані на рис. 8.4.

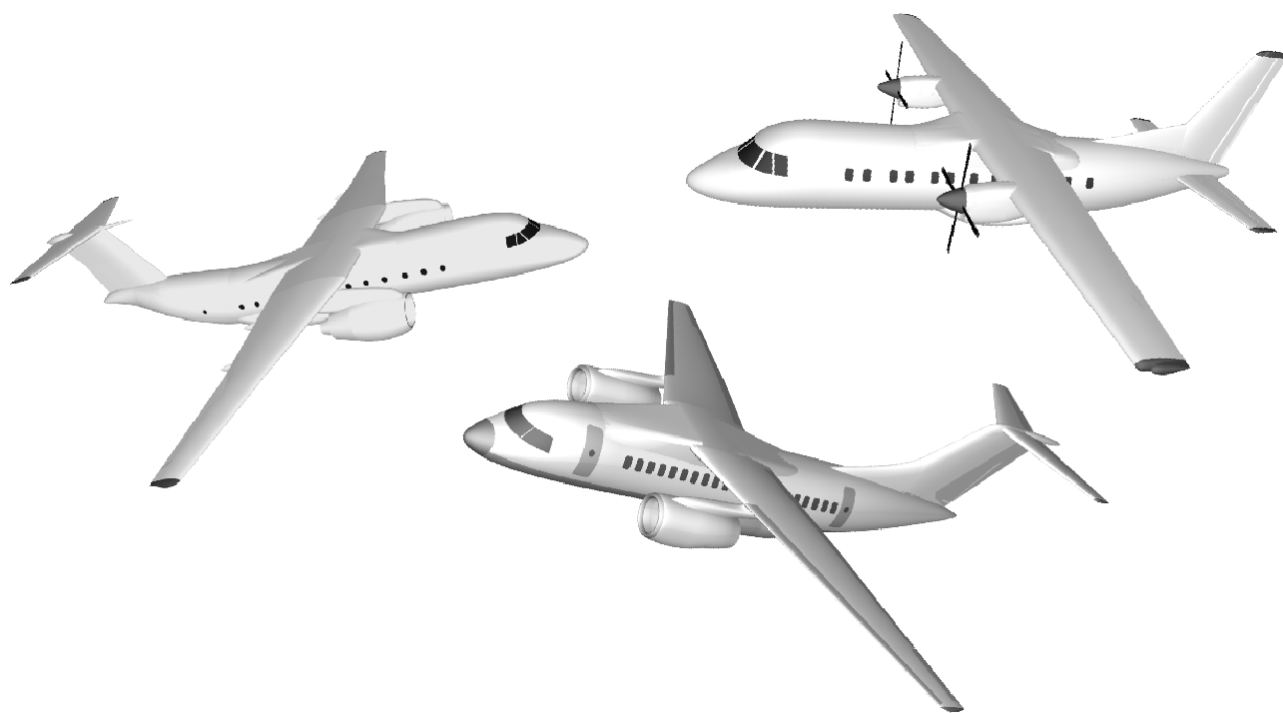


Рис. 8.4. Еталони поверхонь літаків Ан-74ТК-30, Ан-140, Ан-148

Конструктивно-технологічні рішення, що забезпечують довговічність болтових і заклепочних з'єднань, яка регламентується

Для забезпечення довговічності з'єднань, що регламентується, в лонжеронах розрахунком і експериментом доведено ефективність конструктивно-технологічних рішень, які дозволяють управляти завантаженістю кріпильних елементів і, як наслідок, ресурсними характеристиками з'єднань у збірному лонжероні (рис. 8.5).

Показано, що установка кріпильних елементів із радіальним натягом, збільшення згинальної жорсткості підкріплюючих стояків, зменшення відстані між підкріплюючими стояками, виконання посилення стінки в

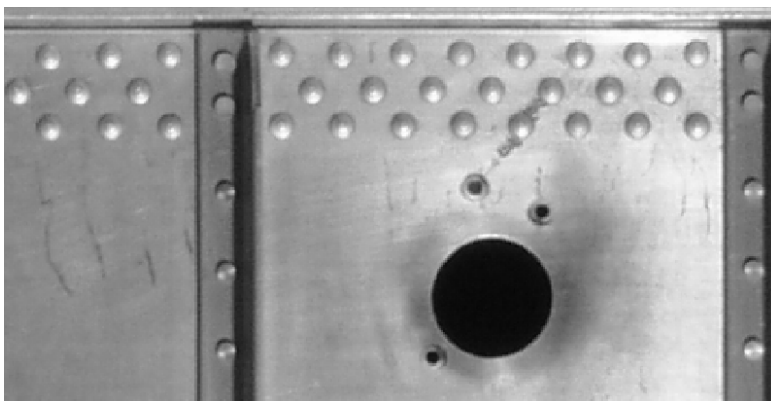


Рис. 8.5. Відсік збірного лонжерона

зоні з'єднання шляхом наклеювання накладок або монолітним стовщенням, застосування розвантажуючої накладки в зоні з'єднання стінки з поясом і подовжнього підкріплення стінок приводить до підвищення втомної довговічності з'єднань стінки з поясами в 2,0 – 7,5 рази. Установленням додаткового ряду заклепок по осі стику стінок досягається підвищення довговічності з'єднання стінки з перестикувальною накладкою в 1,4 – 1,5 рази. Застосуванням способів запобігання зростанню втомних тріщин досягнуто збільшення довговічності відсіків у два рази.

Результати досліджень затверджені провідними фахівцями ЦАГІ і АНТК ім. Антонова, видані у вигляді рекомендацій і технічного матеріалу «Способи підвищення втомної довговічності однорізних з'єднань шляхом розвантаження крайніх рядів», які використовують при створенні авіаційних конструкцій на підприємствах країн СНД.

Теоретичне і експериментальне дослідження довговічності подовжніх і

поперечних заклепочних з'єднань з ексцентриситетом передачі навантаження показало, що раціональним управлінням навантаженості рядів з'єднань, застосуванням розвантаження крайніх рядів, управлінням згинальними напруженнями в накладках з'єднань, виготовленням спеціальних типів заклепок можливе підвищення довговічності з'єднань в 1,6–30 раз без зниження статичної міцності.

Розроблення і впровадження прогресивних конструкцій болтів і з'єднань на їх основі

На основі досліджень з'єднань літакових конструкцій за допомогою комп'ютерного (розрахунок, проектування) і фізичного (експеримент) моделювання (рис. 8.6) автором одержані нові конструктивно-технологічні рішення для конструкцій з'єднань, описані в розд. 7. Для всіх пропонованих конструктивних вирішень розрахунком і експериментом доведено, що вони ефективні з погляду довговічності і не знижують статичної міцності.

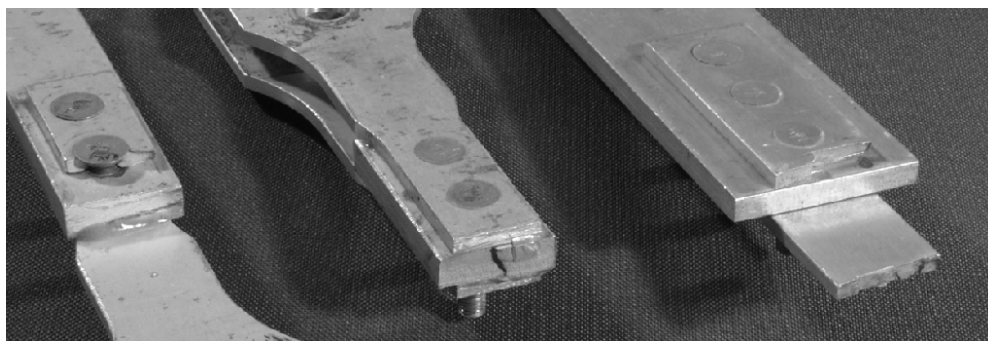


Рис. 8.6. Зразки болтових з'єднань із локальним натягом

Ефективність конструктивних рішень забезпечується застосуванням радіального натягу по всій товщині пакета, у тому числі і по зенкованій частині деталі, що з'єднується, для чого пропонується спеціальна геометрія кріпильних елементів, раціональним управлінням завантаженістю рядів з'єднання, застосуванням підсилюючих накладок і клеїв, зниженням ексцентриситету навантаження, що передається, зменшенням згинальних напружень у зонах вірогідного втомного руйнування, застосуванням полімерних заповнювачів.

Розроблені методика розрахунку довговічності болтових і заклепочних

з'єднань літакових конструкцій і методика вибору параметрів цих з'єднань довговічності, що регламентується.

На основі перерахованих конструктивно-технологічних рішень видані керівні технічні матеріали «Конструктивно-технологічні способи підвищення втомної довговічності поперечних зрізних болтових з'єднань літакових конструкцій», рекомендації і технічний матеріал «Способи підвищення втомної довговічності поперечних зрізних болтових з'єднань елементів планера літака шляхом розвантаження зон вірогідного втомного руйнування». Перераховані матеріали затверджені провідними фахівцями АНТК ім. Антонова і ЦАГІ, видані в ЦАГІ і запроваджені на всіх підприємствах країн СНД.

Розроблення і впровадження нових типів потайних заклепок із циліндричним компенсатором

Для виконання високоресурсних потайних з'єднань тонкостінних конструкцій розроблені заклепки з циліндричним компенсатором (див. розд. 6), показані на рис. 8.7. Застосування нових типів потайних заклепок дозволяє зменшити трудомісткість складальних операцій, а також поліпшити якість зовнішньої поверхні навіть при використанні їх для з'єднання тонколистових деталей, забезпечити потрібні значення статичної міцності, ресурсу і герметичності.

Розрахунком локального напруженого стану показано перевагу пропонованих заклепок за енергетичним критерієм. Експериментально доведено доцільність їх застосування з погляду ресурсу, герметичності й якості зовнішньої поверхні.

Нові типи потайних заклепок із циліндричним компенсатором і з'єднання тонкостінних конструкцій на їх основі спільно з фахівцями АНТК ім. Антонова і ХДАВП впроваджені при створенні літаків Ан-140, Ан-148, Ту-334. Розроблено ОСТ 1.34055-92, затверджено і прийнято до використання технологічну інструкцію «Виконання з'єднань заклепками з циліндричним компенсатором».

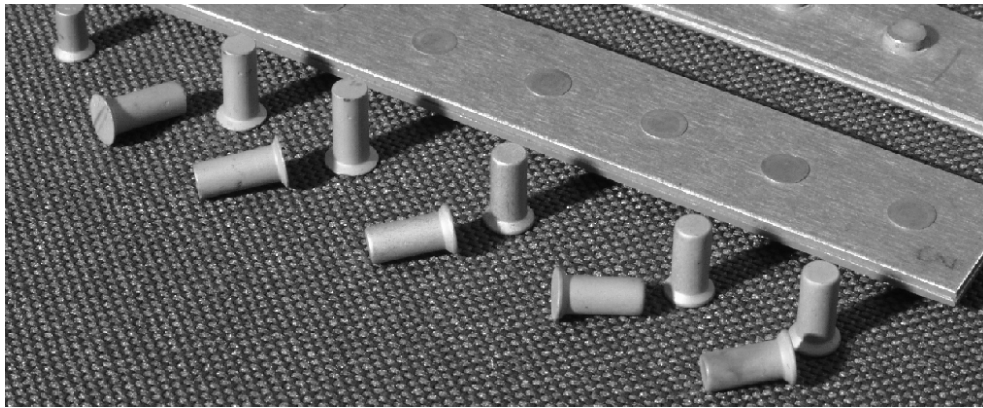


Рис. 8.7. Нові типи потайних заклепок

Впровадження полімерних заповнювачів, що знижують інтенсивність фретинг-корозії

З метою компенсації технологічних відхилень при збиранні елементів літакових конструкцій і зниження інтенсивності фретинг-корозії на контактуючих поверхнях проведено комплекс досліджень, які виявили ефективність застосування полімерних заповнювачів різного складу (рис. 8.8).

Отримані результати дозволили розробити рекомендації і технічний матеріал «Застосування полімерних заповнювачів у зрізних болтових з'єднаннях літакових конструкцій», які затверджені провідними фахівцями ЦАГІ і АНТК ім. Антонова, впроваджені на підприємствах СНД, зокрема при виробництві літаків Ан-124, Ан-74, Ан-140, Ту-334.



Рис. 8.8. Зразок двоступінчатого зрізного з'єднання з полімерним заповнювачем між поверхнями, що сполучаються

Розроблення і впровадження способів затримки зростання втомних тріщин у тонкостінних конструкціях

Проведені дослідження показали, що найбільш ефективні способи, що полягають в установленні в отвори, виконані у вершинах тріщини, кріпильних елементів із радіальним натягом пружнопластичності і затягуванням. У цьому випадку отвір виконаної у вершині тріщини зменшує концентрацію напруження, а радіальний натяг і затягування створюють локальні поля залишкових напружень, що забезпечують зниження амплітуди циклічних напружень у зоні розвитку тріщин. Установленням кріпильних елементів при двосторонньому підході можна створити залишкове напруження як радіального натягу, так і затягування, а при односторонньому підході – залишкове напруження в основному за рахунок радіального натягу (рис. 8.9) і застосування «джо-болтів».

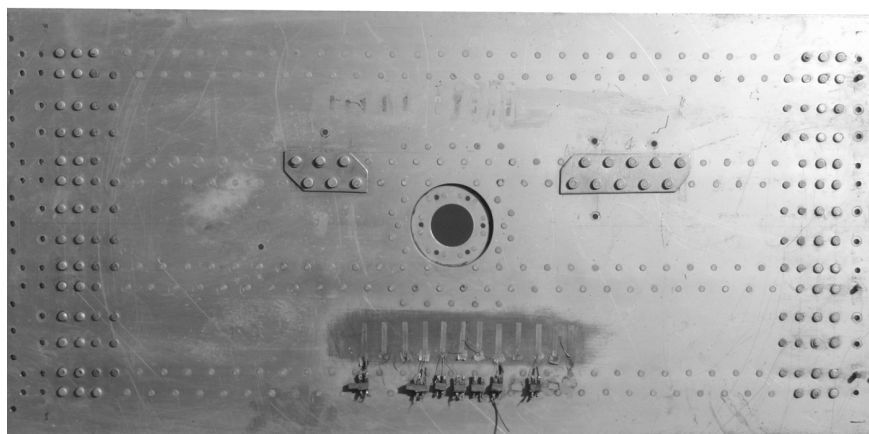


Рис. 8.9. Зразок стрингерної панелі з тріщинами і застосованими способами затримки їх зростання

Розроблені засоби затримки зростання втомних тріщин описані в розд. 7, обгрунтовані розрахунковим шляхом, апробовані в лабораторних умовах при випробуваннях пластин і натурних вузлів.

За результатами дослідження способів затримки зростання втомних тріщин у ЦАГІ видані керівні технічні матеріали «Способи затримки зростання втомних тріщин у літакових конструкціях постановкою кріпильних елементів з радіальним натягом і затягуванням» і впроваджені при проведенні ресурсних випробувань літаків та їх елементів у лабораторіях і на 35 авіаційних і авіаремонтних підприємствах України і країн СНД.

Впровадження методології інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій у навчальний процес

На основі розробленої методології інтегрованого проектування читаються курси «Проектування літаків і вертольотів у комп'ютерних інтегрованих системах», «Комп'ютерні технології проектування».

Розроблені й видані підручник «Основи загального проектування літаків із газотурбінними двигунами» в двох частинах, навчальні посібники «Довговічність конструктивних нерегулярностей планера літака» (навчальний посібник з лабораторного практикуму), «Проектування літаків» (лабораторний практикум), «Моделювання об'єктів авіаційної техніки за допомогою комп'ютерних систем» (лабораторний практикум у двох частинах), «Аналіз напружено-деформованого стану авіаційних конструкцій за допомогою системи ANSYS» (навчальний посібник у двох частинах).

Результати роботи використовують для підвищення кваліфікації авіаційних фахівців і аспірантів (рис. 8.10).



Рис. 8.10. Семінар у навчальному центрі CAD\CAM\CAE

Розроблена методологія інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій довговічності, що регламентується, знайде широке застосування не тільки в авіаційній промисловості, але і в інших галузях промисловості при впровадженні комп'ютерних інтегрованих систем CAD\CAM\CAE і комп'ютерних інтегрованих технологій підготовки виробництва.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У підручнику розроблені і реалізовані наукові основи методології інтегрованого проектування і досягнення довговічності збірних літакових конструкцій, що регламентується, за допомогою комп'ютерних систем CAD/CAM/CAE для вирішення великої науково-технічної проблеми забезпечення ресурсу сучасних пасажирських і транспортних літаків.

Нове концептуальне обґрунтування інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій і їх з'єднань на всіх етапах життєвого циклу літака в єдиному інформаційному середовищі за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем забезпечує підвищення якості створення параметричних аналітичних еталонів збірних конструкцій, підвищення якості й продуктивності праці конструктора, створення болтових і заклепочних з'єднань мінімальної маси, характеристик, що регламентуються, довговічності, герметичності й якості їх зовнішньої поверхні.

