

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**ННІ Лісового і садово-паркового господарства**

**ПОГОДЖЕНО**

**Директор ННІ**

Лісового і садово-паркового  
господарства

Роман ВАСИЛИШИН

(підпис)

(ПІБ)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

**Завідувач кафедри**

Технологій та дизайну виробів з  
деревини

Андрій СПІРОЧКІН

(підпис)

(ПІБ)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему Обґрунтування доцільності використання нетипової фурнітури для виправлення дефектів під час виготовлення деталей з плитних матеріалів

Спеціальність 187 – Деревообробні та меблеві технології

Освітня програма Деревообробні та меблеві технології

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

**Гарант освітньої програми**

канд. техн. наук, доц.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Андрій СПІРОЧКІН

(ПІБ)

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**

канд. техн. наук, доц.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Андрій СПІРОЧКІН

(ПІБ)

**Виконав**

(підпис)

Сергій УСАТИЙ

(ПІБ)

**Київ – 2025 рік**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
ННІ лісового і садово-паркового господарства**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувач кафедри**  
Технологій та дизайну виробів з деревини  
к.т.н., доц. \_\_\_\_\_ Андрій СПИРОЧКІН  
науковий ступінь, вчене звання (підпис) (ПІВ)  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ  
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
СТУДЕНТУ**

\_\_\_\_\_  
Усатому Сергію Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 187 «Деревообробні та меблеві технології»

(код і назва)

Освітня програма «Деревообробні та меблеві технології»

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Обґрунтування доцільності використання нетипової фурнітури для виправлення дефектів під час виготовлення деталей з плитних матеріалів

затверджена наказом ректора НУБіП України від “05” 11 2024 р. № 1978 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру \_\_\_\_\_

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи

Звіти з наукової роботи кафедри. Результати попередніх експериментальних досліджень за обраною тематикою

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз властивостей деревини, що використовується для виготовлення шкантів

2. Аналіз дефектів що виникають в меблевих виробках через неточність з'єднань

3. Розроблення пропозицій з виготовлення шкантів для виправлення неточності з'єднань

Дата видачі завдання “ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

( підпис )

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_

(підпис)

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, чотирьох розділів та висновків. Основна частина викладена на 66 сторінках, проілюстровано 26 рисунками та 23 таблицями. Список використаної літератури включає 37 назв.

У вступі викладено доцільність та актуальність обраної теми магістерської кваліфікаційної роботи.

У першому розділі розглянуто роль точності шкантових з'єднань у забезпеченні якості меблевих виробів. Проаналізовано існуючі наукові дослідження впливу міцності кутових з'єднань на якість готового виробу. Проведений аналітичний огляд дозволяє зробити висновок, що попри значний обсяг існуючих наукових досліджень, присвячених роботі стандартних шкантових з'єднань, питання відновлення коректного позиціонування та несучої здатності вузлів у випадках виробничих дефектів у плитних матеріалах залишається недостатньо вивченим.

У другому розділі наведено теоретичне обґрунтування вибору матеріалів для виготовлення шкантів. За методом розставлення пріоритетів встановлено, що найбільший пріоритет припадає на деревину бука. А визначення матеріалу методом аналізу ієрархій показало, що береза має найвищий глобальний пріоритет, отже, вона є найкращою альтернативою для досягнення цілі.

У третьому розділі описано методику та результати випробувань з визначення межі міцності кутових з'єднань деталей із ДСП з використання стандартних шкантів та ексцентрикових, запропонованої конструкції. В результаті досліджень встановлено, що застосування ексцентрикових шкантів, особливо виготовлених з твердої деревини бука, дозволяє не лише візуально усунути дефекти складання (виступи та зазори), але й суттєво підвищити механічну міцність вузла. Відновлені з'єднання демонструють вищу жорсткість порівняно зі стандартними, оскільки навантаження сприймається всією структурою вузла завдяки щільній посадці, що підтверджується вищими

значеннями руйнівних зусиль та зміщенням точки руйнування з клейового шва на тіло плити або матеріал шканта.

У четвертому розділі наведено техніко-економічне обґрунтування використання нетипової фурнітури, яке підтвердило високу ефективність впровадження результатів дослідження. Розрахунки показали, що витрати на відновлення деталі, навіть із використанням високоякісної букової фурнітури, є непорівнянно меншими за повну собівартість виготовлення нової одиниці продукції. Окрім прямої фінансової вигоди, технологія має виражений екологічний ефект, дозволяючи суттєво скоротити обсяги промислових відходів та подовжити життєвий цикл меблевих виробів. Таким чином, результати роботи мають завершений характер і рекомендуються до впровадження на підприємствах галузі як дієвий засіб зниження виробничого браку.

**Ключові слова:** плитні матеріали, нетипова фурнітура, шканти, зміщення, міцність з'єднання.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ.....	8
1.1. Роль точності шкантових з'єднань у забезпеченні якості меблевих виробів.....	8
1.2. Аналіз наукових досліджень міцності та жорсткості шкантових з'єднань.....	10
1.3. Проблема дефектів та обмеження стандартних методів.....	14
1.4. Постановка завдання дослідження.....	15
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШКАНТІВ.....	17
2.1. Аргументований опис деревних порід з технічними характеристиками	17
2.2. Проведення розрахунків за методом розставляння пріоритетів та методом експертних оцінок.....	20
2.3. Рішення багатокритеріальної задачі вибору матеріалу методом аналізу ієрархій (МАІ).....	30
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ПОРВНЯННЯ З'ЄДНАНЬ.....	37
3.1. Дослідження жорсткості кутових з'єднань з використанням нетипової фурнітури.....	37
3.2. Аналіз характеру руйнування відновлених з'єднань.....	52
РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ НЕТИПОВОЇ ФУРНІТУРИ.....	56
4.1. Розробка алгоритму прийняття рішення щодо доцільності корекції з'єднань деталей.....	56
4.2. Порівняння собівартості відновлення деталі порівняно з виготовленням нової.....	57
4.3. Оцінка екологічного ефекту від зменшення відходів виробництва.....	59
ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	63

## ВСТУП

Сучасне меблеве виробництво характеризується високим рівнем автоматизації технологічних процесів та широким застосуванням плитних матеріалів, що дозволяє забезпечувати стабільність геометричних параметрів деталей і високу продуктивність. Водночас ефективність збирання меблевих конструкцій значною мірою залежить від точності виготовлення з'єднувальних елементів, серед яких одне з провідних місць посідають шкантові вузли. Будь-які відхилення під час свердління отворів, подачі заготовок чи налаштування обладнання призводять до виникнення дефектів складання – зміщення крайок, появи щілин і порушення геометрії виробу. Це знижує якість готової продукції, спричиняє економічні втрати та збільшує обсяг промислових відходів.

Попри значний обсяг наукових досліджень, присвячених характеристикам та міцності стандартних шкантових з'єднань, проблема відновлення геометричної точності та несучої здатності вузлів у разі виникнення виробничих дефектів залишається недостатньо висвітленою. На практиці такі дефекти найчастіше усувають шляхом виготовлення нової деталі, що потребує додаткових матеріальних витрат, часу та трудових ресурсів. Натомість застосування нетипової фурнітури – зокрема модифікованих або ексцентрикових шкантів – відкриває можливість технологічного та надійного відновлення пошкоджених або неточно зібраних вузлів без повторного виготовлення заготовки.

Актуальність дослідження зумовлена необхідністю підвищення ефективності виробничих процесів, зменшення частки браку та забезпечення стабільної якості меблевих виробів при мінімізації витрат. Умови конкуренції вимагають від підприємств упровадження рішень, які дозволяють гнучко реагувати на технологічні похибки та забезпечувати відновлення функціональних властивостей конструкцій без погіршення їхньої міцності. Використання нетипової фурнітури як інструмента корекції дефектів є перспективним напрямом, однак його теоретичне обґрунтування та

експериментальна перевірка потребують систематичного наукового дослідження.

Метою магістерської роботи є обґрунтування доцільності використання нетипової фурнітури для виправлення дефектів під час виготовлення деталей із плитних матеріалів, зокрема встановлення її впливу на точність позиціонування та міцність кутових з'єднань.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішуються такі завдання:

проаналізувати науково-технічні джерела щодо точності та несучої здатності шкантових з'єднань у меблевих конструкціях;

обґрунтувати вибір матеріалів для виготовлення шкантів із використанням методів багатокритеріального аналізу;

провести експериментальні дослідження міцності з'єднань із застосуванням стандартної та нетипової ексцентрикової фурнітури;

визначити ефективність запропонованого способу відновлення дефектних вузлів;

виконати техніко-економічне обґрунтування впровадження технології на підприємствах галузі.

Наукова новизна роботи полягає в системному підході до оцінювання можливостей нетипової фурнітури щодо відновлення дефектних з'єднань деталей із ДСП, а також у встановленні закономірностей зміни несучої здатності вузлів при використанні ексцентрикових шкантів різних матеріалів. Практична значущість визначається можливістю впровадження запропонованих конструкційних рішень для зниження рівня браку, скорочення витрат та підвищення екологічної ефективності виробництва.

Таким чином, обрана тема є актуальною як з наукової, так і з прикладної точки зору, оскільки спрямована на вдосконалення технологічних процесів меблевого виробництва та підвищення якості конструкцій з плитних матеріалів.

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

### 1.1. Роль точності шкантових з'єднань у забезпеченні якості меблевих виробів

У сучасному меблевому виробництві одним із пріоритетних напрямів підвищення технологічності продукції та її конкурентоспроможності на ринку є вдосконалення конструктивних зв'язків між деталями, серед яких шкантові з'єднання займають домінуючу позицію [1–11]. Популярність використання шкантів як основного кріпильного елемента у корпусних меблях зумовлена їхньою економічною ефективністю, простотою монтажу та здатністю забезпечувати приховану фіксацію, що є важливим фактором для естетичного сприйняття готового виробу. Незважаючи на появу новітніх стяжок та ексцентрикових з'єднувачів, саме шкантовий вузол залишається базовим конструктивним елементом як для великих промислових підприємств, так і для виробників малого та середнього бізнесу, які працюють з плитними матеріалами типу ДСП, МДФ та фанери [3].

Варто зазначити, що експлуатаційні характеристики меблевих виробів, зокрема їх довговічність, жорсткість конструкції та здатність витримувати статичні й динамічні навантаження, перебувають у прямій залежності від точності виконання технологічних операцій свердління та подальшого монтажу. Механічна поведінка шкантового з'єднання визначається щільністю посадки шканта в отворі та якістю клейового шва. Наукові дослідження підтверджують, що раціональне проектування меблевих каркасів вимагає суворого дотримання геометричних параметрів, оскільки будь-яке відхилення від номінальних розмірів суттєво змінює розподіл напружень у вузлі. Забезпечення необхідної міцності на висмикування та зсув можливе лише за умов ідеального співвісного розташування отворів у з'єднаних деталях, що гарантує максимальну площу контакту між поверхнею шканта та внутрішньою структурою плити [4].

Практика виробництва свідчить, що навіть незначні похибки на етапах розмітки, базування заготовок або позиціонування свердлильного інструменту можуть призвести до критичних наслідків для якості кінцевого продукту. Відхилення у діаметрі отвору, викликані биттям шпинделя або зносом ріжучого інструменту, призводять до зменшення міцності зчеплення, оскільки надмірний зазор не дозволяє створити необхідний натяг, а клейовий шов втрачає свою ефективність. Водночас зміщення осей отворів викликає порушення геометричної правильності корпусу, появу перепадів на лицьових поверхнях та утворення видимих зазорів, які неможливо усунути без додаткової механічної обробки або заміни деталі.

Особливої гостроти ця проблема набуває в умовах виробництв із низьким рівнем автоматизації, де значна частка операцій виконується із застосуванням ручного інструменту або на обладнанні, що не має числового програмного керування. Хоча частка браку виготовлених деталей з використанням обладнанням з ЧПУ також є і складає порядка 5-9% [12]. Вплив людського фактора під час розмітки та свердління неминуче призводить до появи похибок, які у разі використання стандартної фурнітури стають не виправними дефектами. Враховуючи, що плитні матеріали, такі як ламінована деревинностружкова плита, фанера та орієнтовано-стружкова плита, мають неоднорідну структуру і їхні фізико-механічні властивості можуть варіюватися, забезпечення стабільної якості з'єднань стає складним інженерним завданням [12,13]. Саме тому пошук шляхів компенсації технологічних неточностей через використання модифікованих з'єднувальних елементів є актуальним науково-практичним завданням, вирішення якого дозволить підвищити надійність меблів та знизити відсоток виробничого браку [13].