2. Для вирішення проблем створення збірних літакових конструкцій і їх з'єднань довговічності, що регламентується, запропоновано комплекс нових наукових принципів, методів і методик:

- принцип створення аналітичних еталонів збірних літакових конструкцій;
- принцип створення майстер-геометрії зовнішнього вигляду літака;
- принцип проектування регулярних зон збірних літакових конструкцій;
- принцип проектування нерегулярних зон збірних літакових конструкцій;
- принцип підтримки і досягнення живучості збірних літакових конструкцій;
- метод створення майстер-геометрії літака за допомогою комп'ютерних інтегрованих систем;
- інтегровані методи проектування і комп'ютерного моделювання крила, фюзеляжу, оперення за допомогою систем CAD/CAM/CAE;
- метод інтегрованого проектування з'єднань елементів регулярної зони збірних літакових конструкцій довговічності, що регламентується;
- методика прогнозування довговічності конструктивних елементів

- з'єднань збірних конструкцій з урахуванням фретинг-корозії;
- метод інтегрованого проектування і комп'ютерного моделювання зрізних болтових з'єднань збірних літакових конструкцій довговічності, що регламентується;
 - методика інтегрованого аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики локального НДС і контактної взаємодії в елементах зрізних болтових з'єднань за допомогою системи ANSYS;
 - методика визначення впливу конструктивно-технологічних параметрів на податливість і розподіл зусиль між рядами зрізних болтових з'єднань за допомогою системи ANSYS;
 - методика прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів на довговічність зрізних болтових з'єднань у зонах вірогідного втомного руйнування на основі енергетичного критерію і кривих втоми типових зразків з'єднань;
 - метод інтегрованого проектування і тривимірного комп'ютерного моделювання типових заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій;
 - методика аналізу впливу конструктивних і технологічних параметрів на характеристики локального НДС заклепочних з'єднань;
 - методика прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів потайних заклепочних з'єднань на їх довговічність;
 - методика розрахунку розподілу зусиль між рядами зрізного заклепочного з'єднання з урахуванням технології установлення і конструкції заклепок;
 - методика проектування заклепочних з'єднань обшивок заданої довговічності;
 - методи затримки зростання втомних тріщин у тонкостінних конструкціях планера літака установленням кріпильних елементів із натягом в отвори, виконані у вершинах тріщини.

3. Вперше запропоновано метод формування геометрії збірних літакових конструкцій за допомогою систем CAD/CAM/CAE на базі єдиного комп'ютерного еталона зовнішньої поверхні літака, створеної методами

аналітичної геометрії.

4. Вперше процес забезпечення довговічності збірних літакових конструкцій, що регламентується, пов'язаний з основними етапами життєвого циклу літаків – проектуванням, виробництвом і експлуатацією.

5. Для етапу проектування і проектувальних розрахунків запропоновано нові розрахунково-експериментальні моделі прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів на довговічність болтових і заклепочних з'єднань, що враховують зміну локальної питомої енергії деформації і контактного тиску в зонах вірогідного втомного руйнування елементів з'єднання.

Запропоновано нові способи розвантаження крайніх рядів зрізних з'єднань шляхом застосування додаткових накладок і розвантажувальних отворів, що забезпечують підвищення довговічності в 1,6 – 2 рази.

На основі нового методу аналізу характеристик локального НДС у болтових з'єднаннях розроблено нові конструкції потайних болтів і технологія їх устанавлення, що забезпечують підвищення герметичності й довговічності з'єднань в 2 – 7 раз.

Розроблено нові конструкції високоресурсних потайних заклепок із циліндричним і циліндроконічним компенсаторами і технологія їх устанавлення, що забезпечують задану довговічність, герметичність і якість зовнішньої поверхні заклепочних з'єднань сучасних літаків без фрезерування заставних головок заклепок після клепаання, що знижує трудомісткість їх виконання.

6. Для етапу виробництва збірних літакових конструкцій запропоновано виконувати потайні болтові і заклепочні з'єднання з локальною пружнопластичністю радіальним і осьовим натягом, ефективність якого підтверджена значним обсягом дослідження характеристик НДС у з'єднаннях деталей методом скінченних елементів, реалізованих у системі CAD/CAE ANSYS, а також експериментальним дослідженням довговічності типових з'єднань, збірних лонжеронів і панелей.

Запропоновано, досліджено і реалізовано метод зниження негативного

впливу фретинг-корозії на довговічність зрізних болтових з'єднань, виконаних із технологічними відхиленнями по поверхнях, які сполучаються, шляхом нанесення на них полімерних заповнювачів, що забезпечують підвищення довговічності болтових з'єднань в 1,8 – 3,6 рази.

7. На основі нового методу аналізу НДС пластини з втомними тріщинами отворами в їх вершинах для етапу експлуатації і ресурсних випробувань створено нові конструктивно-технологічні способи затримки втомних тріщин установленим в отвори, виконаним в їх вершинах, кріпильних елементів з осьовим і радіальним натягом, що забезпечують продовження ресурсів у 1,5 – 2 рази.

8. Достовірність наукових результатів і рекомендацій підтверджена великим обсягом числового експерименту за допомогою сертифікованої системи ANSYS, комп'ютерного моделювання агрегатів літака за допомогою інтегрованої системи UNIGRAPHICS і експериментальним дослідженням довговічності моделей збірних літакових конструкцій в галузевій лабораторії ХАІ.

9. Наведена в роботі методологія інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій довговічності, що регламентується при виконанні держбюджетних і сумісних госпдоговірних науково-дослідних робіт із ДП АНТК ім. О. К. Антонова, ХДАВП, ВАТ «УКРНІАТ», ЦАГІ, АНТК ім. А. Н. Туполева, АНТК ім. С. В. Ільюшина, Нижегородським ПКО «Нормаль» і впроваджена на цих підприємствах. За результатами роботи для фахівців авіаційної промисловості розроблено п'ять найменувань керівних технічних матеріалів, з них три видані в ЦАГІ.

Всі РТМ впроваджені на підприємствах України і СНД. Широко використовують в авіаційній промисловості болтові з'єднання з радіальним натягом, потайні заклепки з циліндричним компенсатором і зменшеною висотою заставної головки, способи розвантаження крайніх рядів з'єднань багаторядності, полімерні заповнювачі, розроблені автором.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. 35 лет на рынке высоких технологий / под ред. Г. А. Кривога. – К.: МИИВЦ, 1999. – 230 с.
2. Авиационные технологии XXI века: новые рубежи авиационной науки: тез. докл. 6-го междунар. науч.-техн. симпозиума. 14-19 августа в рамках международного авиасалона МАКС-2001. – Жуковский, Россия. – 427 с.
3. CALS (Continuous Acquisition and Life cycle Support – непрерывная информационная поддержка жизненного цикла изделия) в авиастроении / А. Г. Братухин, Ю. В. Давыдов, Ю. С. Елисеев, Ю. Б. Павлов, В. И. Суров / под ред. А. Г. Братухина. – М.: Изд-во МАИ, 2000. – 304 с.
4. III Междунар. науч.-техн. конф. «Гиротехнологии, навигация, управление движением и конструирование подвижных объектов»: сб. докл. / К.: НТУУ «КПИ», 2001. – 358 с.
5. Гребеников, А. Г. Методическое и программное обеспечение проектирования соединений стенок сборных лонжеронов в системе UNIGRAPHICS / А. Г. Гребеников, А. В. Баранов // Труды науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 94-96.
6. Основы изобретательской деятельности: учеб. пособие / А. Г. Гребеников, П. Ф. Мороз, А. К. Мялица, В. Я. Фролов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – 434 с.
7. Абрамов, В. Н. Проектировочный расчет на сдвиг тонкостенных балок / В. Н. Абрамов // Теория и практика проектирования пассажирских самолетов. – М.: Машиностроение, 1976. – С. 270 - 277.
8. Авиастроение: в 3 т. – М.: ВИНТИ, 1976. – Т. 3: Машинное проектирование летательных аппаратов. – 215 с.
9. Авиастроение: Летательные аппараты, двигатели, системы, технологии

- / кол. авторов; под ред. А.Г. Братухина. – М.: Машиностроение, 2000. – 536 с.
10. Авиационно-космическая техника и технология: Труды Харьк. авиац. ин-та им. Н. Е. Жуковского за 1997 г. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1998. – 498 с.
 11. Авиационные материалы: справочник: в 9 т. – 6-е изд., перераб. и доп. – Т. 4, ч. 1 / под общ. ред. Р. Е. Шалина. – М.: ОНТИ, 1982. – 627 с.
 12. Авиационные материалы: справочник: в 9 т. – 6-е изд., перераб. и доп. – Т. 4, ч. 2 / под общ. ред. Р. Е. Шалина. – М.: ОНТИ, 1982. – 520 с.
 13. Автоматизированное конструирование в системе UNIGRAPHICS: учеб. пособие / А. Г. Гребеников, М. В. Синькевич, В. Н. Желдоченко и др. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1994. – 98 с.
 14. Автоматизированная система ресурсных испытаний конструкций планера самолета с управлением от ЭВМ / С. И. Галкин, В. С. Дубинский, Е. А. Каляев и др. 2-й Всесоюз. съезд по теории машин и механизмов. – Одесса, 14-18 сент. 1982: тез. докл. – Ч. 1. – К., 1982, 98. – Р. Ж. Мех., 1983, 2 Д5.
 15. Автоматизированные системы расчета на прочность конструкций летательных аппаратов. По материалам иностранной печати. № 564. «Обзоры. Переводы. Рефераты». – М.: ЦАГИ, 1979. – 79 с.
 16. Автоматизированный авиационный комплекс пожарной охраны лесных массивов / В. Д. Белый, А. Г. Гребеников, В. О. Черановский и др. // Труды Междунар. науч.-техн. конф. «Проектирование и производство самолетов и вертолетов». – Х.-Рыбачье: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – С. 8 - 10.
 17. Автоматизированный расчет основных параметров свободнолетающих динамически подобных моделей самолетов: учеб. пособие / А. В. Бетин, А. И. Рыженко, В. И. Рябков, О. Р. Черановский. – Х.: ХАИ, 1992. – 50 с.
 18. Аксентян, О. К. // Напряженно-деформированное состояние в окрестности вершин стыкового соединения / О. К. Аксентян, О. Е. Лущик // Прикладная механика. – 1982. – № 7. – С. 66 - 73.
 19. Александров, П. С. Лекции по аналитической геометрии, пополненные

- необходимыми сведениями из алгебры с приложением собрания задач / П. С. Александров. – М.: Наука, 1968. – 912 с.
20. Анализ напряжений: анализ конечноэлементного подхода. Develop. Adres. 2 London, Englewood, N. J., 1981, 45-81. Место хранения – ГПНТБ СССР // Реф. журнал «Механика», 1983, 2В 12.
21. Анализ напряженно-деформированного состояния авиационных конструкций с помощью системы ANSYS: учеб. пособие: в 2 ч. / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный, В. Н. Король, В. Н. Анпилов – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», CADFEM GmbH, АНТО «КНК», 2002. – Ч.1. – 310 с.
22. Андриященко, В. М. Повышение усталостной долговечности односрезных заклепочных соединений / В. М. Андриященко, Е. Т. Василевский, А. Г. Гребеников // Труды Всесоюз. конф. «Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций». – Жуковский: ЦАГИ, 1984. – С. 689 – 697.
23. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Ануриев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 2. – 559 с.
24. Анцелиович, Л. Л. Надежность, безопасность и живучесть самолета: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Самолетостроение» / Л. Л. Анцелиович. – М.: Машиностроение, 1985. – 296 с.
25. Арсон, Л. Д. Вопросы проектирования срезных болтовых соединений крыла с учетом выносливости: учеб. пособие / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников. – Х.: ХАИ, 1981. – 112 с.
26. Арсон, Л. Д. Исследование эффективности натяга в потайных болтовых соединениях самолетных конструкций / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко // Самолетостроение. Техника воздушного флота. – Х.: ХГУ, 1977. – Вып. 41. – С. 62 - 65.
27. Арсон, Л. Д. Об оптимальных параметрах процесса постановки болтов с

- радиальным натягом / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1976. – Вып. 2. – С. 108 - 112.
28. Арсон, Л. Д. Методика расчета неравномерности контактных давлений в односрезных болтовых стыках / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко // Труды Всесоюз. конф. «Автоматизация исследований несущей способности и длительной прочности летательных аппаратов». – Х.: ХГУ, 1975. – С. 203.
29. Арсон, Л. Д. Оценка напряженного состояния болтов в односрезных соединениях / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко // Усталостные характеристики летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 1977. – Вып. 1. – С. 51 – 61.
30. Арсон, Л. Д. Влияние касательных напряжений на выносливость поперечного болтового стыка тонкостенной конструкции / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1978. – Вып. 1. – С. 102 - 106.
31. Арсон, Л. Д. Исследование влияния сдвигающих напряжений на выносливость срезных поперечных болтовых соединений в условиях сложного напряженного состояния / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев // Труды Всесоюз. семинара «Проблемы оптимизации и автоматизации технологических процессов сборки и выполнения соединений в конструкциях самолетов и вертолетов». – М.: МАИ, 1978. – С. 78 – 87.
32. Арсон, Л. Д. Исследование выносливости поперечных болтовых стыков тонкостенных конструкций в условиях сложного напряженного состояния / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев // Усталостные характеристики летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 1977. – Вып. 1. – С. 11 – 14.
33. Арсон, Л. Д. Вероятностный метод реализации принципа слабого звена в

- стыках самолетных конструкций / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, М. Н. Федотов // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1976. – Вып. 2. – С. 138 – 142.
34. Арсон, Л. Д. Влияние локального упрочнения на выносливость односрезного усовидного стыка / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, М. Н. Федотов // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1979. – Вып. 2. – С. 72 – 75.
35. Арсон, Л. Д. Исследование влияния технологических отклонений на интенсивность фреттинг-коррозии в срезных болтовых стыках самолетных конструкций / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, Б. А. Хохлов// Труды Всесоюз. науч. конф. «Физико-химическая механика контактного взаимодействия и фреттинг-коррозии». – К.: КИИГА, 1973. – С. 218 – 229.
36. Арсон, Л. Д. Рассеивание усталостных характеристик / Л. Д. Арсон, Л. А. Малашенко, А. Г. Гребеников// Самолетостроение. Техника воздушного флота. – Х.: ХГУ, 1970. – Вып.18. – С. 72 – 78.
37. Аэрокосмос. Еженедельный обзор российской и зарубежной прессы. – № 31 (239), 30 июля – 5 августа 2001 г. – М.: ТАСС, 2001. – 80 с.
38. Аэрокосмос. Еженедельный обзор российской и зарубежной прессы. – № 23 (179), 5 - 11 июня 2000 г. – М.: ТАСС, 2000. – 84 с.
39. Аэрокосмос. Еженедельный обзор российской и зарубежной прессы. – № 30 (134), 26 июля – 1 августа 1999 г. – М.: ТАСС, 1999. – 84 с.
40. Бадягин, А. А. Проектирование легких самолетов / А. А. Бадягин, Ф. А. Мухамедов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
41. Балацкий, Л. Т. Закономерности усталостного разрушения в контактных пятнах сопрягаемых деталей / Л. Т. Балацкий// Тез. докл. 2-го Всесоюз. съезда по теории машин и механизмов. – Одесса, 14-18 сент.,1982. – Ч.1. – К., 1982, 37. – Реф. журнал «Механика», 1983. – 2 Д798.
42. Балацкий, Л. Т. Прочность прессовых соединений. / Л. Т. Балацкий. – К.: Техніка, 1982. – 151 с.

43. Баринов, С. М. Докритический рост трещины в хрупких материалах в условиях микрорастрескивания / С. М. Баринов, Ю. Л. Красулин // Проблемы прочности. – 1982. – № 9. – С. 84 - 88.
44. Безпека життєдіяльності при проектуванні та виробництві аерокосмічних літальних апаратів: підручник / О. Я. Азаревич, О. В. Гайдачук, В. М. Кобрін та ін. – Х.: ХАІ, 1997. – 366 с.
45. Беклемишев, Д. В. Курс аналитической геометрии и линейной алгебры / Д. В. Беклемишев. – М.: Наука, 1974. – 320 с.
46. Белый, В. Д. Формирование мастер-геометрии планера патрульного летательного аппарата / В. Д. Белый, А. Г. Гребеников, В. В. Парфенюк // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 20. – С. 44 - 49.
47. Биргер, И. А. Резьбовые соединения. Библиотека конструктора / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
48. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
49. Боборыкин, Ю. А. Влияние технологических отклонений на статическую прочность и усталостную долговечность соединений тонких обшивок планера самолета / Ю. А. Боборыкин, А. Г. Гребеников, Н. М. Пархоменко // Самолетостроение. Техника воздушного флота. – Х.: ХГУ, 1974. – Вып. 35. – С. 135 - 140.
50. Бойцов, Б. В. Прогнозирование долговечности напряженных конструкций: Комплексное исследование шасси самолета / Б. В. Бойцов // – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
51. Большая энциклопедия транспорта: в 8 т. / гл. ред. тома А. Г. Братухин, зам. гл. ред. А. Л. Гильберг. – М.: Машиностроение, 1995. – Т. 2. Авиационный транспорт. – 400 с.
52. Большой толковый словарь / под ред. С. А. Кузнецова. – СПб: Норинт, 2000.

- 1535 с.
53. Братухин, А. Г. Научно-техническая авиационная продукция: организационные и экономические проблемы разработки / А. Г. Братухин, В.Д. Калачанов. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
 54. Братухин, А. Г. Конверсия авиакосмического комплекса России / А. Г. Братухин, Е. Н. Куличков, В. Д. Калачанов. – М.: Машиностроение, 1995. – 271 с.
 55. Броек, Д. Основы механики разрушения / Д. Броек. – М.: Высш. шк., 1980. – 368 с.
 56. Бурмистров, В. П. Обеспечение качества неразъемных соединений и полуфабрикатов / В. П. Бурмистров. – Л.: Машиностроение, 1985. – 223 с.
 57. Бычков, С. А. Концепция развития компьютерных интегрированных технологий в процессе создания авиационной техники / С. А. Бычков, А. Г. Гребеников // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 1999. – Вып. 1. – С. 60 - 67.
 58. Бычков, С. А. Технология создания моделей типовых заклепочных соединений самолетных конструкций в компьютерных интегрированных системах / С. А. Бычков, А. Г. Гребеников, С. В. Воронов // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1999. – Вып. 17(4). – С. 18 - 31.
 59. Бюшгенс, Г. С. ЦАГИ – центр авиационной науки / Г. С. Бюшгенс, Е. Л. Бедржицкий. – М.: Наука, 1993. – 272 с.
 60. Володин, В. В. Автоматизация проектирования летательных аппаратов / В. В. Володин. – М.: Машиностроение, 1991. – 256 с.
 61. Варшавьяк, Г. Б. Концепция создания системы информационного обеспечения проектирования самолета / Г. Б. Варшавьяк, А. Г. Гребеников// Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэроком. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 301 - 307.
 62. Василевский, Е. Т. Конструктивно-технологические методы повышения

- усталостной долговечности и живучести потайных соединений с радиальным натягом / Е. Т. Василевский, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1983. – Вып. 4. – С. 48 - 54.
63. Василевский, Е. Т. Повышение усталостной долговечности потайных болтовых соединений с радиальным натягом / Е. Т. Василевский, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко // Труды Всесоюз. конф. «Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций». – Жуковский: ЦАГИ, 1984. – С. 662 – 669.
64. Василевский, Е. Т. Методика назначений допускаемых напряжений для обеспечения заданного ресурса крыла / Е. Т. Василевский, В. А. Гребеников // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Вып. 25 (2). – С. 116 – 122.
65. Вигдорчик, С. А. Исследование выносливости заклепочных соединений при циклических и случайных нагрузках / С. А. Вигдорчик, Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников // Методы обеспечения функциональной взаимозаменяемости и контроля качества в условиях серийного производства: Труды ВНИИНМАШ. – М.: Изд-во Комитета стандартов, 1970. – Вып. 3.
66. Вигдорчик, С. А. Моделирование технологических отклонений при исследовании выносливости болтовых стыков самолетных конструкций / С. А. Вигдорчик, Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников // Материалы конф. «Выносливость и ресурс авиационных конструкций». – М.: ЦАГИ, 1973.
67. А. с. 1620711 СССР, МКИ F 16 C 11/00. Вильчатое соединение / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4462816/27; заявл. 20.07.88; опубл. 15.01.91, Бюл. № 2. – 3 с.
68. Влияние контролируемой по углу закручивания и по возникающим пластическим деформациям затяжки болтовых соединений. Suzuri, Hideto,

- Kumo Tareshi «Dzaupe, J. Soc. Mater. Set. Jap», 1982, 31, № 346, 730-735 // Реф. журнал «Механика», 1983, 3 Д81.
69. Влияние коррозионной среды на выносливость конструктивных элементов из титанового сплава / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, В. И. Попович, В. Н. Стебенев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1979. – Вып. 2. – С. 98 - 101.
70. Влияние способов разгрузки крайних рядов односрезных соединений на изгибные напряжения в соединяемых деталях / А. Г. Гребеников, В. М. Андрищенко, С. В. Трубаев и др. // Прочность конструкций летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 1984. – Вып. 7. – С. 100 – 110.
71. Влияние среды на фреттинг-усталость. Fretting Fatigue London, 1981, 143 - 158 / Место хранения – ГПНТБ СССР. – Реф. журнал «Механика», 1983, 3 Д606.
72. Влияние технологических отклонений отверстий под заклепку АНУ 0347 на характер распределения радиального натяга по толщине пакета и качество внешней поверхности соединяемых элементов крыла ANSYS / С. А. Бычков, А. Г. Гребеников, Е. Т. Василевский, Ю. А. Мовчан // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 35 (4). – С. 46 - 54.
73. Влияние фреттинг-коррозии на выносливость дюралюминовой пластины при кольцевой форме контакта / А. Г. Гребеников, Л. Д. Арсон, В. Н. Стебенев, В. Н. Желдоченко // Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. – М.: ЦАГИ, 1974. – Вып. 1. – С. 63 – 75.
74. Войт, Е. С. Проектирование конструкций самолета: сб. задач. – М.: МАИ, 1973. – 144 с.
75. Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. – Вып. 17(4). – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ»,

1999. – 142 с.
76. Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. – Вып. 28(1). – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – 166 с.
77. Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. – Вып. 27 (4). – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – 145 с.
78. Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. – Вып. 32 (1). – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – 149 с.
79. Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. – Вып. 25 (2). – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – 136 с.
80. Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. – Вып. 15. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – 152 с.
81. Выносливость авиационных конструкций при акустических нагрузках / По материалам иностранной печати за 1962 - 1965 гг. № 218. «Обзоры. Переводы. Рефераты». – М.: ЦАГИ, 1967. – 146 с.
82. Выносливость сплава ВТ-6 в условиях фреттинг-коррозии / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, В. И. Попович, В. Н. Стебеньев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1978. – Вып. 1. – С. 114 - 118.
83. Выполнение болтовых соединений в конструкциях из алюминиевых, магниевых, титановых сплавов и высокопрочных сталей: Заводская производственная инструкция. – К.: КМЗ, 1982. – 45 с.
84. Галкин, С. И. Применение метода сил к исследованию основного напряженного состояния элементов поперечного стыка панелей кессона с коробкой центроплана / С. И. Галкин, В. С. Дубинский // Местная прочность конструктивных нерегулярностей планера самолета. – М.: ЦАГИ, 1979. –

Вып. 2018. – С. 21 – 51.

85. Галкина, Н. С. Применение метода сил к решению задач о контактном взаимодействии узлов конструкций / Н. С. Галкина, В. И. Гришин, А. И Сурков // Проблемы прочности. – 1982. – № 6. – С. 74 – 77
86. Гаража, В. В. Конструкция самолетов: учебник. – К.: КМУГА, 1998. – 524 с.
87. Гвинтовкин, И. Ф. Справочник по ремонту летательных аппаратов. / И. Ф. Гвинтовкин, О. М. Стояненко. – М.: Транспорт, 1977. – 342 с.
88. Гетерогенная локальная информационно-вычислительная сеть учебного центра CAD/CAM/CAE Харьковского авиационного института / А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский, А. Г. Анохин и др. // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 18 - 20.
89. Гиммельфарб, А. Л. Основы конструирования в самолетостроении: учеб. пособие для высших авиац. учеб. заведений / А. Л. Гиммельфарб. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 367 с.
90. Голего, Н. Л. Фреттинг-коррозия металлов / Н. Л. Голего, А. Я. Алябьев, В. В. Шевель. – К.: Техніка, 1974. – 427 с.
91. Гонтаренко, А. П. Методика расчета долговечности болтовых и заклепочных соединений по локальному напряженно-деформированному состоянию: автореф. дис....канд. техн.наук.: 05.07.03 / А. П. Гонтаренко. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2000. – 21 с.
92. Гребеников, А. Г. Заклепки для высокоресурсных потайных клепаных соединений // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии /А. Г. Гребеников. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 1. – С. 395 – 397.
93. Гребеников, А. Г. Интегрированное проектирование самолетных конструкций / А. Г. Гребеников// Міжнародна наук.-техн. конф. «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні»: тез. доп. –

- Х.: «ХАИ», 2003. – С. 167 – 172.
94. Гребеников, А. Г. Концепция интегрированного проектирования соединений самолетных конструкций / А. Г. Гребеников // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 18. – С. 5 – 18.
95. Гребеников, А. Г. Методология обеспечения характеристик сопротивления усталости сборных конструкций планера самолета / А. Г. Гребеников // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х: ХАИ, 1996. – С. 86 – 87.
96. Гребеников, А. Г. Обеспечение заданного ресурса крыла на стадии проектирования / А. Г. Гребеников // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х.: ХАИ, 2001. – Вып. 25. – С. 352 – 357.
97. Гребеников, А. Г. Обеспечение качества соединений самолетных конструкций, выполненных потайными заклепками с цилиндрическим компенсатором / А. Г. Гребеников // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 2002. – Вып. 3(14). – С. 82 – 87.
98. Гребеников, А. Г. Принципы и методы обеспечения усталостной долговечности соединений самолетных конструкций с учетом фреттинг-коррозии / А. Г. Гребеников // Труды IV Всесоюз. конф. «Современные проблемы строительной механики и прочности летательных аппаратов». – Х.: ХАИ, 1991. – С. 104.
99. Гребеников, А. Г. Разработка технологии постановки самоконтрающихся гаек и сборки соединений съемных панелей, исключая повреждение стенок отверстий / А. Г. Гребеников // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 286 – 289.
100. Гребеников, А. Г. Расчет выносливости срезного болтового стыка с учетом

- фреттинг-коррозии / А. Г. Гребеников // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1975. – Вып. 1. – С. 140 – 150.
101. Гребеников, А. Г. Повышение усталостной долговечности тонкостенных конструктивных элементов с отверстием / А. Г. Гребеников, В. М. Андриященко // Вопросы механики деформируемого твердого тела. – Х.: ХАИ, 1982. – Вып. 3. – С.135 – 138.
102. Гребеников, А. Г. Влияние технологических отклонений на долговечность заклепочных соединений, крайние ряды которых установлены с зазорами в детали, образующей край нахлестки / А. Г. Гребеников, В. М. Андриященко, Е. Т. Василевский // Вопросы проектирования и производства тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1984. – С. 82 – 95.
103. Гребеников, А. Г. Способ повышения усталостной долговечности тонкостенных конструктивных элементов с функциональным отверстием малого диаметра с помощью заклепок / А. Г. Гребеников, В. М. Андриященко, Е. Т. Василевский // Самолетостроение. Техника воздушного флота. – Х.: ХГУ, 1987. – Вып. 54. – С. 84 – 87.
104. Гребеников, А. Г. Влияние предварительного растяжения на сопротивление усталости пластин со свободными цилиндрическими отверстиями / А. Г. Гребеников, Ю. Н. Богдан, А. Е. Новожилов // Авиационно-космическая техника и технология. Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х.: ХАИ, 2002. – Вып. 33. – С. 403 – 407.
105. Гребеников, А. Г. Анализ характеристик общего и локального напряженно-деформированного состояния в элементах многорядного заклепочного соединения с помощью системы CAD/CAE ANSYS / А. Г. Гребеников, С. А. Бычков, Ю. А. Мовчан // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 2003. – Вып. 1(17). – С. 61 – 74.
106. Гребеников, А. Г. Применение современных CASE-технологий в информационной системе проектирования самолета / А. Г. Гребеников,

- Г. Б. Варшавьяк // *Авиационно-космическая техника и технология: Труды Гос. аэрокосм. ун-та «ХАИ».* – Х: ХАИ, 1999. – Вып. 11. – С. 157 – 161.
107. Гребеников, А. Г. Применение CAD/CAM систем для создания управляющих программ изготовления технологической оснастки на станках с ЧПУ / А. Г. Гребеников, И. Г. Волокитин, С. А. Лихачев // *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии.* – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Вып. 8. – С. 148 – 162.
108. Гребеников, А. Г. Влияние конструктивных параметров на концентрацию напряжений и долговечность панелей в зонах отверстий для перетекания топлива / А. Г. Гребеников, Р. В. Воропаев // *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов.* – Х.: Гос. аэроком. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 15. – С. 72 – 87.
109. Гребеников, А. Г. Особенности разработки чертежей форм для выклейки деталей интерьера салона пассажирского самолета из композиционных материалов с использованием графической системы КОМПАС-ГРАФИК 5.5 / А. Г. Гребеников, А. И. Глушкова, И. Г. Волокитин // *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии.* – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 275 – 280.
110. Гребеников, А. Г. Технологические особенности выполнения соединений съемных панелей крыла с самоконтрящимися гайками / А. Г. Гребеников, В. А. Гребеников, С. В. Трубаев // *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии.* – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 308 – 314.
111. Гребеников, А. Г. Сопротивление усталости типовых моделей срезных болтовых соединений с шестигранной головкой болта / А. Г. Гребеников, А. М. Гуменный, В. А. Гребеников // *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов.* – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 29 (2). – С. 132 – 143.
112. Гребеников, А. Г. Особенности создания аналитических эталонов сборных

- панелей крыла для экспериментальных исследований / А. Г. Гребеников, А. М. Гуменный, А. Н. Назаренко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 20. – С. 50 - 57.
113. Гребеников, А. Г. Анализ влияния конструктивных параметров заклепочных соединений на податливость и характер распределения усилий между рядами с помощью системы инженерного анализа ANSYS / А. Г. Гребеников, И. Н. Дубров // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 33 (2). – С. 53 – 60.
114. Гребеников, А. Г. Интегрированный анализ влияния типа установки болта и уровня нагружения на характеристики локального НДС в элементах двухсрезного однорядного потайного болтового соединения с помощью системы инженерного анализа ANSYS / А. Г. Гребеников, И. Н. Дубров // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 15. – С. 59 – 93.
115. Гребеников, А. Г. Метод прогнозирования влияния конструктивно-технологических параметров срезных потайных соединений на их долговечность / А. Г. Гребеников, И. Н. Дубров // Труды Междунар. науч.-техн. конф. «Проектирование и производство самолетов и вертолетов». – Х.-Рыбачье: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – С. 16 – 23.
116. Гребеников, А. Г. Метод прогнозирования долговечности срезных болтовых соединений, выполненных с осевым и радиальным натягом / А. Г. Гребеников, И. Н. Дубров // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2004. – Вып. 22. – С. 16 – 29.
117. Гребеников, А. Г. Методика расчета распределения усилий между рядами в срезных болтовых соединениях авиационных конструкций с помощью системы ANSYS / А. Г. Гребеников, И. Н. Дубров // Открытые

- информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 17. – С. 31 – 41.
118. Гребеников, А. Г. Прогнозирование долговечности типовых срезных болтовых соединений на основе расчета характеристик НДС в их элементах / А. Г. Гребеников, И. Н. Дубров // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 21. – С. 202 – 210.
119. Гребеников, А. Г. Анализ локального НДС пластины с цилиндроконическим отверстием, заполненным болтом с потайной головкой / А. Г. Гребеников, И. Н. Дубров, С. П. Светличный // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 31 (4). – С. 38 – 63.
120. Гребеников, А. Г. Исследование концентрации напряжений в пластине с цилиндроконическим отверстием методом конечных элементов в системе ANSYS 5.3 / А. Г. Гребеников, П. А. Дыбский, О. Д. Даниленко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 1. – С. 48 – 60.
121. Гребеников, А. Г. Численное исследование в среде ANSYS 5.3 напряженного состояния проушины при посадке болта с натягом / А. Г. Гребеников, П. А. Дыбский, И. П. Палади // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып.1. – С. 348 – 356.
122. Гребеников, А. Г. Методика определения коэффициентов неравномерности контактных давлений между элементами односрезного болтового соединения с радиальным и осевым натягом / А. Г. Гребеников, А. Ю. Ефремов, В. Н. Клименко // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 1998. – Вып. 13. – С. 134 – 159.
123. Гребеников, А. Г. Особенности определения коэффициентов

- неравномерности контактных давлений между элементами односрезного потайного болтового соединения с радиальным и осевым натягом / А. Г. Гребеников, А. Ю. Ефремов, В. Н. Клименко // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 28 (1). – С. 111 – 130.
124. Гребеников, А. Г. Влияние покрытий на выносливость потайного односрезного болтового соединения / А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, В. Н. Стебнев // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1976. – Вып. 2. – С. 142 – 145.
125. Гребеников, А. Г. Влияние формы головки болта на выносливость потайных срезных соединений / А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, В. Н. Стебнев // Усталостные характеристики летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 1977. – Вып. 1. – С. 83 – 88.
126. Гребеников, А. Г. Оценка влияния фреттинг-коррозии на выносливость алюминиевых сплавов / А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, В. Н. Стебнев // Труды Всесоюз. конф. «Автоматизация исследований несущей способности и длительной прочности летательных аппаратов». – Х.: ХГУ, 1975. – С. 102 – 103.
127. Гребеников, А. Г. Создание поверхностной модели пассажирского самолета в компьютерной интегрированной системе UNIGRAPHCS / А. Г. Гребеников, Ю. В. Железняков, А. М. Гуменный // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Харьк. авиац. ун-та за 1997 г. – Х.: ХАИ, 1998. – С. 42 – 48.
128. Гребеников, А. Г. Концепция дистанционного инженерного образования / А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский, А. Н. Петров // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Гос. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х., ХАИ, 1999. – Вып. 10. – С. 187 – 195.
129. Гребеников, А. Г. Влияние глубины зенкования на концентрацию напряжений и долговечность пластины с отверстием при нагружении ее

- сдвигом / А. Г. Гребеников, В. В. Звягинцев, Э. Н. Румянцев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – Х., ХАИ, 1998. – Вып. 2. – С. 48 – 63.
130. Гребеников, А. Г. Исследование влияния зазоров и их заполнения полимерным наполнителем на выносливость стыковых элементов конструкций / А. Г. Гребеников, Г. Г. Кантер // Матер. III Всесоюзного совещания по проблемам усталости и долговечности авиационных конструкций. – М.: ЦАГИ, 1970.
131. Гребеников, А. Г. Эффективность методов повышения усталостной долговечности срезных соединений из сплава ВТ-6 в условиях фреттинг-коррозии / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко // Труды Всесоюз. науч. конф. «Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций». – Жуковский: ЦАГИ, 1984. – С. 649 – 654.
132. Гребеников, А. Г. Разработка программного обеспечения для расчета неравномерности распределения усилий между рядами в срезном болтовом соединении с осевым и радиальным натягом / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, А. Ю. Ефремов // Труды Междунар. науч.-метод. конф. "Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий". – Х.: ХАИ, 1996. – С. 90 – 93.
133. Гребеников, А. Г. Оценка усталостной долговечности конструктивных элементов без геометрических концентраторов напряжений из титанового сплава ВТ-6 в условиях фреттинг-коррозии / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, И. С. Кошелев // Вопросы проектирования и повышения ресурса самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1989. – С. 13 – 20.
134. Гребеников, А. Г. Исследование влияния затяжки и радиального натяга болтов, поверхностного упрочнения на выносливость срезных соединений из сплава ВТ-6 / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, В. Н. Стебенев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1979. – Вып. 2. – С. 76 – 79.