## 1.2. Аналіз наукових досліджень міцності та жорсткості шкантових з'єднань

Глибокий аналіз фахової літератури та наукових публікацій дозволяє сформулювати цілісне уявлення про фактори, що визначають надійність та несучу здатність шкантових з'єднань у меблевих конструкціях. Науковий інтерес до цієї проблематики не згасає протягом десятиліть, трансформуючись від вивчення класичних столярних з'єднань з масиву деревини до дослідження поведінки кріплень у сучасних композитних матеріалах. Фундаментальні та прикладні розвідки у цій сфері здебільшого фокусуються на вивченні впливу фізико-механічних властивостей матеріалу основи, геометрії самого кріплення та характеру прикладених навантажень, які зазвичай класифікують як висмикування або згин [12–36].

В історичній ретроспективі вагомий внесок у розуміння механіки роботи таких вузлів зробила Пауленкова (Paulenkova, 1984) [33], яка провела ґрунтовне порівняння міцності шкантових з'єднань. У своїх експериментах дослідниця аналізувала залежність міцнісних характеристик від поєднання різних порід деревини та точності обробки. Результати її роботи підтвердили, що несуча здатність з'єднання критично залежить від щільності контакту між поверхнею шканта та стінками отвору, а також від співвідношення твердості матеріалів, що з'єднуються. Пауленкова довела, що використання шкантів з твердих листяних порід у поєднанні з м'якшою основою може забезпечити високі показники міцності лише за умови ідеальної посадки, тоді як будь-які відхилення у діаметрах призводять до різкого падіння жорсткості вузла. Ці висновки стали базою для подальших розробок у напрямі оптимізації допусків та посадок у деревообробці.

З переходом меблевої промисловості на плитні матеріали акцент досліджень змістився. У роботі Y.Z. Erdil та C.A. Eckelman (2001) [24] було детально досліджено опір висмикуванню шкантів у фанері та орієнтовано-стружкових плитах (OSB), які сьогодні масово використовуються при

виготовленні каркасів м'яких меблів. Автори ставили за мету отримати об'єктивні кількісні показники утримувальної здатності шкантів як при монтажі у пласть, так і в крайку плит. Одним із найбільш значущих практичних результатів цього дослідження стала розробка математичної моделі прогнозування міцності, яка базується на трьох основних змінних: діаметрі шканта, глибині його посадки та щільності композитного матеріалу. Для задач ремонту та відновлення меблів цей висновок має критичне значення, оскільки він науково обґрунтовує, що при наявності дефектного або розбитого отвору втрату міцності ослабленого матеріалу можна ефективно компенсувати шляхом збільшення діаметра кріпильного елемента або глибини його занурення.

Водночас проведені експерименти виявили значну варіативність міцнісних показників, яка спостерігалася навіть у межах одного виду матеріалу. Дослідники зафіксували, що максимальні розбіжності між теоретично розрахованими та фактично отриманими даними могли досягати 44 %, що пояснюється неоднорідністю структури плит та відмінностями у технологічних процесах їх виробництва [24]. У цьому контексті особливої ваги набуває фактор клейового з'єднання. Було встановлено, що рясне нанесення клею здатне нівелювати внутрішні вади матеріалу, такі як локальне розшарування або зони низької щільності. Надлишок клею, що під дією гідравлічного тиску проникає у пористу структуру плити під час забивання шканта, формує своєрідну композитну зміцнену зону навколо отвору, що суттєво підвищує стійкість до висмикування. Ці спостереження повністю узгоджуються з більш ранніми даними Eskelman та Cassens (1985) [23], які встановили пряму лінійну залежність між опором шкантів у деревостружкових плитах та показником внутрішньої міцності зв'язку матеріалу (Internal Bond).

Сучасний погляд на проблематику, що враховує не лише міцність, а й еластичну поведінку вузлів, представлено у роботах Karaman і Yildirim (2023) [28]. Дослідники зосередили увагу на взаємодії у системі «шкант–клей–деревина» і експериментально довели, що хімічна природа клею суттєво впливає на фізику роботи з'єднання. Зокрема, було показано, що використання

клею на основі полівінілацетату (PVAc) забезпечує приблизно на 17 % вищу еластичну жорсткість з'єднання у порівнянні з використанням поліуретанових (PUR) клеїв. Також було підтверджено визначальний вплив породи деревини самого шканта, де дубові елементи демонструють значно вищу жорсткість та стабільність під навантаженням порівняно із сосновими аналогами. Такий комплексний аналіз літературних джерел дає підстави стверджувати, що підвищення надійності з'єднань можливе через комбінований підхід: оптимізацію геометричних параметрів фурнітури, правильний підбір клейових композицій та врахування специфіки матеріалу основи.

Опір згинальному моменту кутових шкантових з'єднань корпусних меблів під дією діагонального навантаження на стиск вивчали автори: М. Далванд, Г. Ебрахімі, М. Таджвіді, М. Лайегі [22].

Вагомий внесок у розуміння механіки руйнування кутових з'єднань, виготовлених із плитних матеріалів, зробили дослідники Далванд, Ебрахімі, Таджвіді та Лайегі у своїй праці 2014 року [22]. Актуальність їхнього дослідження зумовлена широким використанням багатошарової фанери та інших деревних композитів у виробництві каркасів м'яких та корпусних меблів, де шкантові з'єднання часто замінюють більш коштовні шипові вузли. Автори зосередили свою увагу на вивченні поведінки Г-подібних кутових з'єднань під дією діагональних стискаючих навантажень, що є типовим сценарієм роботи меблевого корпусу під час експлуатації.

Експериментальна база дослідження ґрунтувалася на використанні зразків з 11-шарової фанери твердих порід товщиною 19 мм. Ключовими змінними параметрами були обрані порода деревини шканта (бук проти граба), діаметр кріпильного елемента (6, 8 та 10 мм) та глибина його занурення у бічний елемент (9, 13 та 17 мм). Результати випробувань підтвердили загальну тенденцію, згідно з якою фізико-механічні властивості матеріалу фурнітури безпосередньо впливають на міцність вузла. З'єднання, виконані з використанням букових шкантів, продемонстрували вищий опір навантаженням порівняно з грабовими аналогами, що пояснюється кращими

показниками модуля пружності та міцності бука на згин у даній конфігурації. Це спостереження є важливим аргументом на користь використання бука як основного матеріалу для виготовлення нетипової ремонтної фурнітури в рамках нашої роботи [22].

Дослідження впливу геометричних параметрів виявило чітку залежність між глибиною посадки шканта та несучою здатністю з'єднання. Збільшення глибини занурення з 9 до 17 мм призводило до суттєвого зростання опору згинальному моменту, причому найвищі показники (45,18 Н·м) були зафіксовані саме для максимальної глибини. Цей факт підтверджує доцільність використання подовжених ремонтних шкантів або фурнітури, що дозволяє задіяти глибші шари матеріалу для фіксації [22].

Водночас, особливу наукову цінність для проблематики відновлення дефектних отворів становить виявлена авторами нелінійна залежність міцності від діаметра шканта. Експерименти показали, що при збільшенні діаметра з 6 до 8 мм міцність з'єднання зростала, проте подальше збільшення діаметра до 10 мм призводило до парадоксального зниження несучої здатності. Детальний аналіз характеру руйнування дозволив встановити причину цього явища: використання шканта діаметром 10 мм у плиті товщиною 19 мм критично зменшує товщину стінок матеріалу навколо отвору в торці деталі. Це призводило до передчасного розколювання крайок фанери ще до того, як шкант міг вичерпати свій ресурс міцності [22].

Цей висновок має фундаментальне значення для розробки алгоритму ремонту меблів: він доводить, що просте розсвердлювання розбитого отвору під шкант більшого діаметра має свої технологічні межі. Перевищення критичного співвідношення діаметра фурнітури до товщини плити призводить до ослаблення конструкції, а не її зміцнення. Оптимальним варіантом, згідно з результатами дослідження, виявився шкант діаметром 8 мм. У контексті нашої магістерської роботи це обґрунтовує необхідність використання саме нетипової фурнітури (наприклад, ексцентричних шкантів або спеціальних втулок), яка дозволяє відновити щільність посадки без надмірного збільшення діаметра

отвору, що могло б зруйнувати цілісність торця плити. Таким чином, результати роботи Далванда та співавторів застерігають від лінійного підходу до вибору ремонтних діаметрів і підкреслюють важливість збереження достатнього масиву матеріалу навколо кріпильного елемента.

### 1.3. Проблема дефектів та обмеження стандартних методів

Незважаючи на існування детально розроблених теоретичних моделей, що описують роботу ідеальних меблевих з'єднань, реалії виробничого процесу неминуче вносять свої корективи, створюючи ситуації, що виходять за межі нормативних допусків. Однією з найбільш гострих та поширених проблем у деревообробці залишається забезпечення точності свердління присадних отворів, яка прямо залежить від стабільності геометричних параметрів плитних матеріалів. Відомо, що заготовки з ДСП або МДФ схильні до деформацій внаслідок вивільнення внутрішніх напружень матеріалу. Цей фізичний процес часто активізується після порушення цілісності плити під час розкрою, а також внаслідок технологічних операцій личкування крайок, які можуть викликати термічні деформації. Додатковим фактором ризику є порушення режимів зберігання заготовок, що призводить до їх прогину або неконтрольованої зміни лінійних розмірів, особливо у вузьких та довгих деталях, роблячи точне позиціонування отворів вкрай складним завданням [18–21].

До суто матеріалознавчих причин додається комплекс технологічних та експлуатаційних факторів, пов'язаних зі станом обладнання та діями персоналу. Знос ріжучого інструменту та підшипникових вузлів призводить до вібрації шпинделя, що, у свою чергу, спричиняє розбиття отворів і втрату ними правильної циліндричної форми. Не менш критичним є вплив людського фактора та неналежного обслуговування верстатів, коли, наприклад, налипання стружки або пилу на базові поверхні обладнання призводить до перекосу деталі під час обробки. У результаті сукупної дії цих чинників утворюється несоосність отворів, який незначних розмірах здатен істотно знизити естетичний вигляд з'єднання та його опір експлуатаційним навантаженням.

Хоча аналіз літературних джерел вказує на те, що клейовий шов теоретично здатний частково компенсувати ці похибки, на практиці не завжди можна склеювати вузли корпусних меблів, заповнення дефектної зони клеєм не завжди є ефективним рішенням. Технологічні обмеження, пов'язані з необхідністю фіксування вузла при висиханні, тривалим часом затвердіння та ризиком витікання зв'язуючої речовини, часто роблять цей метод неприйнятним в умовах серійного виробництва. Саме за таких обставин виникає об'єктивна інженерна необхідність у застосуванні нетипової фурнітури. Використання спеціалізованих елементів, таких як різьбові футорки, розпірні втулки або ексцентрикові стяжки зі збільшеним штоком чи зміщеним центром, дозволяє вирішити проблему конструктивно. Такі елементи дають змогу механічно збільшити площу контакту у пошкодженій зоні, забезпечити надійну анкеровку в тілі плити та повноцінно відновити несучу здатність вузла, нівелюючи вплив первинних дефектів обробки.

#### 1.4. Постановка завдання дослідження

Узагальнюючи результати попереднього аналізу проблем свердління та монтажу, можна стверджувати, що запропоноване технічне рішення у вигляді шкапта зі зміщенням є перспективним та інноваційним напрямом удосконалення сучасної меблевої фурнітури. Впровадження конструкції з ексцентриситетом дозволяє створити механізм компенсації технологічних неточностей, що неминуче виникають при обробці плитних матеріалів, забезпечуючи можливість точного позиціонування деталей навіть за умов відхилення осей монтажних отворів. Такий підхід гарантує зниження відсотка дефектних з'єднань, які раніше вважалися невиправним браком, та сприяє загальному підвищенню якості і довговічності меблевих виробів. З огляду на це, застосування нестандартної фурнітури вбачається не лише технічно доцільним, але й економічно обґрунтованим рішенням для сучасного меблевого виробництва, дозволяючи мінімізувати втрати матеріалів та трудовитрат на переробку деталей.

Проведений аналітичний огляд дозволяє зробити висновок, що попри значний обсяг існуючих наукових досліджень, присвячених роботі стандартних шкантових з'єднань, питання відновлення коректного позиціонування та несучої здатності вузлів у випадках виробничих дефектів у плитних матеріалах залишається недостатньо вивченим. Більшість існуючих методик розглядають ідеальні умови монтажу, залишаючи поза увагою аспекти ремонтпридатності та коригування похибок. Тому метою даної магістерської роботи є наукове обґрунтування доцільності та експериментальне підтвердження ефективності застосування нетипової фурнітури для усунення дефектів свердління в деталях із плитних матеріалів [18–36].

Для практичної реалізації поставленої мети передбачається виконання порівняльного аналізу механічних характеристик з'єднань, відновлених за допомогою стандартних методів, та з'єднань із використанням спеціалізованої фурнітури зі зміщеним центром. Ключовим етапом роботи стане дослідження впливу розміру дефекту на опір висмикуванню ремонтних елементів. Експериментальна частина базуватиметься на перевірених методології дослідників Erdil та Eskelman [24], яка встановлює математичну залежність міцності з'єднання від діаметра кріпильного елемента, глибини його занурення та щільності матеріалу основи. Такий підхід дозволить об'єктивно оцінити, наскільки збільшення ефективного діаметра або площі контакту при використанні нетипової фурнітури здатне компенсувати втрату міцності у дефектній зоні. На основі отриманих емпіричних даних буде сформовано практичні рекомендації щодо вибору оптимального способу відновлення з'єднань залежно від типу експлуатаційного навантаження та фізико-механічних характеристик матеріалу деталі

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШКАНТІВ

### 2.1. Аргументований опис деревних порід з технічними характеристиками

Вибір матеріалу для виготовлення шкантів базується на комплексному аналізі фізико-механічних властивостей деревини, де ключовими критеріями виступають щільність, однорідність текстури та стійкість до деформацій. До групи лідерів за цими показниками впевнено входять тверді листяні породи. Бук цінується за високу щільність та однорідність, що робить його універсальним рішенням для більшості меблевих з'єднань. Дуб, завдяки своїй твердій структурі, демонструє відмінну стійкість до зносу і є незамінним у важких конструкціях. Граб, як порода з екстремальною щільністю, використовується у вузлах, що зазнають критичних навантажень. Водночас береза є економічно вигідною альтернативою, що поєднує легкість обробки з достатньою міцністю, а вільха, маючи високу еластичність, підходить для специфічних задач, де важлива в'язкість матеріалу, а не гранична твердість. Варто зазначити, що м'які породи, такі як сосна, ялина або липа, хоча і можуть застосовуватися у легких конструкціях, значно поступаються твердим породам за довговічністю, тому їх використання у відповідальних з'єднаннях є обмеженим. Незалежно від обраної породи, критичною умовою забезпечення стабільності геометричних форм шканта є якісне сушіння заготовок [9].

#### Характеристика деревини бука.

Бук лісовий є яскравим представником родини букових та вважається однією з найбільш затребуваних порід у меблевій промисловості. Це без'ядрова розсіяносудинна порода, деревина якої має характерний білий колір із жовтувато-червоним відтінком. З часом, під дією світла, цей колір може набувати більш насичених рожеуватих або золотистих тонів.

Специфічною ознакою старих дерев є наявність так званого несправжнього ядра, забарвленого у бурувато-червоний колір. Анатомічна будова бука вирізняється добре помітними річними кільцями на всіх розрізах.

Судини у деревині дрібні, проте серцевинні промені чітко виражені: на поперечному розрізі вони виглядають як світлі блискучі лінії, на радіальному – як смужки або плями різної ширини, а на тангенціальному розрізі формують характерний крапчастий малюнок у вигляді коричневих сочевичок висотою 3–5 мм [9].

З технічної точки зору бук є еталоном міцності та технологічності. При вологості 12% його щільність становить 700–750 кг/м<sup>3</sup>, що забезпечує високу твердість та стійкість до механічних навантажень на стиск і вигин. Однорідна текстура матеріалу сприяє якісній механічній обробці: деревина чудово ріжеться, шліфується та фрезерується, а також надійно утримує кріплення, лакофарбові матеріали та клей. Унікальною властивістю бука є його висока здатність до гнуття у пропареному стані, що робить його незамінним для виготовлення гнутих елементів меблів. Проте ця порода має і недоліки, зокрема низьку природну стійкість до гниття та схильність до розтріскування під час сушіння, що вимагає суворого контролю вологості на всіх етапах виробництва.

Характеристика деревини граба.

Граб, що належить до родини березових, часто називають "залізним деревом" через його виняткову твердість. Деревина граба має світло-сірий або білий колір з легким перламутровим відливом. Характерною рисою є відсутність чітко виражених річних кілець, що надає текстурі рівномірності та монолітності [13].

Це одна з найважчих порід у Європі, щільність якої при стандартній вологості досягає 800–900 кг/м<sup>3</sup>, що перевищує показники дуба чи ясена. Така структура забезпечує надзвичайно високу міцність на сколювання та стиск, а також низький рівень стирання, що робить граб ідеальним матеріалом для деталей, які працюють в умовах інтенсивного тертя або ударних навантажень. Поверхня деревини після обробки стає дуже гладкою, майже полірованою.

Однак технологічні властивості граба накладають певні обмеження на його використання. Через високу щільність він важко піддається обробці різанням, а процес сушіння вимагає особливої обережності, оскільки деревина

схильна до викривлення та утворення тріщин. Крім того, граб має низьку біостійкість і без належного захисного просочення швидко вражається грибками при контакті з вологою.

#### Характеристика деревини берези.

Береза є поширеною промисловою породою з родини березових, яка поєднує доступність з хорошими фізико-механічними властивостями. Її деревина має світлий кремовий відтінок, іноді із золотистим або рожевим відблиском, без різкого контрасту між ядром та заболонню. Іноді зустрічаються декоративні дефекти структури, такі як темні вкраплення, відомі як «пташине око» [13].

За своїми показниками береза належить до порід середньої щільності (600–700 кг/м<sup>3</sup>) та твердості. Вона вирізняється високою в'язкістю та міцністю на сколювання, що є критично важливим саме для виготовлення шкантів та дрібних деталей з'єднань. Однорідна дрібнозерниста текстура дозволяє легко виконувати токарні роботи, фрезерування та свердління, отримуючи чисту поверхню зрізу. Береза добре піддається фарбуванню, імітуючи цінніші породи, та надійно склеюється [12].

Основними недоліками породи є її чутливість до змін вологості, що може призводити до жолоблення, та вкрай низька природна стійкість до біологічних уражень. Без антисептичної обробки вироби з берези швидко псуються у вологому середовищі.

#### Характеристика деревини вільхи

Вільха є м'якою листяною породою, яка має цікаву візуальну особливість: на свіжому зрізі деревина біла, але під дією кисню швидко змінює колір на червонуватий або насичено рожевий. Структура вільхи однорідна та дрібнозерниста, з ледь помітними річними кільцями та серцевинними променями.

З точки зору механіки, вільха не є рекордсменом по міцності, проте вона демонструє відмінну стабільність форми. Деревина легко сушиться без схильності до розтріскування та викривлення, що є її суттєвою перевагою. Вона

м'яка, легко ріжеться у всіх напрямках, добре полірується та просочується захисними сумішами.

Вільху доцільно використовувати для виготовлення шкантив у тих випадках, де не передбачаються екстремальні силові навантаження, але важлива стабільність розмірів. Низька зносостійкість обмежує її застосування у вузлах тертя, проте висока стійкість до вологи (при повному зануренні) робить її специфічним матеріалом для певних видів робіт [12].

## 2.2. Проведення розрахунків за методом розставлення пріоритетів та методом експертних оцінок

Метод розставлення пріоритетів використовується для визначення важливості або значимості завдань, рішень чи дій у складних ситуаціях. Цей підхід допомагає сфокусуватися на найбільш пріоритетних аспектах, що сприяють досягненню мети [17].

Суть методу розставлення пріоритетів полягає в попарному якісному порівнянні конкуруючих об'єктів з подальшим переходом на кількісні оцінки з використанням конкретних значень показників властивостей конкурентів, а за їх відсутності – експертних оцінок. Порівняння проводять в матричній формі, що дозволяє в подальшому за відповідної математичної обробки отримати кількісні значення пріоритетів рішень конкуруючих рішень (об'єктів) по кожній властивості окремо і за комплексом показників (ознак) [17].

Для прийняття рішення щодо вибору породи деревини серед описаних в попередньому розділі, було обрано 4 основних породи. Перелік порід з їх характеристиками зведено у у табл.2.1.

Для якісного порівняння 4 елементів створено квадратні матриці бінарних відношень з розміром  $n \times n$ , тобто  $4 \times 4$ . Співвідношення об'єктів виражають символами краще  $>$ , дорівнює  $=$ , гірше  $<$ . Таких матриць створено 4. Наступним кроком буде порівняння показників за їх пріоритетністю в оцінці об'єктів. Для цього складено квадратну матрицю  $m \times m$  [17].

Таблиця 2.1

## Перелік і характеристики деревних порід

Порода деревини	Середня щільність 12%, кг/м <sup>3</sup>	Опір розколюванню ,12% Н/мм	Межа міцності на статичний згин при вологості 12%, МПа	Ціна грн/куб .м
Бук	680	16,7	104	4600
Граб	795	21	128	1700
Вільха	525	14,1	79	2995
Береза	640	16,5	110	2518

Щоб оцінити кожен показник у цифрах, обраховано відношення найкращого об'єкту до найгіршого за формулою (2.1)[17]:

$$K_{ij} = \frac{X_{ij\max}}{X_{ij\min}}, \quad (2.1)$$

де:  $X_{ij\max}$  – максимальна оцінка і-того об'єкта по j-му показнику;

$X_{ij\min}$  – мінімальна оцінка і-того об'єкта по j-му показнику.

За знайденим коефіцієнтом  $K_j$  визначають коефіцієнт  $\omega_{ij}$  за формулою (2.2) [17]:

$$\omega_{ij} = \left( \frac{K-1}{K+1} + \sqrt{\frac{0,05}{n}} \right), \quad (2.2)$$

Потім обчислюють елементи  $a_{ij}$  матриць суміжності  $A_j$ , які замінюють матриці бінарних відношень. Члени  $a_{ij}$  матриць суміжності  $A_j = \parallel a_{ij} \parallel$  визначають наступним чином [17]:

$$\alpha_{ij} = \begin{cases} 1+\omega & \text{при } X_{ij} > X_{ej} \\ 1 & \text{при } X_{ij} = X_{ej} \\ 1-\omega & \text{при } X_{ij} < X_{ej} \end{cases}, \quad (2.3)$$



Таблиця 2.3

**Матриця порівняння опору розколюванню деревини**

		X1	X1	X1	X1	K	W
		16,7	21	14,1	16,5		
X1	16,7	1,00	<	>	>	1,49	0,3
X2	21	>	1,00	>	>		
X3	14,1	<	<	1,00	<		
X4	16,5	<	<	>	1,00		

Деревина з високим опором розколюванню менш схильна до механічних пошкоджень, що є важливим для її застосування в умовах інтенсивного навантаження, наприклад, у конструкційних елементах, підлогових покриттях та при з'єднаннях. Низький показник, навпаки, вказує на схильність деревини до розтріскування, що може обмежити сферу її використання.

Таблиця 2.4

**Матриця порівняння межі міцності при статичному згині**

		X1	X1	X1	X1	K	W
		104	128	79	110		
X1	104	1,00	<	>	<	1,62	0,34
X2	128	>	1,00	>	>		
X3	79	<	<	1,00	<		
X4	110	>	<	>	1,00		

Межа міцності при статичному згині є важливим параметром для оцінки надійності шкантив, які використовуються у меблевому виробництві та

будівництві. Шканти, як правило, працюють під значними навантаженнями, що створюються силами згинання, особливо у місцях з'єднання різних частин конструкцій.