135. Гребеников, А. Г. Исследование технологических особенностей выполнения высокоресурсных соединений из сплава ВТ-6 / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, В. Н. Стебеньев // Труды Всесоюз. семинара «Проблемы оптимизации и автоматизации технологических процессов сборки и выполнения соединений в конструкциях самолетов и вертолетов». – М.: МАИ, 1978. – С. 28 – 55.
136. Гребеников, А. Г. Оценка изгибных напряжений в накладках односрезного соединения / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, С. В. Трубаев // Вопросы механики деформируемого твердого тела. – Х.: ХАИ, 1982. – Вып. 3. – С. 78 – 85.
137. Гребеников, А. Г. Интегрированные технологии проектирования самолётных конструкций. Информационные технологии в наукоёмком машиностроении: Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса / А. Г. Гребеников, В. С. Кривцов; под общ. ред. А. Г. Братухина. – К.: Техніка, 2001. – С. 154 – 177.
138. Гребеников, А. Г. Интегрированные технологии проектирования самолётных конструкций / А. Г. Гребеников, В. С. Кривцов // Технологические системы: – К.: УкрНИИАТ, 2001. – Вып. 1(7). – С. 66 – 83.
139. Гребеников, А. Г. Методика создания управляющих программ для станков с ЧПУ с применением CAD/CAM систем / А. Г. Гребеников, С. А. Лихачев // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Гос. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х.: ХАИ, 2000. – Вып. 18. – С. 72 – 87.
140. Гребеников, А. Г. Анализ характеристик общего и локального напряженно-деформированного состояния в элементах срезных соединений, выполненных с помощью заклепок по ОСТ1 3455-92 (АНУ 0309) / А. Г. Гребеников, Ю. А. Мовчан // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 19. – С. 87 – 112.
141. Гребеников, А. Г. Метод прогнозирования усталостной долговечности

- пластин с отверстием / А. Г. Гребеников, Ю. А. Мовчан // *Авиационно-космическая техника и технология: Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ»*. – Х., 2003. – Вып. 38/4. – С. 89 – 93.
142. Гребеников, А. Г. Анализ характеристик локального НДС с помощью системы ANSYS в пластине с отверстиями, подверженной упрочнению дорнированием или глубоким пластическим деформированием и растяжению / А. Г. Гребеников, Ю. А. Мовчан, В. А. Гребеников // *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 32 (1). – С. 124 – 138.
143. Гребеников, А. Г. Анализ характеристик локального НДС в элементах типовых срезных соединений самолетных конструкций / А. Г. Гребеников, Ю. А. Мовчан, И. Н. Дубров // *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 16. – С. 59 – 105.
144. Гребеников, А. Г. Повышение циклической долговечности соединений с радиальным натягом путем их предварительного растяжения / А. Г. Гребеников, А. Е. Новожилов, А. Г. Шаманов // *Труды VIII Всесоюз. конф. «Современные проблемы обеспечения ресурса авиаконструкций»*. – М.: ЦАГИ, 1986. – С. 42.
145. Гребеников, А. Г. Влияние предварительного растяжения и радиального натяга на долговечность конструктивных элементов с отверстиями / А. Г. Гребеников, А. Е. Новожилов, А. Г. Шаманов // *Проектирование самолетных конструкций и их соединений*. – Х.: ХАИ, 1987. – С. 9 – 14.
146. Гребеников, А. Г. Исследование влияния контактных давлений на напряженно-деформированное состояние плоской пластины при ее растяжении / А. Г. Гребеников, И. П. Палади // *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 36 – 47.
147. Гребеников, А. Г. Исследование влияния осевого и радиального натяга на

- напряженное состояние пластины с цилиндрическим отверстием, заполненным болтом, при растяжении / А. Г. Гребеников, И. П. Палади // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 63 – 78.
148. Гребеников, А. Г. Моделирование в системе ANSYS™ контактного взаимодействия элементов двусрезного соединения с болтом, края которого свободны от закрепления / А. Г. Гребеников, И. П. Палади // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 290 – 300.
149. Гребеников, А. Г. Моделирование влияния осевого натяга на напряженно-деформированное состояние элементов односрезного соединения / А. Г. Гребеников, И. П. Палади // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Гос. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х., 2000. – Вып. 17. – С. 244 – 258.
150. Гребеников, А. Г. Создание каркасных, поверхностных и твердотельных геометрических моделей деталей и узлов горизонтального оперения самолета в компьютерной интегрированной системе CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS / А. Г. Гребеников, В. В. Парфенюк // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 3. – С. 18 – 27.
151. Гребеников, А. Г. Технология создания твердотельных моделей типовых болтовых соединений самолетных конструкций в системе CAD\CAM\CAE UNIGRAPHICS / А. Г. Гребеников, В. В. Парфенюк // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 4. – С. 245 – 252.
152. Гребеников, А. Г. Алгоритм проектирования горизонтального оперения пассажирского самолета с ТВД / А. Г. Гребеников, В. В. Парфенюк, А. А. Кобылянский // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». 2000. – Вып. 20(3).

– С. 13 – 32.

153. Гребеников, А. Г. Применение мультимедийных технологий дистанционного обучения для проведения учебных занятий / А. Г. Гребеников, А. Н. Петров // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Вып. 18. – С. 211 – 225.
154. Гребеников, А. Г. Особенности расчета долговечности срезных болтовых соединений в условиях действия фреттинг-коррозии и сложного напряженного состояния / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебеньев // Труды VIII Всесоюз. конф. «Современные проблемы обеспечения ресурса авиаконструкций». – М.: ЦАГИ, 1986. – С. 43.
155. Гребеников, А. Г. Способы повышения циклической долговечности многорядных срезных болтовых соединений путем разгрузки крайних рядов / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебеньев // Труды VIII Всесоюз. конф. «Современные проблемы обеспечения ресурса авиаконструкций». – М.: ЦАГИ, 1986. – С. 138.
156. Гребеников, А. Г. Усталостная долговечность срезных болтовых соединений самолетных конструкций в условиях действия растягивающих и сдвигающих усилий / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебеньев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1982. – Вып. 3. – С. 79 – 87.
157. Гребеников, А. Г. Экспериментальное исследование усталостной долговечности срезных болтовых соединений в условиях совместного действия растяжения и сдвига / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебеньев // Труды Всесоюз. конф. «Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций». – Жуковский: ЦАГИ, 1984. – С. 346 – 351.
158. Гребеников, А. Г. Технологические способы повышения усталостной долговечности многорядных соединений путем разгрузки крайних рядов / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, А. Г. Шаманов // Труды III Всесоюз.

- семинара «Опыт механизации выполнения соединений повышенного ресурса, надежности, герметичности и перспективы повышения уровня механизации». – К.: Укр. НИАТ, 1988. – С. 69 – 70.
159. Гребеников, А. Г. Анализ напряженно-деформированного состояния в элементах односрезного болтового соединения с радиальным и осевым натягами с помощью системы ANSYS / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Вып. 8. – С. 35 – 51.
160. Гребеников, А. Г. Анализ напряжённо-деформированного состояния при растяжении пластины с отверстием, заполненным болтом, установленным с радиальным и осевым натягами / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х., 2001. – Вып. 24. – С. 392 – 405.
161. Гребеников, А. Г. Влияние затяжки болтов, установленных в вершинах усталостной трещины, на локальное напряженно-деформированное состояние пластины / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 16(3). – С. 134 – 155.
162. Гребеников, А. Г. Влияние осевого и радиального натягов на податливость болтовых соединений / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Авиационно-космическая техника и технология. Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х., 2002. – Вып. 33. – С. 164 – 172.
163. Гребеников, А. Г. Влияние радиального натяга болтов на напряженно-деформированное состояние пластины с усталостной трещиной и отверстиями, выполненными по ее длине / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 3. – С. 39 – 67.

164. Гребеников, А. Г. Влияние уровня нагружения на изменение напряженно-деформированного состояния пластины с цилиндрическим отверстием, заполненным болтом / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – Вып. 10. – С. 199 – 211.
165. Гребеников, А. Г. Интегрированное проектирование и анализ локального напряженно-деформированного состояния в элементах односрезного болтового соединения / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 11. – С. 159 – 186.
166. Гребеников, А. Г. Интегрированный анализ локального НДС в элементах двусрезного болтового соединения / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 12. – С. 22 – 47.
167. Гребеников, А. Г. Исследование овализации отверстий и напряженно-деформированного состояния в пластине с усталостной трещиной в системе ANSYS 5.3 / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 79 – 95.
168. Гребеников, А. Г. Исследование с помощью системы ANSYS влияния натяга на характеристики локального напряжённо-деформированного состояния элементов болтового соединения / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 2002. – Вып. 1(12). – С. 15 – 25.
169. Гребеников, А. Г. Анализ локального НДС в элементах срезных болтовых соединений самолетных конструкций / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный, Ю. А. Мовчан // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 13. – С. 63 – 91.

170. Гребеников, А. Г. Методология создания поверхностной модели пассажирского самолета с ТВД в системе параметрического моделирования CADDS-5 / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный, А. Н. Петров // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 256 – 265.
171. Гребеников, А. Г. Интегрированные способы задержки роста усталостных трещин в тонкостенных конструкциях / А. Г. Гребеников, С. П. Светличный, А. М. Тимченко // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 2002. – Вып. 4(15). – С. 11 – 21.
172. Гребеников, А. Г. Моделирование конструктивных элементов вертикального оперения пассажирского самолета в компьютерной интегрированной системе CAD/CAM/CAE UNIGRAPHICS / А. Г. Гребеников, А. А. Сердюков // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 14. – С. 122 – 132.
173. Гребеников, А. Г. Конструктивно-технологические методы повышения усталостной долговечности и живучести многоточечных срезных соединений элементов самолетных конструкций / А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев // Труды Всесоюз. науч. конф. «Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций». – Жуковский: ЦАГИ, 1984. – С. 609 – 615.
174. Гребеников, А. Г. Исследование эффективности технологических способов задержки роста усталостных трещин в соединениях тонкостенных конструкций / А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, А. М. Тимченко // Авиационная промышленность. – М.: Машиностроение, 1980. – С. 1 – 3.
175. Гребеников, А. Г. Проектирование продольных соединений стенок лонжеронов на заданную долговечность / А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, С. В. Трубаев // Проектирование самолетных конструкций и их соединений. – Х.: ХАИ, 1987. – С. 74 – 86.
176. Гребеников, А. Г. Методы повышения усталостной долговечности

- соединений в регулярной части лонжеронов / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, В. Н. Стебенев // Труды Всесоюз. конф. «Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций». – Жуковский: ЦАГИ, 1984. – С. 676 – 681.
177. Гребеников, А. Г. Конструктивно-технологические методы продления ресурса заклепочных соединений стенок лонжерона / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, С. В. Трубаев // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 15. – С. 133 – 139.
178. Гребеников, А. Г. Технология исследования усталостной долговечности сборных отсеков лонжеронов с вырезами в стенке / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, С. В. Трубаев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 4. – С. 27 – 36.
179. Гребеников, А. Г. Исследование технологических способов задержки роста усталостных трещин в соединениях тонкостенных конструкций / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, С. В. Трубаев // Труды Всесоюз. семинара «Проблемы оптимизации и автоматизации технологических процессов сборки и выполнения соединений в конструкциях самолетов и вертолетов». – М.: МАИ, 1978. – С. 67 – 76.
180. Гребеников, А. Г. Распределение усилий между болтами односрезного усовидного соединения / А. Г. Гребеников, М. Н. Федотов, В. Н. Клименко // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1978. – Вып. 1. – С. 97 – 101.
181. Гребеников, А. Г. Исследование влияния технологических отклонений по плоскости стыка на долговечность односрезных болтовых соединений самолетных конструкций / А. Г. Гребеников, А. Н. Чайка // Труды XI НТК МС и НТО. – К., 1973.
182. Гребеников, А. Г. Исследование влияния характера контакта по плоскостям

- двусрезного болтового соединения на его выносливость / А. Г. Гребеников, А. Н. Чайка // Труды XI НТК МС и НТО. – К., 1973.
183. Гребеников, А. Г. Интегрированные технологии проектирования высокоресурсных самолетных конструкций / А. Г. Гребеников // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Вып. 7. – С. 15 – 37.
184. Гречищев, Е. С. Соединение с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.
185. Грилицкий, Д. В. Периодическая контактная упругопластическая задача для полуплоскости / Д. В. Грилицкий, В. В. Матус, А. М. Ригин // Прикладная механика. – 1981. – № 5. – С. 89 – 94.
186. Гришин, В. И. Прочность элементов авиационных конструкций с концентраторами напряжений / В. И. Гришин, В. Ю. Донченко, Г. Л. Кожевников. – М.: ЦАГИ, 1983. – № 620 (по материалам иностранной печати за 1970-1982 гг.). – С. 76.
187. Кива, Д. С. Научные основы интегрированного проектирования самолетов транспортной категории: в 3 ч. / Д. С. Кива, А. Г. Гребеников. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2014. – 1304 с.
188. Гузь, А. Н. Теория трещин в упругих телах с начальными напряжениями (жесткие материалы) / А. Н. Гузь // Прикладная механика. – 1981. – № 4. – С. 3 – 9.
189. Давыдов, Ю. В. Геометрия крыла: Методы и алгоритмы проектирования несущих поверхностей / Ю. В. Давыдов, В. А. Злыгарев. – М.: Машиностроение, 1987. – 136 с.
190. Джур, Е. А. Технология создания термокатодов на основе гексаборида лантана / Е. А. Джур. – Дп.: ДДУ, 1994. – 52 с.
191. Дитрих, Я. Проектирование и конструирование: Системный подход: пер. с польск. / Я. Дитрих. – М.: Мир, 1981. – 456 с.

192. Долговечность конструктивных нерегулярностей планера самолета: учеб. пособие по лаб. практикуму, курсовому и дипломному проектированию / А. Г. Гребеников, В. И. Рябков, С. В. Трубаев и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – 117 с.
193. Дорошенко, Ю. О. Політканинні перетворення у деформативному конструюванні геометричних об'єктів / Ю. О. Дорошенко. – К.: Педагогічна думка, 2001. – 390 с.
194. Егер, С. М. Основы автоматизированного проектирования самолетов: учеб. пособие для студентов авиационных специальностей вузов / С. М. Егер, Н. К. Лисейцев, О. С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1986. – 232 с.
195. Егер, С. М. Основы авиационной техники: учеб. / под ред. И. А. Шаталова / С. М. Егер, А. М. Матвиенко, И. А. Шаталов. – 3-е изд., исправл. и доп. – М.: Машиностроение, 2003. – 720 с.
196. Единые нормы летной годности гражданских самолетов. – М.: Машиностроение, 1985. – 470 с.
197. Ефремов, А. Ю. Влияние конструктивных параметров односрезного болтового соединения на коэффициенты концентрации контактных давлений / А. Ю. Ефремов, А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 5. – С. 139 - 148.
198. Жоголев, Е. А. Курс программирования / Е. А. Жоголев, Н. П. Трифионов. – М.: Наука, 1971. – 400 с.
199. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач и др.; отв. ред. В. Л. Рвачев. – АН УССР. Ин-т проблем машиностроения. – К.: Наук. думка, 1989. – 232 с.
200. Зайцев, Н. А. Применение «численного микроскопа» в методе конечных элементов к исследованию полей напряжений в окрестности трещин / Н. А. Зайцев, К. М. Гумеров // Сб. науч. тр. Челяб. политехн. ин-та. – 1981. – № 266, 10-18. – Реф. журнал «Механика». 1983, 1 В467.