Таблиця 2.5

### Матриця порівняння ціни

		X1	X1	X1	X1	K	W
		4600	1700	2995	2518		
X1	4600	1,00	>	>	>	2,71	0,56
X2	1700	<	1,00	<	<		
X3	2995	<	>	1,00	>		
X4	2518	<	>	<	1,00		

Ціна є одним із ключових параметрів при виборі шкантив, особливо для масштабного виробництва меблів або будівельних проектів. Вона визначає загальну економічну ефективність використання цих з'єднувальних елементів

Для визначення пріоритету породи за кожною характеристикою  $P_{ij}$  і пріоритет показника  $P_j$ , використовують поняття потужності критерію  $L$ -го порядку  $P(L)$ , яке обчислюється по рядках за формулами [17]

Перша ітерація:

$$P_i \setminus (1) = \sum_{i=1}^n a_{ij}, \quad (2.5)$$

$$P_j \setminus (1) = \sum_{j=1}^n a_j, \quad (2.6)$$

$$P_{ij} \setminus (1) = \frac{P_{ij} \setminus (L)}{\sum_{j=1}^n P_{ij} \setminus (L)}, \quad (2.7)$$

$$P_j \setminus (2) = \sum_{j=1}^n a_j, \quad (2.8)$$

$$P_{ij} \setminus (2) = \frac{P_{ij} \setminus (L)}{\sum_{j=1}^n P_{ij} \setminus (L)}, \quad (2.9)$$

$$P_j \setminus (3) = \sum_{j=1}^n a_j, \quad (2.10)$$

$$P_{ij} \setminus (3) = \frac{P_{ij} \setminus (L)}{\sum_{j=1}^n P_{ij} \setminus (L)}, \quad (2.11)$$

Результати розрахунків занесено в табл. 2.6. - 2.10.

Таблиця 2.6

### Матриця суміжності для порівняння середньої щільності деревини

		X1	X1	X1	X1	K	W	P <sub>i1</sub>	P <sub>i1</sub> *	P <sub>i2</sub>	P <sub>i2</sub> *	P <sub>i3</sub>	P <sub>i3</sub> *
		680	795	525	640								
X1	680	1,00	0,79	1,21	1,21	1,24	0,21	4,21	0,26	16,53	0,26	65,18	0,26
X2	795	1,21	1,00	1,21	1,21			4,63	0,29	18,39	0,29	72,51	0,29
X3	525	0,79	0,79	1,00	0,79			3,37	0,21	13,35	0,21	52,67	0,21
X4	640	0,79	0,79	1,21	1,00			3,79	0,24	14,85	0,24	58,59	0,24
ā								16,0	1,00	63,12	1,00	248,94	1,00
								0					

Таблиця 2.7

### Матриця суміжності для порівняння опору розколюванню деревини

		X1	X1	X1	X1	K	W	P <sub>i1</sub>	P <sub>i1</sub> *	P <sub>i2</sub>	P <sub>i2</sub> *	P <sub>i3</sub>	P <sub>i3</sub> *
		16,7	21	14,1	16,5								
X1	16,7	1,00	0,70	1,30	1,30	1,49	0,30	4,30	0,27	16,57	0,27	64,29	0,27

X2	21	1,30	1,00	1,30	1,30			4,90	0,31	19,33	0,31	75,06	0,31
X3	14,1	0,70	0,70	1,00	0,70			3,10	0,19	12,13	0,20	47,18	0,20
X4	16,5	0,70	0,70	1,30	1,00			3,70	0,23	14,17	0,23	55,07	0,23
ã								16,00	1,00	62,20	1,00	241,60	1,00

Таблиця 2.8

### Матриця суміжності для порівняння межі міцності на статичний згин

		X1	X1	X1	X1			P <sub>i1</sub>	P <sub>i1*</sub>	P <sub>i2</sub>	P <sub>i2*</sub>	P <sub>i3</sub>	P <sub>i3*</sub>
		104	128	79	110	K	W						
X1	104	1,00	0,66	1,34	0,66	1,62	0,34	3,66	0,23	13,83	0,22	53,29	0,22
X2	128	1,34	1,00	1,34	1,34			5,02	0,31	19,73	0,32	75,95	0,32
X3	79	0,66	0,66	1,00	0,66			2,98	0,19	11,57	0,19	44,65	0,19
X4	110	1,34	0,66	1,34	1,00			4,34	0,27	16,55	0,27	63,62	0,27
ã								16,00	1,00	61,69	1,00	237,50	1,00

Таблиця 2.9

### Матриця суміжності для порівняння ціни

		X1	X1	X1	X1			P <sub>i1</sub>	P <sub>i1*</sub>	P <sub>i2</sub>	P <sub>i2*</sub>	P <sub>i3</sub>	P <sub>i3*</sub>
		4600	1700	2995	2518	K	W						
X1	4600	1,00	1,56	1,56	1,56	2,71	0,56	5,68	0,36	21,78	0,38	77,86	0,38
X2	1700	0,44	1,00	0,44	0,44			2,32	0,15	8,34	0,14	30,07	0,15
X3	2995	0,44	1,56	1,00	1,56			4,56	0,29	16,04	0,28	56,68	0,28



За формулами (2.12-2.13) обчислюють середнє значення  $x_{ij}$  та середнє квадратичне відхилення  $S_{ij}$  по кожному ряду відповідей [17]:

$$\bar{x}_{ij} = \frac{\sum_{j=1}^m x_{ij}}{m}, \quad (2.12)$$

$$S_{ij} = \pm \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (x_{ij} - \bar{x}_{ij})^2}{m-1}}, \quad (2.13)$$

де:  $x_{ij}$  – оцінка  $j$ -го експерта по  $i$ -му питанню;

$m$  – кількість експертів.

Коефіцієнт варіації  $V_{ij}$  розраховують за формулою [17]:

$$V_{ij} = \frac{S_{ij}}{\bar{x}_{ij}} \cdot 100\%, \quad (2.14)$$

Загальний коефіцієнт погодження експертів визначають за формулами (2.15-2.16) [17]:

$$K_E = \frac{\sum_{i=1}^n K_{Eij}}{\sum_{i=1}^n m_{ij}}, \quad (2.15)$$

$$K_{Eij} = 1 - \frac{S_{ij}}{\bar{x}_{ij}}, \quad (2.16)$$

де:  $n$  – кількість характеристик в анкеті;

$m_{ij}$  – кількість оцінок по кожній характеристиці в кожному з вирівняних рядів.

Якщо  $0,5 \leq K_E \leq 1$ , то думка експертів погоджена.

Квадратну матрицю бінарних відношень наведено у табл. 2.11.

Таблица 2.11

### Матриця бінарних відношень

		Y1	Y2	Y3	Y4	K	W
		3,00	1,71	2,29	2,57		
Y1	3,00	1,00	>	>	>	1,75	0,37
Y2	1,71	<	1,00	<	<		
Y3	2,29	<	>	1,00	<		
Y4	2,57	<	>	>	1,00		

Співвідношення між об'єктами виражено математичними символами (>), (=), (<).

Далі необхідно обчислити показник  $K_j$  – у скільки разів найкращий об'єкт відрізняється від найгіршого, використовуючи формулу (2.1) [17].

Наступний крок – знаходження коефіцієнту  $\omega_j$ , за формулою (2.2) [17]:

Суміжні члени матриць визначено за формулами (2.3-2.4).

Значеннями  $\alpha_{ij}$  замінюють математичні символи (>), (=), (<). Після цього складають матрицю суміжності для порівняння показників в (табл. 2.12).

Таблиця 2.12

### Матриця суміжності

		Y1	Y2	Y3	Y4	K	W	P <sub>i1</sub>	P <sub>i1</sub> *	P <sub>i2</sub>	P <sub>i2</sub> *
		3,00	1,71	2,29	2,57						
Y1	3,00	1,00	1,37	1,37	1,37	1,75	0,37	5,11	0,32	20,03	0,33
Y2	1,71	0,63	1,00	0,63	0,63			2,89	0,18	11,15	0,18
Y3	2,29	0,63	1,37	1,00	0,63			3,63	0,23	13,56	0,22
Y4	2,57	0,63	1,37	1,37	1,00			4,37	0,27	16,52	0,27
ā								16,00	1,00	61,26	1,00

Розрахунок аналогічно до попередніх таблиць за формулами (2.5 - 2.11).

За отриманими результатами формується загальна матриця для обчислення комплексного пріоритету (табл. 2.13).

Таблиця 2.13

### Підсумкова матриця

Назва породи деревини	Приоритет породи по одиничних показниках				Приоритет показника		Комплексний пріоритет породи
	1	2	3	4	номер	значення	
Бук	0,26	0,27	0,22	0,38	1	0,33	0,29
Граб	0,29	0,31	0,32	0,15	2	0,18	0,26
Вільха	0,21	0,20	0,19	0,28	4	0,22	0,22
Береза	0,24	0,23	0,27	0,20	3	0,27	0,23

За результатами розрахунків, можна стверджувати, що найбільший пріоритет припадає на деревину бука з пріоритетом 0,29

2.3. Рішення багатокритеріальної задачі вибору матеріалу методом аналізу ієрархій (МАІ)

Метод аналізу ієрархій (МАІ) – дозволяє експерту знайти такий варіант (альтернативу), який найкраще узгоджується із розумінням задачі, яку треба вирішити. Для цього використано дані табл. 2.1, які переформатовані у вигляді ієрархії [17].

Для вирішення завдання необхідні наступні дані:

Мета: вибір кращої породи .

Кількість альтернатив – 4.

Кількість критеріїв – 4.

Позначено альтернативи та критерії скороченими назвами (табл.2.14):

Далі необхідно заповнити матриці парних порівнянь (МПП). Для їх заповнення використовують шкалу Сааті, яка представлена значеннями від 1 до 9. При використанні шкали відносин порівняння здійснюється шляхом ділення числових значень параметрів порівнюваних об'єктів [17].

Таблиця 2.14

### Ієрархічна структура вибору

№	Критерії
---	----------

Кр1	Середня щільність
Кр2	Опір розколюванню
Кр3	Міцність при статичному згині
Кр4	Ціна

№	Альтернативи
A1	Бук
A2	Граб
A3	Вільха
A4	Береза

Рішення завдання здійснюється шляхом заповнення матриць парних порівнянь (МПП). Для заповнення МПП використовують шкалу Сааті (табл. 2.15), якщо об'єкти

порівнюються щодо якісної характеристики (наприклад, зручність, стан тощо.), або шкалу відносин, якщо об'єкти порівнюються щодо кількісної характеристики (наприклад, довжина, ціна). При використанні шкали відносин порівняння здійснюється шляхом ділення числових значень параметрів порівнюваних об'єктів.

Після заповнення поля МПП обчислюють локальні пріоритети (ЛПр) і показники:

- $N$  – розмір матриці парних порівнянь. У нашому випадку  $N = 4$ ;
- $\lambda_{\max}$  – максимальне власне число  $\lambda_{\max}$  МПП;
- $CI$  – індекс узгодженості МПП;
- $CR$  – відношення узгодженості МПП.

Перші три показника використовують для знаходження останнього ( $CR$ ), який показує, наскільки узгоджені судження про об'єкти. Значення  $CR$

вважається допустимим, якщо не перевищує 0.10-0.20. Інакше - рекомендується переглянути оцінки [17].

Таблиця 2.15

## Шкала Сааті [17]

Ступінь переваги	Визначення	Коментарі
1	Рівна перевага	Дві альтернативи однаково кращі з точки зору мети
2	Слабка ступінь переваги	Проміжна градація між рівною і середньою перевагою
3	Середня ступінь переваги	Досвід експерта дозволяє вважати одну з альтернатив трохи краще іншої
4	Перевага вище середнього	Перевага вище середнього
5	Помірно сильна перевага	Досвід експерта дозволяє вважати одну з альтернатив явно краще іншої
6	Сильна перевага	Проміжна градація між помірно сильною і дуже сильною перевагою

Продовження табл. 2.15

7	Дуже сильна (очевидна) перевага	Досвід експерта дозволяє вважати одну з альтернатив набагато кращою іншої: домінування альтернативи підтверджено практикою
8	Дуже, дуже сильна перевага	Проміжна градація між дуже сильною і абсолютною перевагою
9	Абсолютна перевага	Очевидність переваги однієї альтернативи над іншою має незаперечну підтвердження

Побудовані матриці критеріїв відносно мети та альтернатив відносно критеріїв наведено в табл. 2.16-2.20 [17]. Розраховано значення середнього геометричного значення елементів матриці за формулою (2.17) [17]:

$$G_i(a_{i1}, a_{i2}, \dots, a_{is}) = \sqrt[s]{a_{i1} \cdot a_{i2} \cdot \dots \cdot a_{is}}, \quad (2.17)$$

де:  $i$  – номер рядка матриці;

$s$  – кількість елементів в  $i$ -му рядку матриці;

$$a_{i1} = w_1 / w_1; a_{i2} = w_2 / w_2; \dots a_{is} = w_1 / w_s.$$

Далі обчислено значення ЛПр для першого рядка за формулою (2.18) [17]:

$$ЛПр_1 = \frac{[(w_1/w_1) \cdot (w_2/w_2) \cdot \dots \cdot (w_n/w_n)]^{\frac{1}{n}}}{(G_1 + G_2 + \dots + G_n)}, \quad (2.18)$$

Таблиця 2.16

### Матриця МПП критеріїв відносно мети

	Назва	Кр1	Кр2	Кр3	Кр4	G	ЛПр1
Кр1	Середня щільність	1	1/4	1/5	1/3	0,359	0,074
Кр2	Опір розколюванню	4	1	1/4	1/2	0,841	0,174
Кр3	Міцність при статичному згині	5	4	1	1/2	1,778	0,367
Кр4	Ціна	3	2	2	1	1,861	0,385
Сума						4,840	1,00

Максимальне власне число  $\lambda_{max} = 4,390$ ;  $CI = 0,130$ ;  $CR = 0,144$

Далі перевіряються експертні оцінки для використано дві важливі характеристики - індекс узгодженості (CI) і відношення узгодженості (CR), які обчислюємо за формулами (2.19-2.20) [17]:

$$CI = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1}, \quad (2.19)$$

$$CR = \frac{CI}{P_n}, \quad (2.20)$$

При  $N = 4 \Rightarrow P_n = 0,9$ .

Максимальне власне число для таблиці 2.16  $\lambda_{max} = 4,390$ ,  $N = 4$ ,  $CI = 0,130$ ,  $CR = 0,144$  (допустимо). Найбільше значення ЛПр=0,385 (ціна).

Далі попарно порівняно альтернативи по відношенню до кожного критерію та занесено данні у таблиці 2.17-2.20.

У табл. 2.17 показано заповнення МПП альтернатив по відношенню до критерію «середня щільність».

Таблиця 2.17

**Матриця МПП альтернатив по відношенню до критерію середня щільність**

Середня щільність							
	Назва	A1	A2	A3	A4	G	ЛПр2
A1	Бук	1	1/5	1/4	1/4	0,334	0,066
A2	Граб	5	1	1/3	1/5	0,760	0,150
A3	Вільха	4	3	1	4/3	2,000	0,395
A4	Береза	4	5	3/4	1	1,968	0,389
Сума						5,062	1,00

Максимальне власне число  $\lambda_{\max} = 4,310$ ;  $CI = 0,103$ ;  $CR = 0,114$

Таблиця 2.18

**Матриця МПП альтернатив по відношенню до критерію опір розколювання**

Опір розколюванню							
	Назва	A1	A2	A3	A4	G	ЛПр3
A1	Бук	1	2	1/2	1/3	0,760	0,165
A2	Граб	1/2	1	1/5	1/2	0,473	0,103
A3	Вільха	2	5	1	4/3	1,911	0,415
A4	Береза	3	2	3/4	1	1,456	0,317
Сума						4,600	1,00

Максимальне власне число  $\lambda_{\max} = 4,122$ ;  $CI = 0,041$ ;  $CR = 0,045$

Таблиця 2.19

**Матриця МПП альтернатив по відношенню до критерію міцність при статичному згині**

Міцність при статичному згині							
	Назва	A1	A2	A3	A4	G	ЛПр4
A1	Бук	1	1/3	1/5	1/3	0,386	0,081
A2	Граб	3	1	1/2	1/2	0,931	0,194
A3	Вільха	5	2	1	1/4	1,257	0,263
A4	Береза	3	2	4	1	2,213	0,462
Сума						4,787	1,00

Максимальне власне число  $\lambda_{\max} = 4,465$ ;  $CI = 0,155$ ;  $CR = 0,172$

Таблиця 2.20

### Матриця МПП альтернатив по відношенню до критерію ціна

Ціна							
	Назва	A1	A2	A3	A4	G	ЛПр5
A1	Бук	1	1/5	1/5	1/4	0,316	0,063
A2	Граб	5	1	1/3	1/3	0,863	0,171
A3	Вільха	5	3	1	5/3	2,236	0,442
A4	Береза	4	3	3/5	1	1,638	0,324
Сума						5,054	1,00

Максимальне власне число  $\lambda_{\max} = 4,166$ ;  $CI = 0,055$ ;  $CR = 0,061$

Матриця пріоритетів критеріїв відносно мети та альтернатив відносно кожного з критеріїв наведена в табл. 2.21.

Таблиця 2.21

**Матриця пріоритетів критеріїв відносно мети та альтернатив відносно кожного з критеріїв**

	Назва	ПрКр	A1 Бук	A2 Граб	A3 Вільха	A4 Береза
Кр1	Середня щільність	0,074	0,066	0,150	0,395	0,389
Кр2	Опір розколюванню	0,174	0,165	0,103	0,415	0,317
Кр3	Міцність при статичному згині	0,367	0,194	0,194	0,263	0,462
Кр4	Ціна	0,385	0,063	0,171	0,442	0,324

Рішення задачі багатокритеріального ранжування представляють у вигляді вектору глобального пріоритету (ГлПр) альтернатив по відношенню до мети. Обчислюють цей вектор (ГлПр) наступним чином: кожен компонент цього вектору є скалярним добутком вектору локальних пріоритетів (ЛПр) критеріїв на вектор, складений з локальних пріоритетів альтернативи поданим критеріям. Найбільша величина вектору ГлПр відповідає пріоритетній альтернативі. Результати розрахунку наведено в табл. 2.22.

Таблиця 2.22

**Глобальні пріоритети альтернатив**

	Назва	ГлПр
1	Бук	0,129
2	Граб	0,166
3	Вільха	0,368
4	Береза	0,378

З табл. можна встановити, що альтернатива А4 береза має найвищий глобальний пріоритет, який складає 0,378, і, отже, вона є найкращою альтернативою для досягнення цілі.

В розділі проведено теоретичне обґрунтування вибору матеріалів для виготовлення шкантів. Описано основні властивості різних порід деревини, що впливають на вибір матеріалів для виготовлення шкантів. Методом розставляння пріоритетів та експертних оцінок встановлено, що найбільший пріоритет припадає на деревину бука. А визначення матеріалу методом аналізу ієрархій показало, що береза має найвищий глобальний пріоритет, отже, вона є найкращою альтернативою для досягнення цілі.

## РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ПОРВНЯННЯ З'ЄДНАНЬ

### 3.1. Дослідження жорсткості кутових з'єднань з використанням нетипової фурнітури

Ключовим параметром, що визначає експлуатаційну надійність корпусних меблів, є жорсткість кутових з'єднань, яка характеризує здатність вузла чинити опір кутовим деформаціям під дією зовнішніх навантажень. У ході експерименту було проведено порівняльний аналіз поведінки стандартних шкантових з'єднань, змонтованих у отвори з діаметром 8 мм, та з'єднань, скріплених за допомогою розробленої нетипової фурнітури – ексцентричних шкантів. Випробування проводилися за схемою навантаження на стиск вузла діагонально, що імітує реальні умови роботи меблевого корпусу, коли вертикальні стійки та горизонтальні полиці зазнають деформацій під вагою вмісту шафи або власної маси конструкції [18–24].

Дослідження проводились на розривній машині типу Р5-М1 (рис.3.1) з використанням пристосування для закріплення випробовуваного вузла.



Рис. 3.1. Вигляд розривної машини зі встановленим пристосуванням  
При складанні меблевих заготовок стандартними шкантами результати

показали неточності складання деякі деталі виступали із зазором до 0,8 мм і не мали естетичного вигляду .Деталі були виготовленні на промисловому обладнанні, сверління проводилось на сверлильно-присадочному верстаті типу ВНХ-055 з числовим програмним управлінням. Отвори були задані в управляючих програмах в файлах типу mrx. Та не містили поправок на похибку і не було спеціально зроблено зміщення тобто не імітувалаь розбіжність отворів. Тим не менше похибка на стандартних шкантах була присутня і зафіксована.

Для порівняння трьох типів шкантових з'єднань були використані: 3 зразки з буковими ексцентриковими шкантами, 3 зразки з березовими ексцентриковими шкантами, 3 зразки зі звичайними (стандартними) буковими шкантами.

Мета експерименту Оцінити вплив конструкції та матеріалу шканта на міцність, точність складання та частку браку шкантових з'єднань. Порівняти: (а) букові ексцентрикові, (б) березові ексцентрикові та (с) стандартні букові шканти

У контрольних зразках №1, стандартний циліндричний шкант не міг забезпечити точності складання, що призводило до значного виступу деталі одна відносно одної як в торець так і в кромці як зображено на рис.3.2.

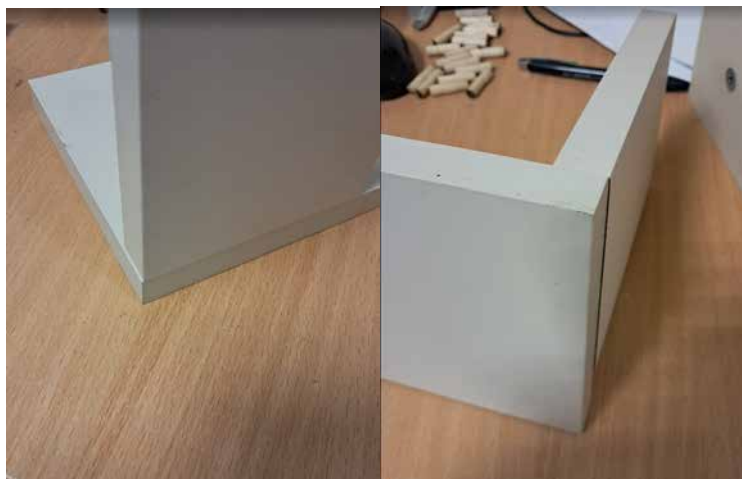


Рис. 3.2. З'єднання зразків із використанням стандартного циліндричного шканта

На рис. 3.3. зображено спосіб виконання з'єднань з використанням стандартних шкантів.

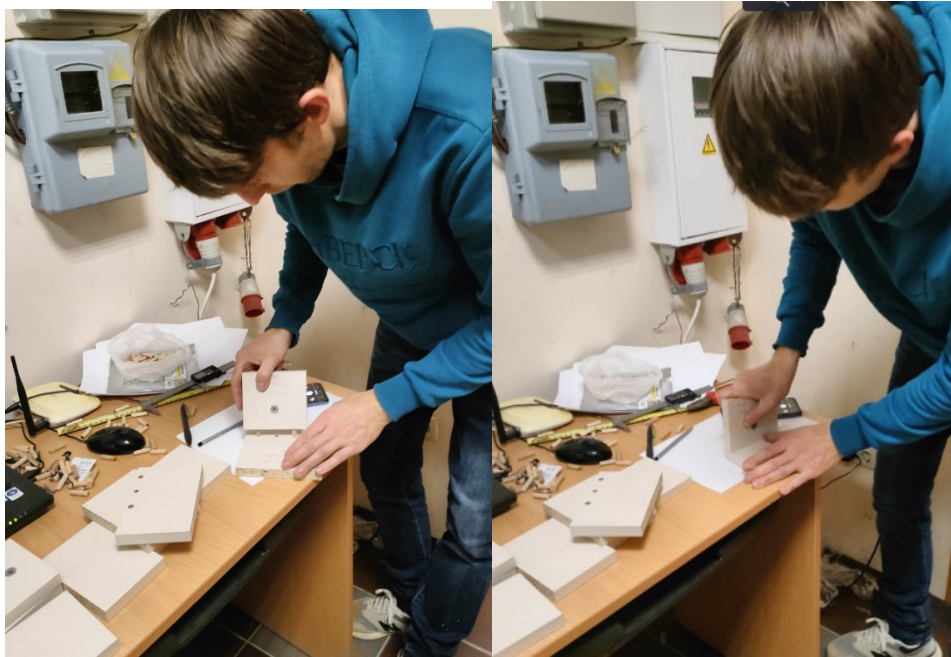


Рис. 3.3. Виконання з'єднань

Заміри показали зміщення по кромці під час використання стандартного шканта на величину 0,54 мм (рис. 3.4).



Рис. 3.4. Вимірювання зміщення

Це зміщення в подальшому вдалось компенсувати за допомогою використання ексцентрикових шкантів запропонованої конструкції (рис. 3.5).