201. А. с. 1439307 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Заклепка / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4262397/31-27; заявл. 29.04.87; Опубл. 23.11.88, Бюл. № 43. – 3 с.
202. А. с. 1447023 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Заклепка / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебеньев, Е. Т. Василевский, А. Г. Шаманов (СССР). – № 4230399/31-27; заявл. 04.03.87.
203. А. с. 1581883 СССР, МКИ. F 16 В 19/08. Заклепка / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4334438/31-27; заявл. 13.10.87; опубл. 30.07.90, Бюл. № 28.– 3 с.
204. А. с. 1541436 СССР, МКИ. F 16 В 5/04, 19/06. Заклепочное соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, Е. А. Большаков, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4364210/31-27; заявл. 11.01.88; опубл. 07.02.90, Бюл. № 5. – 3 с.
205. Закономерности развития трещин усталости в пластинах из сплава АК41-Т1 при двухосном напряженном состоянии в условиях нормальных и повышенных температур / С. В. Бутушин, Я. Я. Погребняк, В. Г. Смыков, А. Ф. Тимофеев // Динамика, выносливость и надежность авиационных конструкций и систем. – М.: 1979. – С. 67 - 76.
206. Заявка на винахід № 93080819 Україна, МКІ 5 G 01 В13/08. Спосіб визначення локальної посадки у потайному механічному з'єднанні / В. І. Рябков, А. Г. Гребеніков, В. В. Губарев, В. М. Андрющенко, Е. М. Румянцев, С. Г. Шиян (Україна): Заявлено 04.02.93; опубл. 28.12.94, Бюл. № 7-1. – 4 с.
207. Заявка на изобретение № 4942027/27/046310 СССР, В 21 J 15/36. Обжимка для клепки / А. Г. Гребеников, Н. М. Панченко, И. О. Паньковский, Э. Н. Румянцев, Е. Т. Василевский, И. А. Уличкин (СССР). Заявлено 03.06.91; Решение о выдаче патента 25.03.92.
208. Заявка на изобретение № 5026331/27/079703, Российская Федерация, МКИ F 16 В 5/02. Болтовое соединение деталей / А. Г. Гребеников (UA),

- Э. Н. Румянцев (UA), В. А. Винник (RU), В. Н. Стебенев (RU) (СССР).
Заявлено 27.12.91. Решение о выдаче патента 23.09.93.
209. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред: пер. с англ. А. П. Троицкого и С. В. Соловьева; под ред. Ю. К. Зарецкого / О. Зенкевич, И. Чанг. – М.: Недра, 1974. – 240 с.
210. Интегрированная система создания оригинал-макетов технической, научной и учебной документации на английском языке / А. Г. Гребеников, Ю. Н. Богдан, В. В. Звягинцев, М. В. Кириленко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 1. – С. 102 - 108.
211. Информационные технологии в наукоемком машиностроении: Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса / под общ. ред. А. Г. Братухина. – К.: Техніка, 2001. – 728 с.
212. Иосилевич, Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин / Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
213. Исследование влияния величины контактных давлений на выносливость конструктивных элементов из титанового сплава ВТ-6 / А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, В. Н. Попович, В. Н. Стебенев // Усталостные характеристики летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 1977. – Вып. 1. – С. 20 – 25.
214. Исследование влияния осевого и радиального натягов на выносливость полосы с отверстием / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко и др. // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1976. – Вып. 2. – С. 84 – 92.
215. Исследование влияния характера контакта и полимерного заполнителя ЗП-2 на выносливость срезных болтовых стыков самолетных конструкций / С. А. Вигдорчик, Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Ф. Воронов // Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. – М.: ЦАГИ, 1974. – Вып. 1. – С. 57 – 62.

216. Исследование выносливости моделей усовидных стыков самолетных конструкций / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, М. Н. Федотов // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1976. – Вып. 2. – С. 76 – 84.
217. Исследование выносливости потайных болтовых стыков с натягом / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, В. Н. Стебеньев // Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. – М.: ЦАГИ, 1974. – Вып. 1. – С. 44 – 46.
218. Исследование долговечности срезных болтовых стыков при использовании полимерного заполнителя ЗП-2 / С. А. Вигдорчик, Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Ф. Воронов // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1975. – Вып. 1. – С. 113 – 119.
219. Исследование кинетики разрушения пластичных материалов на заключительной стадии деформирования / А. А. Лебедев, О. И. Марусий, Н. Г. Зайцев, Н. Г. Чаусов // Проблемы прочности. – 1982. – № 1. – С. 12 – 18.
220. Исследование концентрации контактных давлений в односрезном болтовом соединении / А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, В. Н. Клименко, В. Н. Стебеньев // Вопросы оптимизации тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1975. – Вып. 1. – С. 150 – 159.
221. Исследование усталостных характеристик полосы с заполненным отверстием в условиях фреттинг-коррозии / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко и др. // Усталостные характеристики летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 1977. – Вып. 1. – С. 35 – 39.
222. К исследованию выносливости соединений стенки с поясами и стойками в лонжеронах / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, В. Н. Стебеньев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1978. – Вып. 1. – С. 85 – 89.
223. Казанцев, В. Г. Конечноэлементный анализ поля напряжений в окрестности

- трещин энергетическими и прямыми методами / В. Г. Казанцев, А. И. Мишичев // Прикладная механика. – 1982. – № 3. – С. 77 – 81.
224. Карпов, Г. Н. Задачи конструкционного торможения трещин: автореф. дис.... канд. техн. наук: 05.07.03 / Н. Г. Карпов; Моск. ин-т хим. машиностроения. – М., 1982. – 34 с.
225. Качество и сертификация промышленной продукции: учеб. пособие / А. Г. Гребеников, А. К. Мялица, В. М. Рябченко и др. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – 396 с.
226. Кинетика роста несквозных усталостных трещин в элементах самолетных конструкций / А. А. Шанявский, А. В. Карасев, С. Д. Попов, К. А. Вонцович // Наука и техника гражд. авиации. Науч.-техн. реферат // Сб. науч. труд. ГосНИИ Г. Сер. ЛА и двигатели. – 1982. – Вып. 2. – С. 19 – 22.
227. Кирдюк, А. М. Об учете условий эксплуатации при прогнозировании роста усталостных трещин / А. М. Кирдюк, В. П. Павелко // Динамика, выносливость и надежность авиационных конструкций и систем. – М., 1979. – С. 59 – 62.
228. Кириленко, А. Б. Некоторые закономерности роста ранних усталостных трещин в образцах из Д16 АТВ / А. Б. Кириленко // Эксплуатационная надежность планера и систем воздушных судов: сб. науч. тр. КИИГА. – К., 1981. – С. 34 – 36.
229. Кишкина, С. И. Сопротивление разрушению алюминиевых сплавов / С. И. Кишкина. – М.: Металлургия, 1981. – 280 с.
230. Ключев, П. А. Система создания двуязычного каталога деталей и сборочных единиц самолета / П. А. Ключев, А. Г. Гребеников, С. В. Воронов // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1998. – Вып. 1. – С. 111 – 114.
231. Кобелев, Е. А. Численный метод исследования напряженно-деформированного состояния около подкрепленного отверстия для пластин конечных размеров / Е. А. Кобелев // Строительная механика сооружений. –

- Л., 1982. – С. 46 – 52. – Реф. журнал «Механика», 1983. – 2 В521.
232. Кобылянский, А. А. Характеристики газотурбинных двигателей: учеб. пособие / А. А. Кобылянский, А. Г. Гребеников. – Х.: ХАИ, 1985. – 82 с.
233. Когаев, В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 347 с.
234. Когаев, В. П. Сопротивление усталости в зонах концентрации напряжений с малыми радиусами / В. П. Когаев // Машиноведение. – 1983. – № 1, 61 – 66. – Реф. журнал «Механика», 1983, 3 Д630.
235. Комплекс технических, системных и программных средств для проектирования и анализа авиационных конструкций / Г. Б. Варшавьяк, А. Г. Гребеников, А. М. Гуменный, А. В. Заозерский // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1998. – Вып. 1. – С. 42 – 46.
236. Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций: доклады научно-техн. конф. по ресурсу авиаконструкций: в 6 кн. – М.: ЦАГИ, 1984. – Кн. 4. – 856 с.
237. Компьютерное моделирование летательного аппарата многофункционального беспилотного авиационного комплекса гражданского назначения / В. Д. Белый, А. К. Мялица, А. Г. Гребеников и др. // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х., 2001. – Вып. 25. – С. 88 – 100.
238. Компьютерно-физическое моделирование в авиации / Я. И. Скалько, Г. Ю. Дукин, В. И. Лахно и др. / под ред. В. И. Лахно. – Х.: Септима ЛТД, 2001. – 224 с.
239. Компьютерные интегрированные и открытые информационные технологии в учебном процессе / А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский, Ю. В. Шипилов и др. // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». –

- Х.: ХАИ, 1996. – С. 20 – 24.
240. Компьютерные технологии проектирования: консп. лекций / А. Г. Гребеников, А. М. Гуменный, В. В. Парфенюк и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – Ч. 1. – 449 с.
241. Компьютерные технологии проектирования: консп. лекций / А. Г. Гребеников, Ю. В. Железняков, А. М. Гуменный. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Ч.2. – 226 с.
242. Компьютерные технологии проектирования: консп. лекций: в 2 ч. / А. Г. Гребеников, А. А. Кобылянский, Ю. В. Железняков и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Ч.1. – 172 с.
243. Компьютерные технологии проектирования: лаб. практикум: в 2 ч. / А. Г. Гребеников, А. А. Кобылянский, В. Н. Желдоченко и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – Ч.1.– 103 с.
244. Конструирование крыла пассажирского самолета в компьютерной интегрированной системе CAD/CAM/CAE UNIGRAPHICS / Ю. В. Железняков, А. Г. Гребеников, А. М. Гуменный // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 52 - 56.
245. Конструктивно-технологические методы повышения усталостной долговечности односрезных заклепочных соединений / А. Г. Гребеников, В. М. Андрющенко, Е. Т. Василевский, В. Н. Стебнев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1983. – Вып. 4. – С. 59 - 67.
246. Конструктивно-технологические способы повышения усталостной долговечности поперечных срезных болтовых соединений самолетных конструкций: Руковод. техн. материалы / В. Н. Стебнев, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, Э. Н. Румянцев // Сопротивление усталости и трещиностойкость сплавов, элементов и агрегатов авиационных

- конструкций. – М.: ЦАГИ, 1990. – Вып. 6. – 80 с.
247. Конструктивно-технологические способы повышения усталостной долговечности соединений стенок с поясами и перестыковочными накладками в сборных лонжеронах: Руковод. техн. материалы / В. Н. Стебеньев, А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко и др. // Сопротивление усталости и трещиностойкость сплавов, элементов и агрегатов авиационных конструкций. – М.: ЦАГИ, 1987. – Вып. 2. – 40 с.
248. Конструктивные способы задержки роста усталостных трещин в стенках лонжеронов / А. Г. Гребеников, С. В. Трубаев, А. М. Тимченко, В. Н. Стебеньев // Проектирование самолетных конструкций и их соединений. – Х.: ХАИ, 1986. – С. 32 – 39.
249. Концепция подготовки специалистов для работы в условиях компьютерно-интегрированных производств / В. И. Рябков, В. Н. Фурашев, В. С. Кривцов и др. // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 9 – 12.
250. Концепция создания автоматизированного беспилотного авиационного диагностического комплекса для контроля технического состояния трубопроводного транспорта / В. Д. Белый, А. К. Мялица, А. Г. Гребеников и др. // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ. – 2001. – Вып. 5(11). – С. 37 – 44.
251. Концепция создания корпоративной информационно-вычислительной сети Харьковского авиационного института / Н. Т. Березюк, В. И. Рябков, В. С. Кривцов и др. // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 13 – 16.
252. Концепция создания корпоративной информационно-вычислительной сети предприятий авиационно-промышленного комплекса / А. К. Мялица, А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский и др. // Открытые информационные и

- компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1998. – Вып. 2. – С. 13 – 29.
253. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
254. Крепежные изделия односторонней клепки и безударной постановки по отраслевым стандартам и чертежам собственной разработки. Каталог: в 5 ч. – Нижний Новгород, АО «Нормаль», 1996. – Ч. 3. – 82 с.
255. Крепежные изделия по национальным стандартам Германии и США. Каталог: в 5 ч.– Нижний Новгород, АО «Нормаль», 1995. – Ч. 4. – 100 с.
256. А. с. 781422 СССР, МКИ F 16 В 19/06/. Крепежный элемент / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, А. М. Тимченко, Е. Т. Василевский, В. П. Рычик, В. Н. Стебенев (СССР). – № 2692339/25-27; заявл. 06.12.78; опубл. 23.11.80, Бюл. № 43. – 3 с.
257. Кривов, Г. А. Технология самолетостроительного производства / Г. А. Кривов. – К., УкрНИИАТ, 1997. – 459 с.
258. Кривов, Г. А. Мировая авиация на рубеже XX-XXI столетий. Промышленность, рынки / Г. А. Кривов, В. А. Матвиенко, Л. Ф. Афанасьева. – К.: УкрНИИАТ. – 2003. – 296 с.
259. Кривцов, В. С. Проектирование вертолетов: учеб. / В. С. Кривцов, Я. С. Карпов, Л. И. Лосев.– Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – 344 с.
260. Критический анализ некоторых вероятностных моделей развития усталостных трещин // Экспресс-информация «Воздушный транспорт». Гос НИИ ГА. – Сер. Надежность, вечность, ресурс, техническое обслуживание и ремонт. – 1981. – Вып. 2. – С. 9 – 12.
261. Крысин, В. Н. Технологическая подготовка авиационного производства / В. Н. Крысин. – М.: Машиностроение, 1984. – 200 с.
262. Кукишев, В. Л. О разновидности метода конечных элементов / В. Л. Кукишев, Ю. Н. Санкин // Прикладная механика. – 1982. – № 7. – С. 29 – 33.

263. Лагутин, В. Г. Растяжение пластины с трещиной вблизи упрочненного отверстия, заполненного упругим диском / В. Г. Лагутин // Учен. записки ЦАГИ. – 1982. – 13. – № 5. – С. 148-154. – Реф. журнал «Механика», 1983, 2 В668.
264. Лебедев, А. А. К оценке трещиностойкости пластичных материалов / А. А. Лебедев, Н. Г. Чаусов // Проблемы прочности. – 1982. – № 2. – С. 11 – 13.
265. Леонтьев, В. П. Новейшая энциклопедия Интернет / В. П. Леонтьев. – М.: ОЛМА-ПРЕСС, 2002. – 607 с.
266. Летные испытания самолетов: учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений / К. К. Васильченко, В. А. Леонов, И. М. Пашковский, Б. К. Поплавский. – М.: Машиностроение, 1996. – 720 с.
267. Лизин, В. Т. Проектирование тонкостенных конструкций / В. Т. Лизин, В. А. Пяткин. – М.: Машиностроение, 1976. – 408 с.
268. Лисейцев, Н. К. Вопросы машинного проектирования и конструирования самолетов / Н. К. Лисейцев, О. С. Самойлович. – М.: МАИ, 1977. – 82 с.
269. Локальная информационно-вычислительная сеть самолетостроительного факультета Харьковского авиационного института / Л. А. Малашенко, А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский и др. // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 43 – 45.
270. Мазепа, А. Г. Методика определения длины трещины по раскрытию берегов надреза / А. Г. Мазепа, Е. А. Гринь, Т. Н. Морозова // Проблемы прочности. – 1982. – № 6. – С. 21 – 24.
271. Матвиенко, В. А. Производство пассажирских и транспортных самолетов / В. А. Матвиенко, А. А. Щурбак // Техническая информация УкрНИИАТ 1 (9). – К.: УкрНИИАТ, 1999. – 136 с.
272. Матусевич, В. И. Концепция и планы комплексного решения задач

- автоматизированного проектирования, технологической подготовки и управления самолетостроительным производством / В. И. Матусевич, Ю. Р. Бойко // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 1999. – Вып. 1. – С. 77 – 82.
273. Машиностроение: энциклопедия. Самолеты и вертолеты. Кн. 1/ Ред. совет: К. В. Фролов и др. – М.: Машиностроение. – Т. IV-21. Аэродинамика, динамика полета и прочность / Г. С. Бюшгенс, Ю. А. Азаров, Г. А. Амирьянц и др.; под общ. ред. Г. С. Бюшгенса, 2002. – 800 с.
274. Методика оценки влияния конструктивных параметров на долговечность соединений стенок лонжерона / А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, А. М. Тимченко, С. В. Трубаев // Самолетостроение. Техника воздушного флота. – Х.: ХГУ. – 1988. – Вып. 55. – С. 71 - 77.
275. Методика оценки влияния конструктивных параметров на долговечность соединений стенок лонжеронов / А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, А. М. Тимченко, С. В. Трубаев // Труды VIII Всесоюз. конф. «Современные проблемы обеспечения ресурса авиаконструкций». – М.: ЦАГИ, 1986. – С. 142.
276. Методика создания управляющих программ на станки с ЧПУ для изготовления формовочных приспособлений с использованием системы CAD/CAM/CAE UNIGRAPHICS / А. К. Мялица, С. А. Филиппов, А. Г. Гребеников, С. А. Лихачев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998.– Вып 2. – С. 96 – 101.
277. Методические указания к дипломному проектированию для студентов специальности 1301 (специализация – самолетостроение). Сост: А. Г. Гребеников, А. А. Кобылянский, В. И. Рябков. – Х.: ХАИ, 1990. – 39 с.
278. Методология создания твердотельной модели носка нервюры руля направления самолета с применением компьютерных интегрированных систем CADD5 и UNIGRAPHICS / А. Г. Гребеников, А. Н. Петров, С. П. Светличный и др. //

- Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэроком. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 2. – С. 266 – 274.
279. Методы обеспечения заданной долговечности и герметичности неподвижных потайных болтовых соединений / А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, В. А. Гребеников, А. М. Гуменный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 15. – С. 131 – 153.
280. Методы определения влияния конструктивно-технологических параметров на выносливость элементов планера самолёта / А. Г. Гребеников, С. В. Трубаев, В. А. Гребеников и др. // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – Вып. 10. – С. 19 – 54.
281. Методы оптимизации авиационных конструкций / Н. В. Баничук, В. И. Бирюк, А. П. Сейранян и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 296 с.
282. Механика разрушения. Разрушение конструкций: пер. с англ. / под ред. Р. В. Гольдштейна. – М.: Мир, 1980. – 255 с.
283. Младенцев, И. П. Исследование прочности заклепочных соединений // Труды ЦАГИ. – Вып. №1471. – М.: ЦАГИ, 1972. – 88 с.
284. А. с. 1751461 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Многорядное соединение деталей / Э. Н. Румянцев, В. М. Андрющенко, А. Г. Гребеников, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4858982/27; заявл. 13.08.90; опубл. 30.07.92, Бюл. № 28.– 3 с.
285. Моделирование авиационных конструкций с помощью системы КОМПАС-ГРАФИК5.X: учеб. пособие / И. Г. Волокитин, А. Г. Гребеников, А. К. Мялица, О. Н. Лысенко. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – 285 с.
286. Моделирование объектов авиационной техники с помощью компьютерных систем: лаб. практикум: в 2 ч. / А. Г. Гребеников, В. Н. Король, Ю. В. Железняков и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Ч. 1. – 181 с.