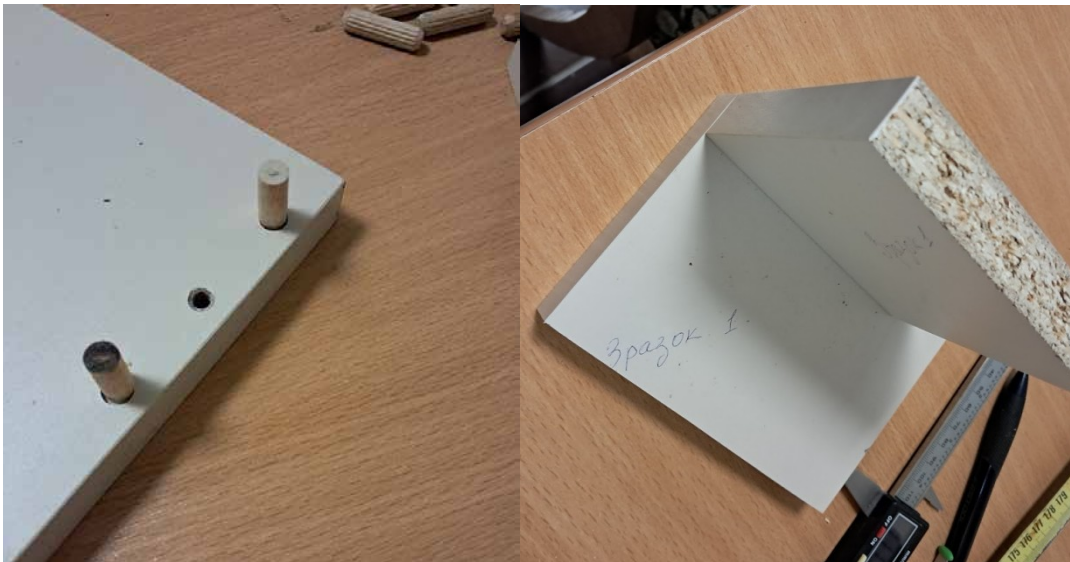


Рис. 3.5. З'єднання з використанням ексцентрикових шкантів

Графік випробовування для зразка №1 з ексцентриковим березовим шкантом показав що максимальне зусилля становить 283,45 Н, при переміщенні 34 мм (рис. 3.6)

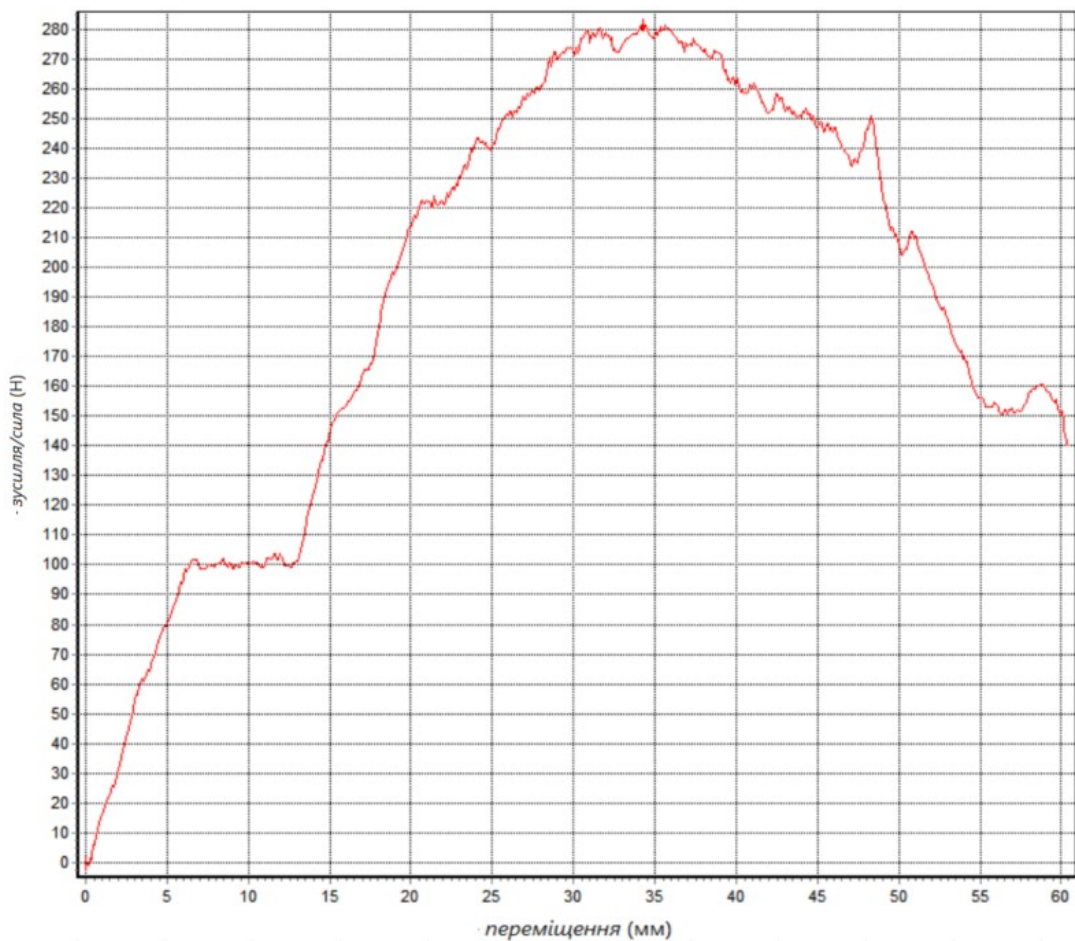


Рис. 3.6. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №1

Випробовування проводилось по схемі зображених на рис 3.7 з використанням спеціального пристосування для випробування кутових з'єднань.



Рис. 3.7. Проведення випробувань

Результат використання нетипової фурнітури продемонстрував розколювання деталі з торцевими отворами та деформацію шкантів без руйнування. Завдяки ексцентричній конструкції шканта, під час монтажу відбувалося механічне вибирання зазору, також це дозволяло створити ефект натягу що можна використовувати навіть у розбитому отворі. Це забезпечило відновлення прилягання деталей до значень, близьких до нуля.

Для зразка №2 з ексцентриковим березовим шкантом були зроблені аналогічні випробування (рис. 3.8)

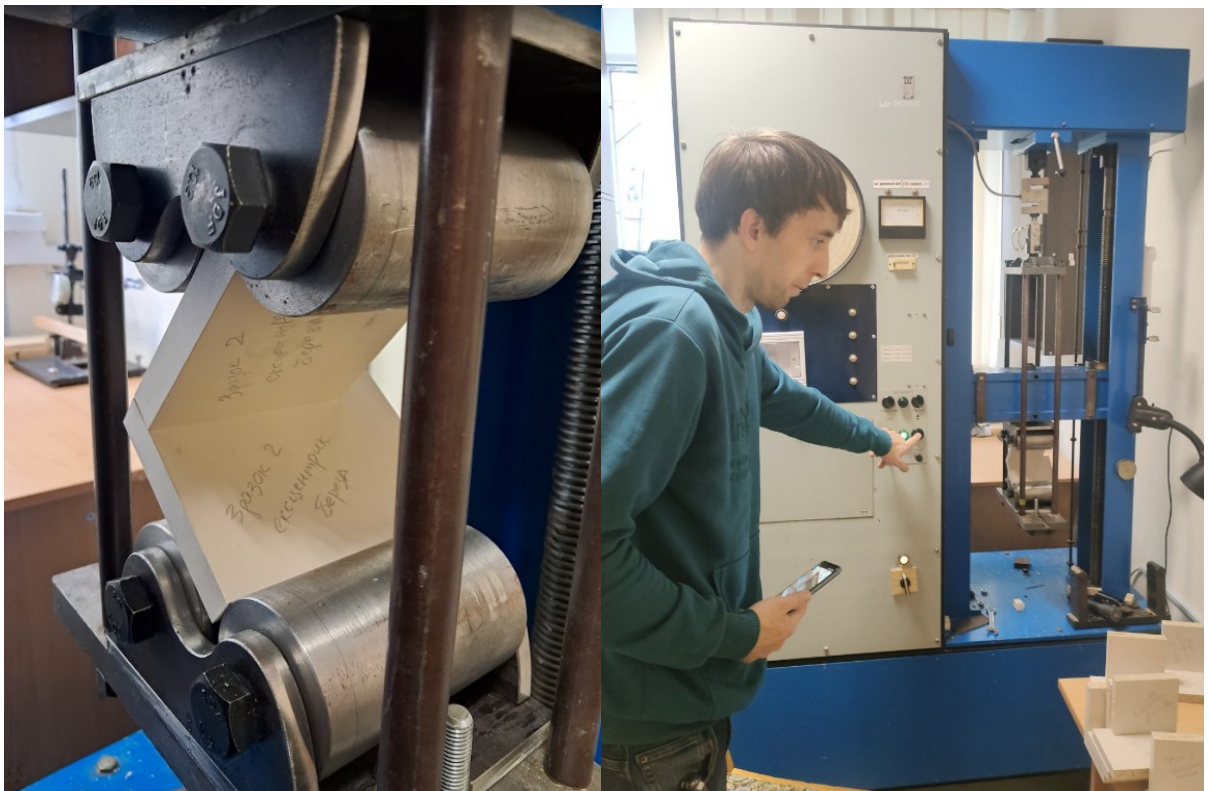


Рис. 3.8. Випробування букових ексцентрикових шкантів

Графік випробування для зразка №2 Зображено на рис. 3.9. Експериментальні дані показали максимальне зусилля 346,77 Н і при переміщенні 42 мм, що вище попереднього зразка №1. При цьому в даному випробуванні зламався ексцентриковий березовий шкант що видно на рис. 3.10.

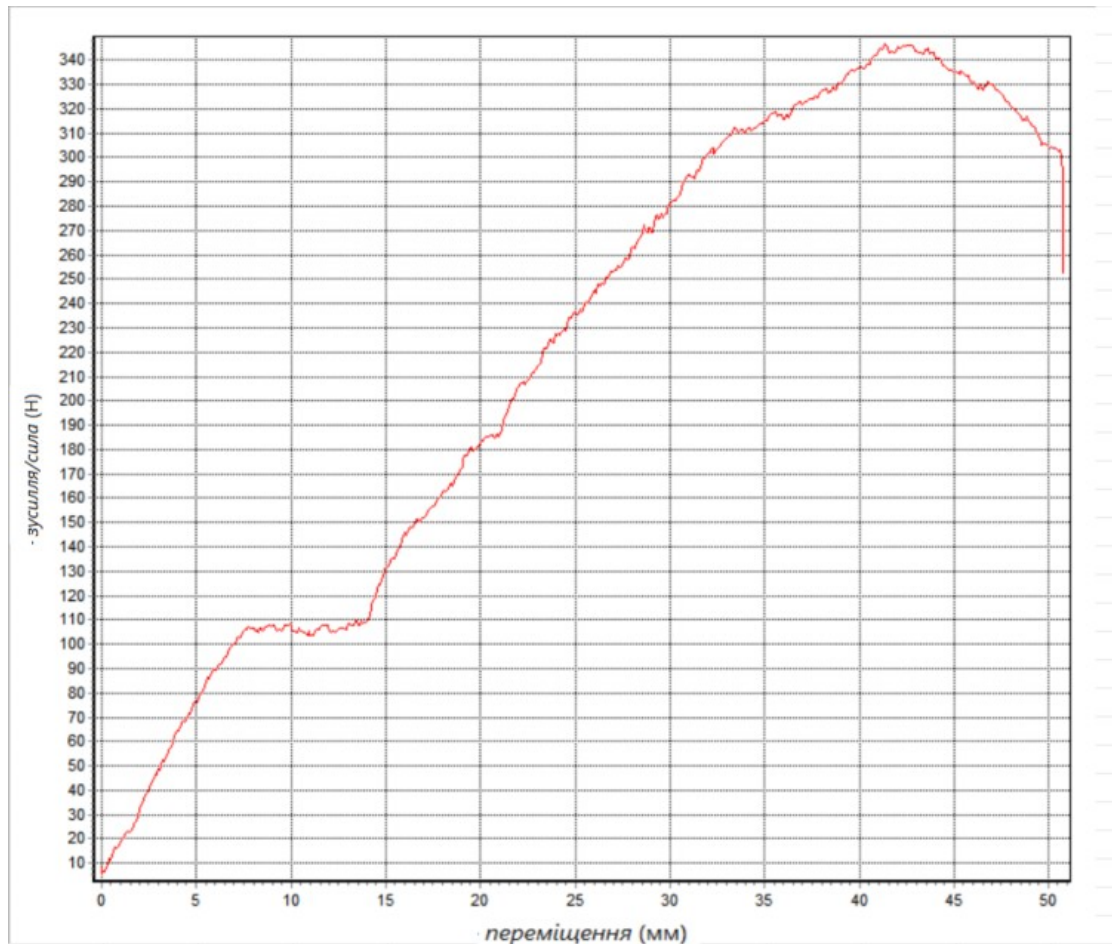


Рис. 3.9. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №2



Рис. 3.10. Руйнування березового ексцентрикового шканта

Для зразка №3 з ексцентриковим березовим шкантом (рис. 3.12) випробування показали максимальне зусилля 330,61 Н при переміщенні 40мм (рис. 3.11).