287. Науменко, В. П. Метод определения раскрытия трещин в условиях плоской деформации / В. П. Науменко // Проблемы прочности. – 1981. – Т. 9. – С. 28 – 34
288. Науменко, П. О. Исследование с помощью системы CAD\CAE ANSYS влияния технологических отклонений, образующихся при изготовлении заклепок по ОСТ1 34040-79 и выполнении отверстий под их установку, на характер распределения радиального натяга и НДС по толщине пакета после процесса клепки / П. О. Науменко, А. Г. Гребеников, Ю. А. Мовчан // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ. – 2003. – Вып. 2(18). – С. 15 – 24.
289. Науменко, П. О. Метод определения усилий запрессовки, втягивания и выпрессовки болтов при их установке в алюминиевые пакеты с радиальным натягом отверстиями / П. О. Науменко, А. Г. Гребеников, Ю. А. Мовчан // Авиационно-космическая техника и технология. Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Х., 2003. – Вып. 38/3. – С. 14 – 23.
290. Нормы летной годности самолетов транспортной категории (АП-25). – М.: МАК, 1994. – 322 с.
291. О базисе системы качества промышленной продукции в современных социально-экономических условиях / В. И. Рябков, В. Н. Фурашев, А. Г. Гребеников, А. В. Юрченко // Труды науч.-метод. конф. «Методологические проблемы качества обучения и обучение качеству». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 70–79.
292. Обзор современных методов расчета и корреляции при оценке усталости. Fatigue offs kore Struct Dteels Implicit. Dep. Enenergy's Res. Programme Proc. Cont., London, 24-25 Febr, 1984, London.1981, 113-121. – Реф. журнал «Механика», 1983, 3 Д625.
293. Оборудование самолетов: учеб. пособие / А. Г. Гребеников, А. А. Кобылянский, В. В. Буланов, С. А. Бычков. – Х.: ХАИ, 1988. – 103 с.
294. Общее проектирование вертолетов / В. А. Богуслаев, В. С. Кривцов,

- Л. И. Лосев, В. И. Рябков. – Запорожье: ОАО Мотор Сич, 2001. – 324 с.
295. Определение усталостной долговечности элементов конструкций, выполненных из сталей: учеб. пособие / М. Н. Федотов, В. И. Рябков, А. Г. Гребеников и др. – Х.: ХАИ, 1989. – 33 с.
296. Опыт внедрения в учебный процесс самолетостроительного факультета ХАИ системы CAD/CAM КОМПАС / В. И. Рябков, А. Г. Гребеников, А. А. Сердюков, И. Г. Волокитин // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1998. – Вып. 1. – С. 39 – 42.
297. Опыт создания учебного процесса по курсу «Информационные ресурсы и услуги INTERNET» / А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский, А. Г. Анохин, С. Н. Емельянцева // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 27 – 30.
298. Организация учебного процесса по курсу «Информационные ресурсы и услуги сети INTERNET» / В. И. Рябков, А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский, С. Н. Емельянцева // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 1. – С. 7 – 9.
299. Орлов, К. Я. Ремонт самолетов и вертолетов / К. Я. Орлов, В. А. Пархимович. – М.: Транспорт, 1986. – 295 с.
300. Основы общего проектирования самолетов с газотурбинными двигателями: учеб. пособие: в 2 ч. / П. В. Балабуев, С. А. Бычков, А. Г. Гребеников и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Ч. 1. – 454 с.
301. Основы общего проектирования самолетов с газотурбинными двигателями: учеб. пособие: в 2 ч. / П. В. Балабуев, С. А. Бычков, А. Г. Гребеников и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Ч. 2. – 390 с.
302. Особенности интегрированного проектирования заклепочных соединений самолетных конструкций / А. Г. Гребеников, С. А. Бычков, С. В. Трубаев и

- др. // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 14. – С. 99 – 154.
303. Особенности перевода авиационной технической документации на английский язык: учеб. / Ю. Г. Андриенко, Ю. Н. Богдан, А. Г. Гребеников и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – 441 с.
304. Особенности создания высокоресурсных потайных заклепочных соединений тонких обшивок / А. Г. Гребеников, В. В. Губарев, С. В. Воронов, С. А. Третьяков // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2000. – Вып. 6.– С. 87 – 106.
305. Парамонов, Ю. М. Надежность, живучесть и ресурс конструкций летательных аппаратов / Ю. М. Парамонов. – Рига: РКИИ ГА, 1980. – 79 с.
306. Пат. 2066003. Российская Федерация, МКИ F 16 В 19/06. Заклепка / А. Г. Гребеников (UA), В. В. Губарев (UA), В. М. Андриющенко (UA), С. Г. Васильченко (UA), С. Г. Шиян (UA), Е. А. Большаков (UA), В. М. Пупышев (UA), Е. Т. Василевский (UA), В. Н. Стебенев (RU), В. Ф. Воронов (RU). – № 5023844/08; заявл. 27.01.92; опубл. 27.08.96, Бюл. № 24. – 3 с.
307. Пат. 51545. Украина, МКИ В64С39/02, В64С31/036, В64С37/00, В64F1/02, G05D1/00, G08G5/02, G08G9/00. Авіаційний комплекс дистанційної діагностики / В. Д. Бєлий, О. Г. Гребеніков, А. К. М'ялиця, В. О. Черановський, І. І. Капцов, В. І. Холодов, О. М. Тимченко, В. В. Парфенюк (Україна). – № 2002054162; заявл. 21.05.02; опубл. 15.11.02, Бюл. № 11. – 2002 р.
308. Пат. № 3469305, США, Кл. 29-527, 4, 1969.
309. Петриков, В. Г. Прогрессивные крепежные изделия / В. Г. Петриков, А. П. Власов. – М.: Машиностроение, 1991. – 256 с.
310. Петухов, А. Н. Соппротивление усталости деталей ГТД / А. Н. Петухов. –

М.: Машиностроение, 1993. – 240 с.

311. Писаренко, Г. С. Исследование явления останковки трещины в пластине зонами поперечного сжатия / Г. С. Писаренко // Проблемы прочности. – 1978. – № 1. – С. 8 – 12.
312. Писаренко, Г. С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – К.: Наук. думка, 1976. – 415 с.
313. Писаренко, Г. С. Методика исследования разрушения листовых материалов при двухосном нагружении / Г. С. Писаренко, В. П. Науменко, Е. Е. Онищенко // Проблемы прочности. – 1982. – № 3. – С. 3 – 9.
314. Повышение долговечности болтовых стыков с помощью полимерных заполнителей / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Ф. Воронов, С. А. Вигдорчик // Авиационная промышленность. – М.: Машиностроение. – 1976. – Вып. 1. – С. 13 - 14.
315. Повышение долговечности и живучести тонкостенных конструкций с усталостными трещинами / Е. Т. Василевский, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебенев, А. М. Тимченко // Труды Всесоюз. конф. «Комплексное обеспечение ресурса авиаконструкций». – Жуковский: ЦАГИ. – 1984. – С. 682 – 688.
316. Повышение усталостной долговечности соединений обшивок с накладками путем разгрузки крайних рядов / А. Г. Гребеников, В. М. Андрющенко, А. М. Тимченко и др. // Проектирование самолетных конструкций и их соединений. – Х.: ХАИ, 1986. – С. 50 – 58.
317. Предельные нагрузки болтовых соединений с накладкой при растяжении или изгибе. *Constr. Met*, 1982, 19, № 2, 35-59. – Реф. журнал «Механика», 1983, 1 Д64.
318. Перевод № 1630. Смазывающая способность дисульфида молибдена. Источник: *Industrial Lubrication and Tribology*, 1969. – P. 241–247.
319. Приложение механики разрушения к прогнозированию фреттинг-усталости.

- Fretting Fatigue London, 1981, 67-97. Место хранения – ГПНТБ СССР. – Реф. журнал «Механика», 1983, 3 Д569.
320. Применение вероятностно-статистических методов к вопросам прочности летательных аппаратов / По материалам иностранной печати. № 502. «Обзоры. Переводы. Рефераты». – М.: ЦАГИ, 1976. – 81 с.
321. Применение полимерных заполнителей при ремонте неподвижных срезных соединений элементов планера самолета / М. Н. Федотов, А. Г. Гребеников, В. М. Андрющенко и др. // Труды Всесоюз. науч. конф. «Инженерно-авиационное обеспечение безопасности полетов». – М.: МИИГА, 1985. – С. 54.
322. Проектирование гражданских самолетов: Теории и методы / И. Я. Катырев, М. С. Неймарк, В. М. Шейнин и др.; под ред. Г. В. Новожилова. – М.: Машиностроение, 1991. – 672 с.
323. Проектирование конструкций самолетов: учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Самолетостроение» / Е. С. Войт, А. И. Ендогур, З. А. Мелик-Саркисян, И. М. Алявдин. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
324. Проектирование оптимальных конструкций летательных аппаратов / По материалам иностранной печати за 1957-1967 гг. – № 308. «Обзоры. Переводы. Рефераты». – М.: ЦАГИ, 1970. – 144 с.
325. Проектирование самолетных конструкций и их соединений: темат. сб. науч. трудов. – Х.: ХАИ, 1986. – 220 с.
326. Проектирование самолётов: лаб. практикум / А. Г. Гребеников, А. А. Кобылянский, В. Н. Король и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – 176 с.
327. Проектирование самолетов: учеб. для вузов / С. М. Егер, В. Ф. Мишин, Н. К. Лисейцев и др.; под. ред. С. М. Егера. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 616 с.
328. Проектирование соединений стенок в сборных лонжеронах с учетом

- усталостной долговечности: учеб. пособие / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, С. В. Трубаев и др. – Х.: ХАИ, 1988. – 90 с.
329. Проектирование элементов самолетных конструкций с учетом усталости: учеб. пособие по лаб. практикуму / А. Г. Гребеников, В. И. Рябков, В. М. Андрущенко и др. – Х.: ХАИ, 1993. – 112 с.
330. Прочность самолета (Методы нормирования расчетных условий прочности самолета) / под. ред. А. И. Макаревского. – М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.
331. Радиопрозрачные обтекатели летательных аппаратов. Проектирование, конструкционные материалы, технология производства, испытания: учеб. пособие / А. Г. Ромашин, В. Е. Гайдачук, Я. С. Карпов, М. Ю. Русин. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – 239 с.
332. Радченко, С. Г. Математическое моделирование технологических процессов в машиностроении / С. Г. Радченко. – К.: ЗАО «Укрспецмонтажпроект», 1998. – 274 с.
333. Разработка геометрической модели общего вида пассажирского самолета в компьютерной интегрированной системе CAD/CAM/CAE UNIGRAPHICS / А. Г. Гребеников, Ю. В. Железняков, С. В. Федченко и др. // Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 25 – 26.
334. Разработка конструкций потайных заклепок с компенсатором в виде двойного усеченного конуса для соединения элементов крыла самолета / С. А. Бычков, А. Г. Гребеников, Е. Т. Василевский, Ю. А. Мовчан // Труды Междунар. науч.-техн. конф. «Проектирование и производство самолетов и вертолетов». – Х.: Рыбачье: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2003. – С. 11 – 15.
335. Разработка математического и программного обеспечения выбора параметров пассажирского самолета в компьютерной интегрированной системе / А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, А. А. Кобылянский и др.//

- Труды Междунар. науч.-метод. конф. «Подготовка специалистов к работе в условиях открытых информационных и компьютерных технологий». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 49 – 51.
336. Расчет распределения усилий между крепежными элементами в соединениях листовых деталей методом подконструкций / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, Э. Д. Голод, С. А. Вострокнутов // Вопросы проектирования и повышения ресурса самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1989. – С. 31 – 42.
337. Ремонт летательных аппаратов: учеб. для вузов гражданской авиации / под ред. Н. Л. Голего. – М.: Транспорт, 1977. – 424 с.
338. Рудаков, А. Г. Эффективность местного глубокого пластического деформирования как способа повышения ресурса деталей самолета: автореф. дис.... канд. техн. наук: 05.07.04 / А. Г. Рудаков / Всесоюз. ин-т авиац. материалов. – М., 1983. – 28 с.
339. Румянцев, Э. Н. Выносливость поперечных болтовых соединений в условиях растяжения со сдвигом / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, Л. Д. Арсон // Авиационная промышленность. – М.: Машиностроение, 1980. – С. 3 – 5.
340. Румянцев, Э. Н. Исследование выносливости поперечных болтовых панелей в условиях растяжения со сдвигом / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, Л. Д. Арсон // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1979. – Вып. 2. – С. 76 – 79.
341. Рябков, В. И. Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии в учебном процессе Государственного аэрокосмического университета «ХАИ» / В. И. Рябков, А. Г. Гребеников, А. В. Заозерский // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1998. – Вып. 2. – С. 9 – 12.
342. Рябков, В. И. Концепция современного инженерного образования / В. И. Рябков, А. Г. Гребеников, В. Н. Фурашев // Труды науч.-метод. конф.

- «Методологические проблемы качества обучения и обучение качеству». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 7 – 9.
343. Савинаев, И. А. Исследование способов задержки роста усталостных трещин в тонкостенных конструкциях: автореф. дис.... канд. техн. наук: 05.07.05 / И. А. Савинаев, Рижск. ин-т. – Рига, 1973. – 26 с.
344. Савченко, Н. И. Прогнозирование процесса развития усталостных трещин / Н. И. Савченко // Эксплуатационная надежность планера и систем воздушных судов. – К.: КИИ ГА, 1983. – С. 47 – 52.
345. Сборник докладов науч.-техн. конф. Кн. 1. – М.: ЦАГИ, 1984. – 211 с.
346. Сборник докладов науч.-техн. конф. Кн. 2. – М.: ЦАГИ, 1984. – 428 с.
347. Сборник докладов науч.-техн. конф. Кн. 3. – М.: ЦАГИ, 1984. – 641 с.
348. Сборник докладов науч.-техн. конф. Кн. 5. – М.: ЦАГИ, 1984. – 1025 с.
349. Сенник, В. Я. Анализ характеристик развития усталостных трещин в элементах авиационных конструкций по данным эксплуатации / В. Я. Сенник // Труды ЦАГИ. – М., 1975. – С. 17 – 18.
350. Системное обеспечение корпоративной информационно-вычислительной сети ХАИ / В. С. Кривцов, В. И. Рябков, А. Г. Гребеников, С. Н. Емельянец, А. В. Заозерский // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1998. – Вып. 1. – С. 3 – 7.
351. Системы машинного проектирования конструкций и машинного конструирования / По материалам зарубежной печати за 1967-1975 гг. – № 493. «Обзоры. Переводы. Рефераты». – М.: ЦАГИ, 1976. – 75 с.
352. Смирнов, Н. Н. Обслуживание и ремонт авиационной техники по состоянию / Н. Н. Смирнов, А. А. Ицкович. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
353. Современные технологии авиастроения / под ред. А. Г. Братухина, Ю. Л. Иванова. – М.: Машиностроение, 1999. – 832 с.
354. Современные технологические процессы сборки планера самолета / под ред.

- Ю. Л. Иванова. – М.: Машиностроение, 1999. – 304 с.
355. А. с. 1186844 СССР, МКИ F 16 В 5/04. Соединение деталей внахлестку: / А. Г. Гребеников, В. М. Андрющенко, А. М. Тимченко, С. В. Трубаев, А. Е. Литвиненко, Е. Т. Василевский, В. Н. Стебенов (СССР). – №3735962/25-27; заявл. 04.05.84; опубл. 23.10.85, Бюл. № 39. – 2 с.
356. А. с. 978649 СССР, МКИ F 16 В 5/04, F 16 В 19/04. Соединение деталей внахлестку / А. Г. Гребеников, В. М. Андрющенко, А. М. Тимченко, В. Н. Стебенов, А. Е. Литвиненко, Е. Т. Василевский (СССР). – № 3231978/25-27; заявл. 05.01.81.
357. А. с. 1208335 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей и способ сборки деталей / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебенов, А. М. Тимченко, Е. Т. Василевский, А. Е. Литвиненко (СССР). – № 3789860/25-27; заявл. 09.07.84; опубл. 30.01.86, Бюл. № 4. – 3 с.
358. А. с. 1444566 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей и способ сборки деталей / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебенов, Е. Т. Василевский, А. Г. Шаманов (СССР). – № 4136037/31-27; заявл. 15.10.86; опубл. 15.12.88, Бюл. № 46. – 4 с.
359. А. с. 1203252 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебенов, А. М. Тимченко, Е. Т. Василевский (СССР). – № 3788939/25-27; заявл. 03.07.84; опубл. 07.01.86, Бюл. № 1. – 3 с.
360. А. с. 1303747 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, В. Н. Стебенов, А. М. Тимченко, Е. Т. Василевский (СССР). – № 3995735/31-27; заявл. 25.12.85; опубл. 15.04.87, Бюл. №14. – 3 с.
361. А. с. 1355780 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебенов, А. Г. Шаманов (СССР). – № 4005759/40-27; заявл. 10.01.86; опубл. 30.11.87, Бюл. № 44. – 3 с.
362. А. с. 1418524 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей /

- А. Г. Гребеников, В. М. Андриющенко, А. М. Тимченко, В. Н. Стебеньев, Е. Т. Василевский (СССР). – № 4182974/31-27; заявл. 15.01.87; опубл. 23.08.88, Бюл. № 31. – 2 с.
363. А. с. 1428844 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, А. Г. Шаманов (СССР). – № 4138664/31-27; заявл. 20.10.86; опубл. 07.10.88, Бюл. № 37. – 3 с.
364. А. с. 1477011 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4241184/31-27; заявл. 11.05.87.
365. А. с. 1493804 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4317956/31-27; заявл. 20.10.87; опубл. 15.07.89, Бюл. № 26. – 3 с.
366. А. с. 1735624 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4837914/27; заявл. 12.06.90; опубл. 23.05.92, Бюл. № 19. – 3 с.
367. А. с. 1754923 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, Е. Т. Василевский, Е. А. Большаков (СССР). – № 4251829/63; заявл. 29.05.87; опубл. 15.08.92, Бюл. № 30. – 3 с.
368. А. с. 627252 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Соединение деталей / Л. Д. Арсон, Е. А. Большаков, А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко (СССР). – № 2462838/25-27; заявл. 09.03.77; опубл. 05.10.78, Бюл. № 37. – 2 с.
369. А. с. 1010325 СССР. Соединение листовых деталей внахлестку / А. Г. Гребеников, В. М. Андриющенко, А. М. Тимченко, В. Н. Стебеньев, С. А. Бычков, Е. Т. Василевский. – № 3231827/25-27; опубл. 15.07.93, Бюл. № 13. – 2 с.
370. А. с. 649894 СССР, МКИ F 16 В 35/04. Соединительное устройство /Л. Д. Арсон, Е. Т. Василевский, А. Г. Гребеников, В. Н. Желдоченко, В. Н. Стебеньев, А. М. Тимченко (СССР). – № 2444630/25-27; заявл. 19.01.77;

опубл. 28.02.79, Бюл. № 8. – 3 с.

371. Сопротивление усталости металлов при многоосном напряженном состоянии. *Curr Adv. Mech. Des and Prod Proc. Ist Int Conf.*, Cairo, 27-29, Dec, 1979, Oxford e-a, 1981. 329-340 – Реф. журнал «Механика», 1983, 1 Д428.
372. Сопротивление усталости моделей типовых потайных болтовых соединений / А. Г. Гребеников, С. В. Трубаев, В. А. Гребеников, А. М. Гуменный // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2002. – Вып. 32. – С. 390 – 401.
373. Сопротивление усталости пластин с заполненными болтами или втулками отверстиями, выполненными при действии на пластину растягивающей нагрузки / А. Г. Гребеников, Е. Т. Василевский, Ю. Н. Богдан, А. Е. Новожилов // *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2002. – Вып. 29 (2). – С. 144 – 151.
374. Сопротивление усталости пластин с отверстиями и типовых заклепочных соединений / А. Г. Гребеников, В. М. Андриященко, В. А. Гребеников и др. // *Авиационно-космическая техника и технология. Труды Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ»*. – Х., 2002. – Вып. 32. – С. 73 – 86.
375. Сопротивление усталости ремонтных вариантов заклепочных соединений / В. М. Андриященко, Е. Т. Василевский, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев // *Труды VIII Всесоюз. конф. «Современные проблемы обеспечения ресурса авиаконструкций»*. – М.: ЦАГИ, 1986. – С. 44.
376. Сопротивление усталости элементов конструкций / А. З. Воробьев, Б. И. Олькин, В. Н. Стебеньев и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
377. А. с. 1165552 СССР, МКИ В 23 Р 6/00. Способ задержки роста усталостных трещин в конструкциях / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, Е. Т. Василевский, В. Н. Стебеньев, В. В. Шипилов (СССР). – №3707286/25-27; заявл. 23.11.83; опубл. 07.07.85, Бюл. № 25. – 3 с.
378. А. с. 1191247 СССР, МКИ В 23 Р 6/04. Способ задержки роста усталостных

- трещин / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, Э. Д. Голод, С. В. Трубаев, В. Н. Стебенов, Е. Т. Василевский (СССР). – № 3746532/25-27; заявл. 30.05.84; опубл. 15.11.85, Бюл. № 42. – 4 с.
379. А. с. 1374670 СССР, МКИ В 64 F 5/00, В 23 Р 6/04. Способ задержки роста усталостных трещин / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, Э. Д. Голод, В. Н. Стебенов, Е. Т. Василевский, В. М. Андриющенко (СССР). – № 3739654/31-27/063398; заявл. 16.05.84.
380. А. с. 1697369 СССР, МКИ В 64 F 5/00. Способ изготовления лонжерона крыла самолета / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4800811/27; заявл. 11.03.90.
381. А. с. 1766571 СССР, МКИ В 21 J 15/02. Способ клепки / А. Г. Гребеников, В. В. Губарев, В. М. Андриющенко, С. Г. Васильченко, И. В. Павлов, Е. А. Большаков, В. М. Пупышев (СССР). – № 4858182/27; заявл. 08.08.90; опубл. 07.10.92, Бюл. № 37. – 4 с.
382. А. с. 1738460 СССР, МКИ В 21 J 15/02. Способ образования заклепочного соединения / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). № 4827099/27; заявл. 18.05.90; опубл. 07.06.92, Бюл. № 21. – 3 с.
383. А. с. 1796336 СССР, МКИ В 21 J 15/02, F 16 В 19/06. Способ образования заклепочного соединения / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, Е. Т. Василевский, В. И. Мишин (СССР). – № 4911193/27; заявл. 15.02.91; опубл. 23.02.93, Бюл. № 7. – 3 с.
384. А. с. 1805278 СССР, МКИ G 01 В 5/30. Способ определения деформации крепежного элемента / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебенов, В. Г. Бабичев, И. О. Паньковский (СССР). – № 4914562/28; заявл. 25.02.91; опубл. 30.03.93, Бюл. № 12. – 3 с.
385. А. с. 1809355 СССР, МКИ G 01 N 3/08. Способ определения податливости срезных крепежных элементов / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев, (СССР). № 4902956/28; заявл. 18.01.91;

- опубл. 15.04.93, Бюл. № 14. – 3 с.
386. А. с. 1796780 СССР, МКИ F 16 В 37/04. Способ получения анкерного соединения деталей / В. М. Андрющенко, Э. Н. Румянцев, В. В. Губарев, А. Г. Гребеников, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4881474/27; заявл. 11.11.90; опубл. 23.02.93, Бюл. № 7. – 4 с.
387. А. с. 1751463 СССР, МКИ F 16 В 5/02, В 23 Р 11/02. Способ получения болтового соединения деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4911192/27; заявл. 15.02.91; опубл. 30.07.92, Бюл. № 28. – 3 с.
388. А. с. 1735627 СССР, МКИ F 16 В 5/04. Способ получения заклепочного соединения деталей / Э. Н. Румянцев, В. М. Андрющенко, А. Г. Гребеников, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4860945/27; заявл. 20.08.90, опубл. 23.05.92, Бюл. № 19. – 4 с.
389. А. с. 1794582 СССР, МКИ В 21 J 15/02, F 16 В 19/06. Способ получения заклепочного соединения деталей / А. Г. Гребеников, Э. Н. Румянцев, Е. Т. Василевский, В. И. Мишин (СССР). – № 4945183/27; заявл. 13.06.91; опубл. 15.02.93, Бюл. № 6. – 4 с.
390. А.с. 1735625 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Способ получения многорядного срезного соединения деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4837924/27; заявл. 12.06.90; опубл. 23.05.92, Бюл. № 19. – 3 с.
391. А. с. 1742535 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Способ получения соединения деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4785502/27; заявл. 23.01.90; опубл. 23.06.92, Бюл. № 23. – 3 с.
392. А. с. 1054006 СССР, МКИ В 23 Р 6/04, В 23 Р 6/00. Способ предотвращения роста усталостных трещин в тонкостенных конструкциях / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, Е. Т. Василевский, А. Е. Литвиненко, Г. Ю. Бенгус, В. Н. Стебнев (СССР). – № 3474616/25-27; заявл. 22.07.82; опубл. 15.11.83, Бюл. № 42. – 3 с.

393. А. с. 725862 СССР, МКИ В 23 Р 7/04. Способ предотвращения роста усталостных трещин / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, А. М. Тимченко (СССР). – № 2657996/25-27; заявл. 01.09.78; опубл. 05.04.80, Бюл. № 13. – 2 с.
394. А. с. 1516287 СССР, МКИ В 23 Р 6/04. Способ ремонта сборной панели / А. Г. Гребеников, В. М. Андрющенко, А. М. Тимченко, В. Н. Стебеньев, Е. Т. Василевский (СССР). – № 4340661/31-27; заявл. 07.12.87; опубл. 23.10.89, Бюл. № 39. – 3 с.
395. А. с. 1631917 СССР, МКИ В 64 F 5/00. Способ сборки крыла самолета / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4371155/00-23; заявл. 01.02.88.
396. А. с. 1707899 СССР, МКИ В 64 F 5/00. Способ сборки крыла самолета / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4815048/23; заявл. 16.04.90.
397. А. с. 1492847 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Способ сборки пакета листовых деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4255570/31-27; заявл. 02.06.87.
398. А. с. 1559810 СССР, МКИ. F 16 В 5/02. Способ сборки соединения деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4424975/31-27; заявл. 13.04.88.
399. А. с. 1388176 СССР, МКИ В 21 J 15/02, F 16 В 5/02. Способ соединения деталей / А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, А. Е. Новожилов, А. Г. Шаманов, А. Е. Большаков, Е. Т. Василевский, В. Ф. Воронов, В. Н. Стебеньев (СССР). – № 4138540/31-27; заявл. 20.10.86; опубл. 15.04.88, Бюл. № 14. – 3 с.
400. Способы задержки роста усталостных трещин в самолетных конструкциях постановкой крепежных элементов с радиальным натягом и затяжкой: Руковод. техн. материалы / В. Н. Стебеньев, А. Г. Гребеников, А. М. Тимченко, В. М. Андрющенко, Е. Т. Василевский // Сопротивление

- усталости и трещиностойкость сплавов, элементов и агрегатов авиационных конструкций. – М.: ЦАГИ, 1989. – Вып. 4. – 51 с.
401. Способы повышения усталостной долговечности односрезных соединений путем разгрузки крайних рядов: Руковод. техн. материалы / В. Н. Стебенов, А. Г. Гребеников, В. З. Брагилевский, Е. Т. Василевский, В. М. Андрющенко // – М.: ЦАГИ, 1983. – 165 с.
402. Справочная книга по расчету самолета на прочность / М. Ф. Астахов, А. В. Караваев, С. Я. Макаров, Я. Я. Суздальцев. – М.: Гос. изд-во оборонной промышленности, 1954. – 377 с.
403. Справочник машиностроителя: в 3 т. – М.: Машгиз, 1951. – Т. 3. – 1098 с.
404. Справочник по текущему и среднему ремонту авиационной техники / под ред. В. Г. Александрова. – М.: Воениздат, 1975. – 296 с.
405. Справочные материалы и методики по расчету статической прочности. Расчет заклепочных соединений. – Х.: ХАПО, 1974. – 42 с.
406. А. с. 1479733 СССР, МКИ F 16 В 5/02. Срезное многорядное соединение деталей / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебенов, Е. Т. Василевский (СССР). – № 4306096/31-27; заявл. 14.09.87; опубл. 15.05.89, Бюл. № 18. – 3 с.
407. Стандартная спецификация на тип самолета (вертолета): учеб. / А. Г. Гребеников, П. А. Клюев, В. Н. Король, П. О. Наumenко, Ю. И. Повалий, В. Г. Подольский. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2004. – 336 с.
408. Статистическая оценка экономически обоснованного ресурса авиационных конструкций // Экспресс-информация «Воздушный транспорт» / ГосНИИ ГА. – Сер. Надежность, долговечность, ресурс, техническое обслуживание и ремонт. – 1980. – Вып. 6. – С. 5 – 12.
409. Стебенов, В. Н. Методика оценки сопротивления усталости соединений // Сопротивление усталости элементов авиаконструкций / В. Н. Стебенов. – М.: ЦАГИ, 1981. – Вып. 2117. – С. 42 - 54.

410. Степанов, М. Н. Усталость легких конструкционных сплавов / М. Н. Степанов, Е. В. Гиацинтов. – М.: Машиностроение, 1973. – 320 с.
411. Степин, П. А. К расчету на срез соединений с прерывными связями / П. А. Степин // Вестник инженеров и техников. – 1951. – № 4. – С. 175 – 179.
412. Столбов, В. В. Ремонт самолетов / В. В. Столбов, Н. В. Музыкин. – Рига: РКВИАВУ, 1954. – 312 с.
413. Сухарев, И. П. Прочность шарнирных узлов машин: справ. пособие / И. П. Сухарев. – М.: Машиностроение, 1977. – 168 с.
414. Конф. по ресурсу авиаконструкций: тез. докл. VIII науч.-техн. конф: – Жуковский: ЦАГИ, 1986. – 228 с.
415. Экспериментальное оборудование и сертификация авиационной техники: тез. докл. междунар. науч.-техн. конф., 22-27 августа 1995 г. – Жуковский: ЦАГИ. – 136 с.
416. Тейлор, Д. Нагрузки, действующие на самолет / Д. Тейлор. – М.: Машиностроение, 1971. – 372 с.
417. Теория и практика проектирования пассажирских самолетов. – М.: Наука, 1976. – 439 с.
418. Теплый, М. И. Контактные задачи для областей с круговыми границами / М. И. Теплый. – Л.: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1983. – 176 с.
419. Технический прогресс в самолетостроении / под ред. В. А. Степанченко. – М.: Машиностроение, 1975. – 360 с.
420. Технологические особенности выполнения титановых соединений с радиальным натягом болтов / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, В. Н. Клименко, В. И. Попович // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1978. – Вып. 1. – С. 106 - 112.
421. Технологические процессы и оборудование для выполнения соединений в конструкциях самолетов / под ред. В. П. Григорьева, – Ташкент: Фан, 1971. – 96 с.

422. Технологическое обеспечение авиационного производства / Г. Б. Строганов, Ю. Г. Роик, В. И. Климентьев и др.; под общ. ред. Г. Б. Строганова. – 2-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 1991. – 368 с.
423. Технология выполнения высокоресурсных заклепочных и болтовых соединений в конструкциях самолетов / А. И. Ярковец, О. С. Сироткин, В. А. Фирсов, Н. М. Киселев. – М.: Машиностроение, 1987. – 192 с.
424. Технология выполнения высокоресурсных соединений / под ред. В. Ф. Пширкова. Технология. – Сер. № 8. – М.: Отраслевая библиотека «Технический прогресс и повышение квалификации», 1980. – 170 с.
425. Теоретические и экспериментальные основы норм прочности самолетов / под общ. ред. А. И. Макаревского. – М.: ЦАГИ, 1969.
426. Технология производства космических ракет: учеб. / Е. А. Джур, С. И. Вдовин, Л. Д. Кучма и др. – Дп.: Изд-во ДГУ, 1992. – 184 с.
427. Технология производства летательных аппаратов (курсовое проектирование) / под общ. ред. В. Г. Кононенко. – К.: Вища шк., 1974. – 224 с.
428. Технология самолетостроения: учеб. для авиационных вузов / А. Л. Абибов, Н. М. Бирюков, В. В. Бойцов и др.; под ред. А. Л. Абибова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 551 с.
429. Технология создания твердотельной модели монолитной панели крыла с использованием компьютерной интегрированной системы UNIGRAPHICS / А. Г. Гребеников, В. В. Парфенюк, О. И. Парфенюк, А. М. Гуменный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1999. – Вып. 4. – С. 3 – 14.
430. Циганков, О. С. Технологічна діяльність космонавта: підруч. для студентів авіац. вищих навч. закладів / О. С. Циганков, В. М. Кобрін. – Х.: ХАІ, 1995. – 288 с.
431. Технологія виробництва літальних апаратів із композиційних матеріалів / С. А. Бичков, О. В. Гайдачук, В. Є. Гайдачук та ін. – К.: ІСДО, 1995. – 376 с.