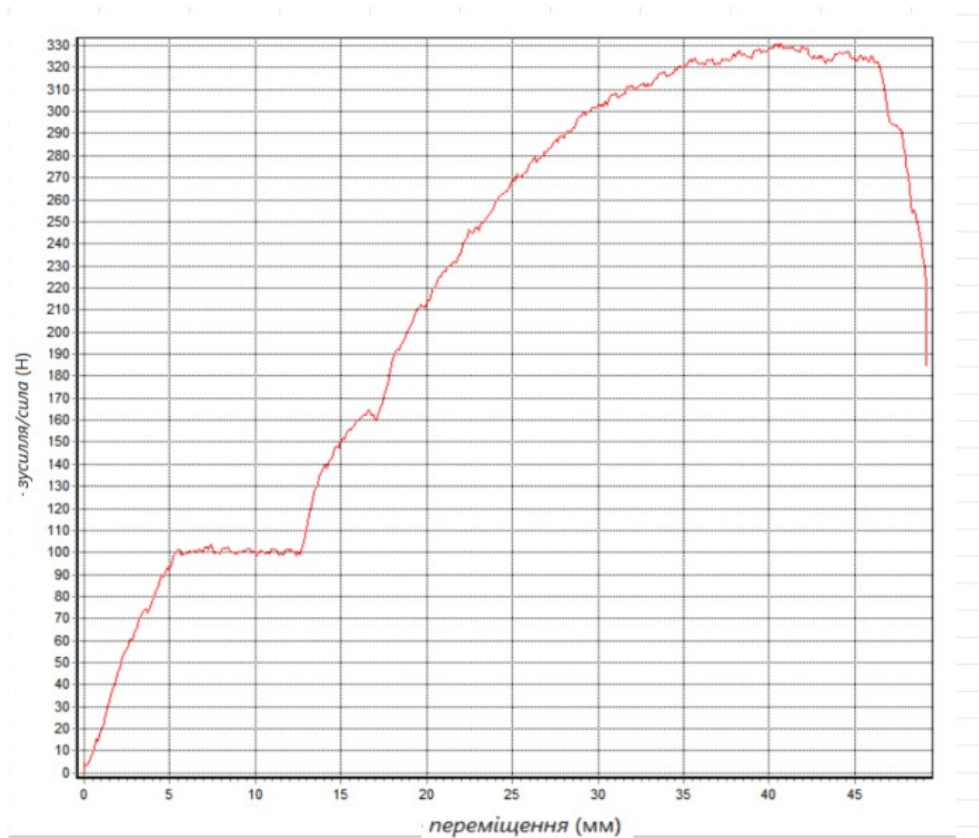


Рис. 3.11. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №3



Рис. 3.12. Випробування зразка №3

Для зразка №4 (рис. 3.14) з ексцентриковим буковим шкантом випробування показали максимальне зусилля 343,36Н при переміщенні 35мм (рис. 3.13).

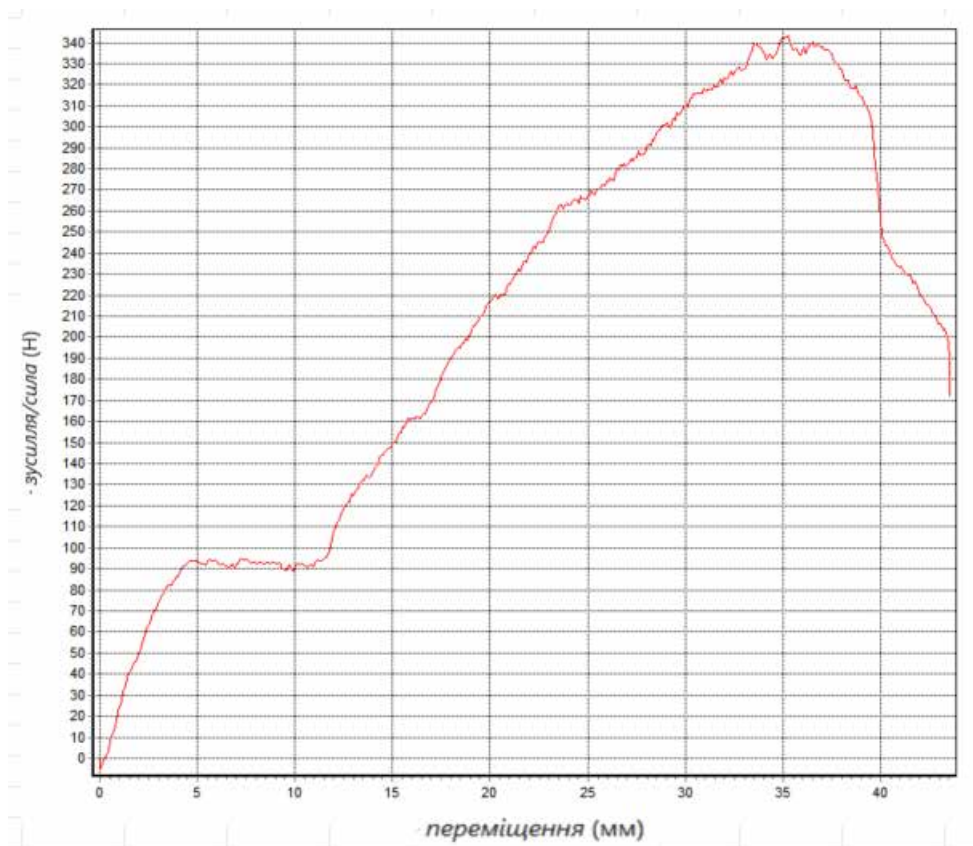


Рис. 3.13. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №4



Рис. 3.14. Випробування зразка №4

Для зразка №5 з ексцентриковим буковим шкантом випробовування показали максимальне зусилля 362,43Н при переміщенні 34 мм (рис. 3.16).

При з'єднанні на звичайний шкант була дотримана висока точність свердління, в результаті ексцентриковий буковий шкант зробив зміщення по торцю деталі і вийшло зміщення (рис. 3.15), що показало що нестандартна фурнітура не замінює звичайні шканти при правильно виконаному свердлінні.

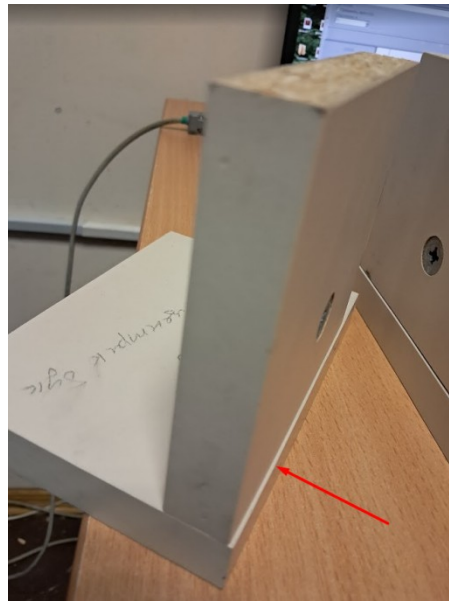


Рис. 3.15. Зміщення під час використання ексцентрикового шканта

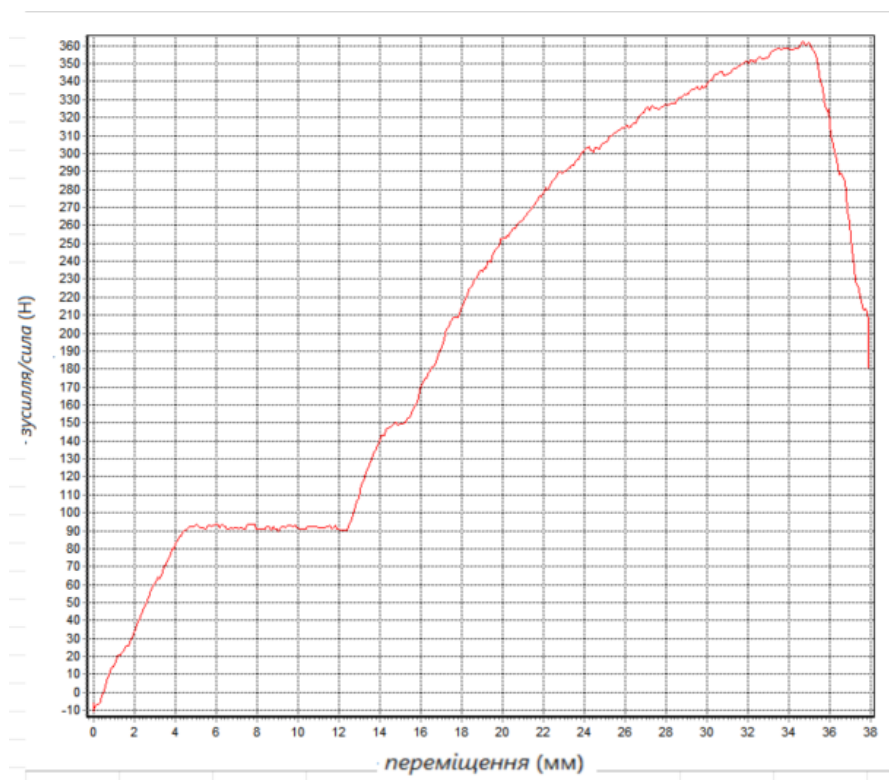


Рис. 3.16 Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №5

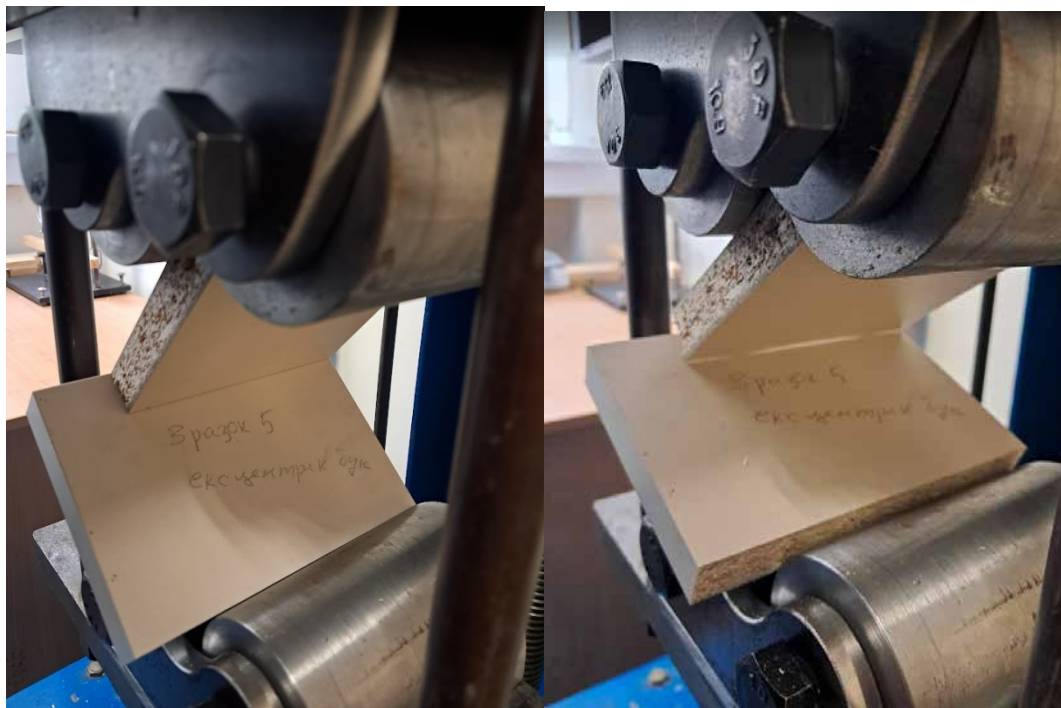


Рис. 3.17. Характер руйнування зразка №5

Для зразка №6 (Рис. 3.19) з ексцентриковим буковим шкантом випробовування показали максимальне зусилля 378,34 Н при переміщенні 32мм (Рис. 3.18)