432. Тимченко, А. М. Выбор параметров отверстий, выполняемых в вершинах усталостных трещин, в тонкостенных конструкциях / А. М. Тимченко // Вопросы проектирования и производства тонкостенных силовых конструкций. – Х.: ХАИ, 1984. – С. 96 – 101.
433. Тимченко, А. М. Повышение живучести тонкостенных конструкций / А. М. Тимченко, А. Г. Гребеников // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1979. – Вып. 2. – С. 105 – 109.
434. Тимченко, А. М. Исследование влияния конструктивно-технологических факторов на НДС и усталостную долговечность сборных тонкостенных балок типа лонжеронов / А. М. Тимченко, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебнев // Труды IV республ. конф. «Совершенствование технологии упрочнения и ее влияние на повышение надежности и ресурса изделий машиностроения». – Казань: КАИ, 1983. – С. 53 – 54.
435. Тимченко, А. М. Исследование методов повышения усталостной долговечности соединений в сборных лонжеронах / А. М. Тимченко, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебнев // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1982. – Вып. 3. – С. 87 – 91.
436. Торенбик, Э. Проектирование дозвуковых самолетов / Э. Торенбик. – М.: Машиностроение, 1983. – 618 с.
437. Трощенко, В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В. Т. Трощенко.– К.: Наук. думка, 1981. – 344 с.
438. Трощенко, В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении в условиях неоднородного напряженного состояния. Сообщение 1 / В. Т. Трощенко, Н. И. Жабко // Проблемы прочности. – 1981. – № 9. – С. 3 – 11.
439. Трощенко, В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении в условиях неоднородного напряженного состояния. Сообщение 2 / В. Т. Трощенко, Н. И. Жабко // Проблемы

- прочности. – 1981. – № 11. – С. 3 – 10.
440. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – К.: Наук. думка, 1987. – Ч. 1. – 602 с.
441. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – К.: Наук. думка, 1987. – Ч. 2. – 1303 с.
442. Трощенко, В. Т. Расчет на прочность и долговечность конструктивных элементов с трещинами при циклическом нагружении / В. Т. Трощенко, П. В. Ясний, В. В. Покровский // Проблемы прочности. – 1982. – № 11. – С. 12 – 16.
443. Уотерхауз, Р. Б. Фреттинг-коррозия: пер. с англ.; под ред. Г. Н. Филимонова / Р. Б. Уотерхауз. – Л.: Машиностроение, 1976. – 272 с.
444. А. с. 1616297 СССР, МКИ G 01 M 5/00. Устройство для нагружения кессона крыла летательного аппарата изгибом с кручением / Э. Н. Румянцев, А. Г. Гребеников, В. Н. Стебеньев, А. Г. Шаманов, В. Г. Бабичев (СССР). – № 4409144/40-23; заявл. 13.04.88.
445. А. с. 1319446 СССР, МКИ F 16 B 5/02. Устройство для соединения стенок лонжеронов / А. Г. Гребеников, С. В. Трубаев, А. М. Тимченко, В. Н. Стебеньев, Е. Т. Василевский (СССР). – № 3910406/40-23; заявл. 18.06.85.
446. Фаерберг, И. И. Распределение усилий между болтами стыкового соединения за пределом пропорциональности / И. И. Фаерберг, А. А. Рубина // Труды ЦАГИ. – М., 1950. – С. 1 – 18.
447. Федосенко, И. Г. О постановке болтов с натягом импульсным методом / И. Г. Федосенко, А. Г. Гребеников, В. Н. Лепетюха // Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. – М.: ЦАГИ, 1974. – Вып. 1. – С. 32 – 34.
448. Федотов, М. Н. Определение коэффициентов воздействий при исследовании усталостных характеристик стыковых соединений самолетных конструкций / М. Н. Федотов, А. Г. Гребеников // Самолетостроение. Техника

- воздушного флота. – Х.: ХГУ, 1975. – Вып. 38. – С. 66 – 70.
449. Федотов, М. Н. Влияние компенсации технологических отклонений в срезном усовидном стыке на его выносливость / М. Н. Федотов, А. Г. Гребеников, Е. Т. Василевский // Вопросы проектирования самолетных конструкций. – Х.: ХАИ, 1978. – Вып.1. – С. 123 – 127.
450. Фомичев, П. А. Энергетический метод расчета долговечности элементов авиаконструкций / П. А. Фомичев // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 15. – С. 168 – 171.
451. Формирование облика многофункционального беспилотного авиационного комплекса гражданского назначения / В. Д. Белый, А. К. Мялица, А. Г. Гребеников и др. // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – Вып. 9. – С. 3 – 17.
452. Фрактографические методы определения роста усталостных трещин в элементах самолетных конструкций // Экспресс-информация «Воздушный транспорт» / ГосНИИ ГА. Сер. Надежность, долговечность, ресурс, техн. обслуживание и ремонт. – 1982. – № 1. – С. 2 – 3.
453. Фреттинг и фреттинг-усталость титановых сплавов в условиях высококонормальных нагрузок Titanium 80. Sci and Techovol Proc. 4 Int Cont. Kyoto May 19-22, 1980, Vol 3. New York, 1980, 1837-1847. – Реф. журнал «Механика», 1983. – 1 Д470.
454. Фреттинг-усталость Appl. Sci Publ. LTD,19816 X., 244 p./англ./Место хранения ГПНТБ СССР. – Реф. журнал «Механика», 1983. – 3 Д613К.
455. Фурашев, В. Н. Система подготовки специалистов промышленности по обеспечению качества выпускаемой продукции / В. Н. Фурашев, А. Г. Гребеников, В. В. Юрченко // Труды науч.-метод. конф. «Методологические проблемы качества обучения и обучение качеству». – Х.: ХАИ, 1996. – С. 66 – 70.

456. Хейвуд, Р. Б. Проектирование с учетом усталости / Р. Б. Хейвуд. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.
457. Хилл, П. Наука и искусство проектирования / пер. с англ. Е. Г. Коваленко; под ред. канд.техн.наук В. Ф. Венды. – М.: Мир, 1973. – 264 с.
458. Циклические деформации и усталость металлов / В. Т. Троценко, Л. А. Хамалза, В. В. Покровский и др. – К.: Наук. думка, 1985. – Т. 2. Долговечность металлов с учетом эксплуатационных и технологических факторов. – 224 с.
459. Шанявский, А. А. Корреляция величины скорости распространения усталостной трещины с шагом усталостных бороздок при двухосном нагружении элементов самолетных конструкций / А. А. Шанявский, В. Г. Смыков // Труды ГосНИИ ГА. – 1981. – Вып. 202. – С. 101 – 107
460. Шейнин, В. М. Весовое проектирование и эффективность пассажирских самолетов: в 2 т. / В. М. Шейнин, В. И. Козловский. – М.: Машиностроение, 1977. – Т. 1. Весовой расчет самолета и весовое планирование. – 344 с.
461. Шейнин, В. М. Роль модификаций в развитии авиационной техники / В. М. Шейнин, В. М. Макаров. – М.: Наука, 1982. – 247 с.
462. Шишков, В. В. Особенности создания математической модели поверхности легкого многоцелевого самолета / В. В. Шишков, А. Г. Гребеников, А. М. Гуменный // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1998. – Вып. 1. – С. 10 – 14.
463. Школьник, Л. М. Методика усталостных испытаний: справ. – М.: Металлургия, 1978. – 303 с.
464. А. с. 1765966 СССР, МКИ В 21 J 15/36. Штамп для одиночной прессовой клепки / В. В. Губарев, С. Г. Васильченко, В. М. Андрющенко, А. Г. Гребеников, Е. А. Большаков, В. М. Пупышев (СССР). № 4896386/27; заявл. 25.12.90.
465. Шульженко, М. Н. Курс конструкций самолетов: учеб. / М. Н. Шульженко, А. И. Мостовой. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1965. – 564 с.
466. Щетинин, Г. М. Механизация образования соединений при сборке

- авиационных конструкций / Г. М. Щетинин, М. И. Лысов, В. М. Буров. – М.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
467. Экспериментальное исследование выносливости клепаной панели с вырезом / А. Г. Гребеников, В. М. Андрищенко, В. А. Гребеников, А. М. Тимченко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 13. – С. 169 – 183.
468. Экспериментальное исследование выносливости усовидного болтового соединения при симметричных циклических нагрузках / Л. Д. Арсон, А. Г. Гребеников, М. Н. Федотов, В. Н. Рычик // Выносливость и ресурс авиационных конструкций. – Жуковский: ЦАГИ, 1978.
469. Экспериментальное исследование общего напряженно-деформированного состояния и сопротивления усталости образцов сборных панелей крыла без вырезов / А. Г. Гребеников, С. А. Бычков, С. В. Воронов, В. А. Гребеников // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – Вып. 30 (3). – С. 144 – 166.
470. Энгельке, У. Д. Как интегрировать САПР и АСТПП: Управление и технология: пер. с англ. В. В. Мартынюка, Д. Е. Веденеева; под ред. Д. А. Корягина. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
471. Ярковец, А. И. Основы механизации и автоматизации технологических процессов в самолетостроении: учеб. пособие для вузов / А. И. Ярковец. – М.: Машиностроение, 1981. – 192 с.
472. ANSYS workbook Release 5.3, 1994. – P. 7 – 40.
473. An-74T-200A Aircraft. Standard Specification / A. G. Grebenikov, P. A. Kluyev, V. N. Korol, P. O. Naumenko, S. A. Pavlenko, Y. I. Povaliy. – Textbook. – Kharkov: National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», 2004. – 320 p.
474. ANSYS Analysis Guide. Structural Analysis Guide. Chapter 8. Nonlinear structural analysis. 001087. 4th Edition. SAS IP[©].
475. Hertel, H. Ermudungsfestigkeit der konstruktionen. Springer Verlag. Berlin, Hebelberg, New-York, 1969.
476. Structural integrity for the next millennium. Volume 1. Lecture papers. Editors

J. L. Rudd, R. M. Bader. Proceedings of the 20th symposium of the international committee on aeronautical fatigue 14-16 july 1999, Bellevue, Washington, USA.
– 664 p.

477. Structural integrity for the next millennium. Volume 2. Lecture papers. Editors J. L. Rudd, R. M. Bader. Proceedings of the 20th symposium of the international committee on aeronautical fatigue 14-16 july 1999, Bellevue, Washington, USA.
– 1232 p.

ЗМІСТ

<i>Умовні скорочення</i>	3
<i>Вступ</i>	5
<i>Розділ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ</i>	10
1.1. Аналіз методів проектування збірних літакових конструкцій	10
1.2. Аналіз методів проектування з урахуванням втоми болтових зрізних з'єднань збірних літакових конструкцій регламентованої довговічності	20
1.3. Аналіз методів проектування заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій регламентованої довговічності	33
1.4. Аналіз методів затримки зростання втомних тріщин у збірних тонкостінних літакових конструкціях	54
1.5. Формулювання мети і задач дослідження	58
<i>Розділ 2. КОНЦЕПЦІЯ І НАУКОВІ ОСНОВИ МЕТОДОЛОГІЇ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЯГНЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМ CAD/CAM/CAE</i>	59
2.1. Концепція і принципи інтегрованого проектування збірних літакових конструкцій	59
2.2. Методи створення майстер-геометрії, моделей розподілу простору й еталонів збірних літакових конструкцій	68
2.3. Метод аналізу впливу конструктивно-технологічних параметрів на характеристики об'ємного напружено-деформованого стану моделей елементів регулярних зон збірних літакових конструкцій за допомогою системи CAD\CAE ANSYS	88
2.4. Характеристики опору втомі типових елементів регулярних зон збірних літакових конструкцій	132

2.5. Метод прогнозування втомної довговічності пластин з отвором .	157
2.6. Метод прогнозування довговічності зрізних з'єднань, виконаних з осьовим і радіальними натягами болтів із шестигранною головкою	157
2.7. Висновки	171
<i>Розділ 3. МЕТОД ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЯГНЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ</i>	<i>172</i>
3.1. Інтегрований аналіз впливу технології устанавлення болта і рівня навантаження на характеристики локального НДС в елементах двозрізного однорядного потайного болтового з'єднання за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS	176
3.2. Аналіз впливу технології устанавлення болтів і рівня навантаження на характеристики локального НДС в елементах двозрізного трирядного потайного з'єднання	209
3.3. Дослідження довговічності моделей типових потайних болтових з'єднань	218
3.4. Методика розрахунку розподілу зусиль між рядами в болтових зрізних з'єднаннях авіаційних конструкцій за допомогою системи інженерного аналізу ANSYS	224
3.5. Метод прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів зрізних потайних болтових з'єднань на їх довговічність	237
3.6. Методика створення комп'ютерних моделей болтових з'єднань збірних літакових конструкцій за допомогою системи UG	243
3.7. Висновки	250
<i>Розділ 4. НОВІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ЗРІЗНИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЛІТАКІВ</i>	<i>252</i>
4.1. Підвищення довговічності з'єднань шляхом застосування болтів із трьохконусною потайною головкою	253

4.2. Застосування клейового шару для підвищення довговічності потайних з'єднань із локальним натягом	258
4.3. Застосування розвантажувальних отворів для підвищення довговічності болтових з'єднань	261
4.4. Використання розвантажувальних прокладок для підвищення довговічності зрізних болтових з'єднань	267
4.5. Способи підвищення довговічності з'єднань збірних панелей з профілем рознімання	273
4.6. Вплив полімерних заповнювачів на довговічність однозрізних болтових вусоподібних з'єднань	281
4.7. Підвищення довговічності однозрізних з'єднань на жорсткому профілі шляхом локального потовщення накладок у зоні крайнього ряду	291
4.8. Висновки	295
<i>Розділ 5. МЕТОД ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЯГНЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ , ЩО РЕГЛАМЕНТУЄТЬСЯ, ЗРІЗНИХ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ</i>	296
5.1. Метод інтегрованого проектування і моделювання типових заклепочних з'єднань збірних літакових конструкцій	296
5.2. Методика проектування заклепочних з'єднань обшивок заданої довговічності на етапі ескізного проектування	309
5.3. Методика аналізу впливу конструктивних і технологічних параметрів на характеристики локального НДС заклепочного з'єднання	320
5.4. Методики розрахунку розподілу зусиль між рядами зрізного заклепочного з'єднання	333
5.5. Методика дослідження впливу відхилень розмірів, що утворюються при виготовленні заклепок і виконанні отворів під їх установлення, на розподіл радіального натягу за товщиною пакета після процесу клепаання	335

5.6. Методика прогнозування впливу конструктивно-технологічних параметрів потайних заклепочних з'єднань на їх довговічність	337
5.7. Висновки	346
<i>Розділ 6. НОВІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ЗРІЗНИХ ЗАКЛЕПОЧНИХ З'ЄДНАНЬ ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ</i>	348
6.1. Конструктивно-технологічні способи підвищення втомної довговічності однозрізних заклепочних з'єднань шляхом розвантаження крайніх рядів.	350
6.2. Заклепки для високоресурсних потайних клепаєних з'єднань	364
6.3. Потайна заклепка з конічним компенсатором та ефективність її застосування в типових з'єднаннях	378
6.4. Спосіб і технологія клепаєння як чинник, що підвищує ресурс заклепочних з'єднань і якість їх зовнішньої поверхні	398
6.5. Висновки	400
<i>Розділ 7. НОВІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ І СПОСОБИ ЗАТРИМКИ ЗРОСТАННЯ ВТОМНИХ ТРІЩИН ДЛЯ ПРОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ЗБІРНИХ ТОНКОСТІННИХ КОНСТРУКЦІЙ</i>	401
7.1. Дослідження овалізації отворів і напружено-деформованого стану в пластині з втомною тріщиною	401
7.2. Вплив затягування болтів, установлених в отвори, виконані у вершинах втомної тріщини, на локальний НДС пластини	406
7.3. Вплив радіального натягу болтів на НДС пластини із втомною тріщиною і отворами, виконаними за її довжиною	411
7.4. Інтегровані способи затримки зростання втомних тріщин установленим у вершині тріщин болтів з радіальним натягом і затягуванням	419
7.5. Конструктивно-технологічні методи продовження ресурсу заклепочних з'єднань стінок лонжерона	448
7.6. Висновки	455

<i>Розділ 8. ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ І КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ У ТЕОРІЮ І ПРАКТИКУ СТВОРЕННЯ ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНТЕГРОВАНИХ СИСТЕМ САД/САМ/САЕ</i>	456
<i>Загальні висновки</i>	467
<i>Бібліографічний список.</i>	471

Навчальне видання

Гребеніков Олександр Григорович

**МЕТОДОЛОГІЯ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ
ЗБІРНИХ ЛІТАКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
РЕГЛАМЕНТОВАНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ**

Редактор Т. Г. Кардаш

Переклад: М. В. Кириленко, Т. М. Серета, О. М. Чмовж, С. М. Шаповалов

Зв. план, 2015

Підписано до видання 18.11.2015

Ум. друк. арк. 29,9. Обл.-вид. арк. 33,62. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
„Харківський авіаційний інститут”
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр „ХАІ”
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів
і розповсюджувачів видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001