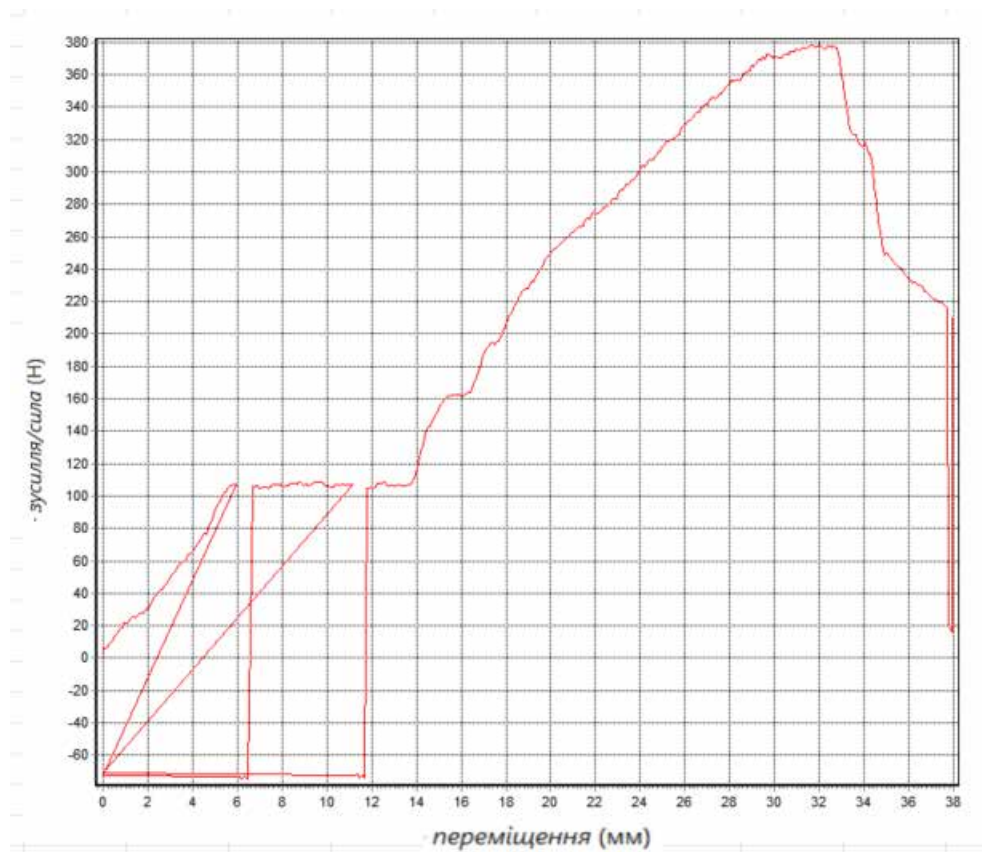


Рис. 3.17. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №6. (Н)



Рис. 3.18. Руйнування шкантив в зразку №6

Для зразка №7 (рис. 3.20) з звичайним циліндричним буковим шкантом випробовування показали максимальне зусилля 269,14 Н при переміщенні 29 мм (Рис. 3.19). Що показало найнижчий результат випробувань.

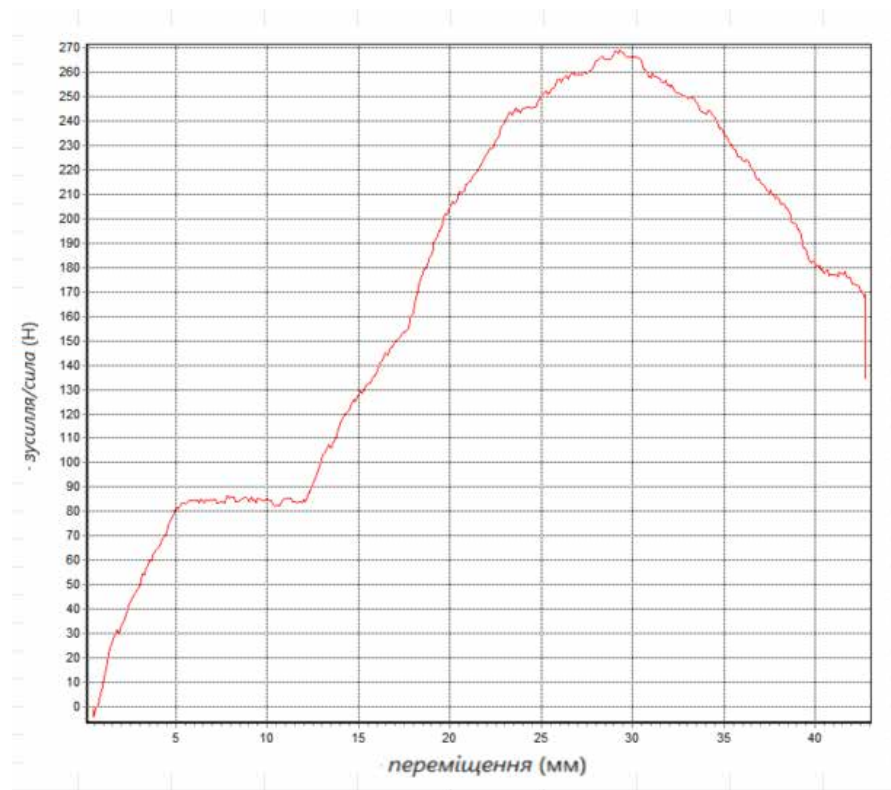


Рис. 3.19. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №7



Рис. 3.20. Характер руйнування зразка №7

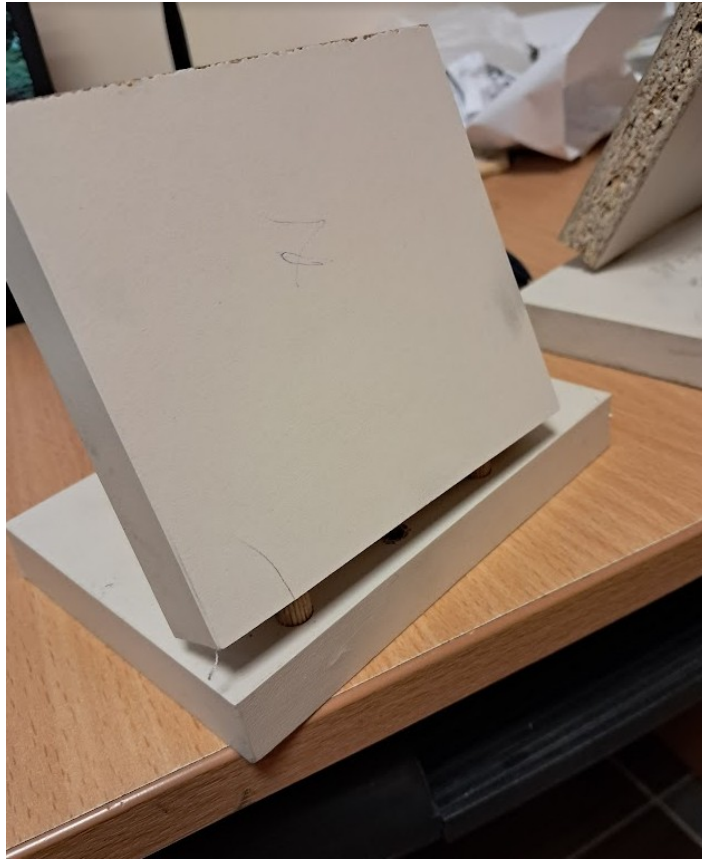


Рис. 3.21. Помітні тріщини на поверхні ламінації деревинно-стружкової плити

Для зразка №8 (рис. 3.23) з звичайним циліндричним буковим шкантом випробовування показали максимальне зусилля 333,11Н при переміщенні 36 мм (рис. 3.22). В результаті зруйнувались шканти.

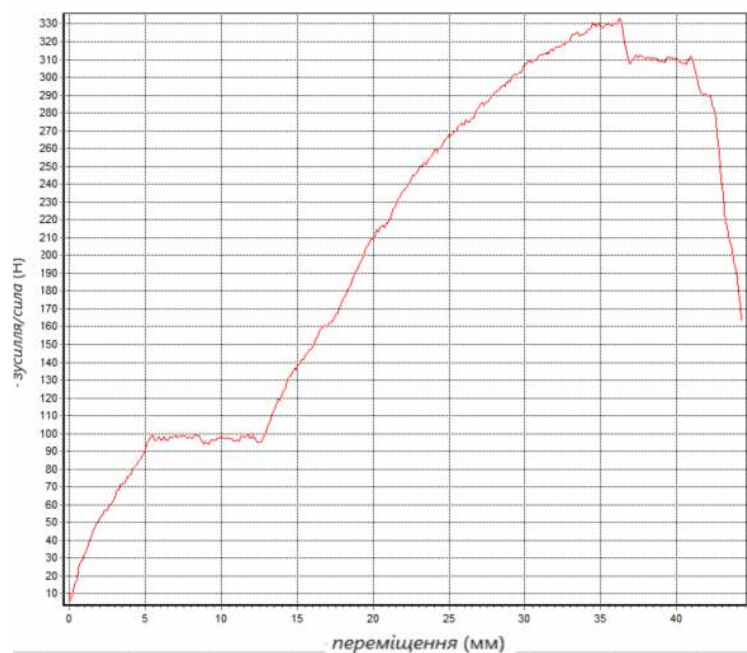


Рис. 3.22. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №8



Рис. 3.23. Характер руйнування зразка №7

Для зразка №9 з звичайним циліндричним буковим шкантом випробовування показали максимальне зусилля 315,62 Н при переміщенні 33 мм (рис. 3.24).

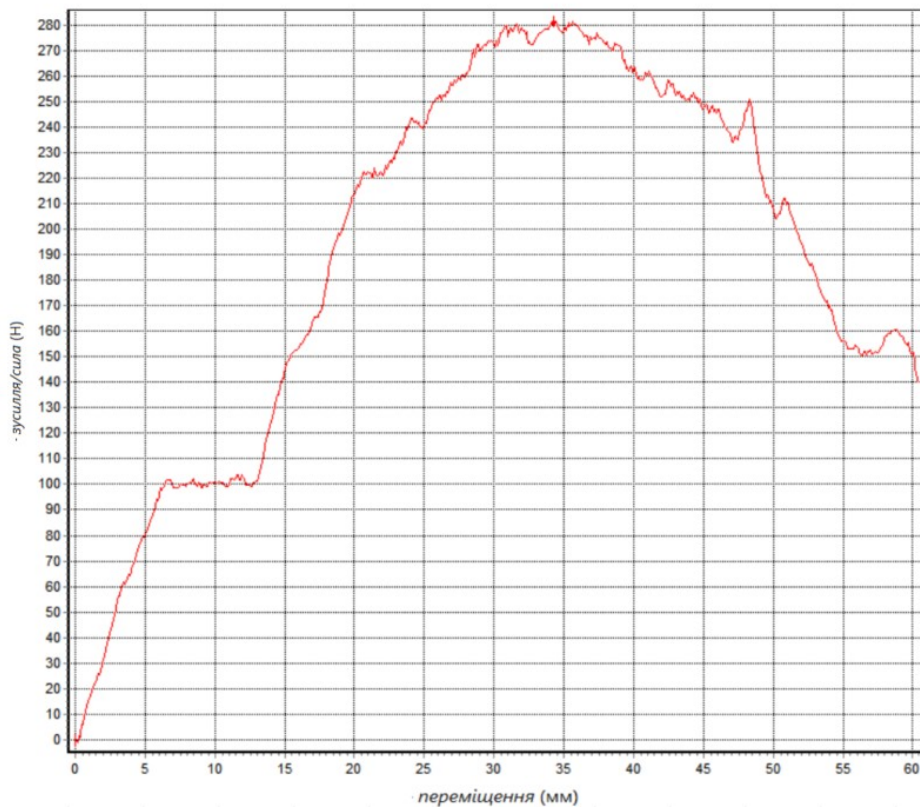


Рис. 3.24. Графік максимального зусилля  $F_{max}$  для зразка №9

Експериментальні дані підтвердили, що еластична жорсткість ексцентрикових з'єднань наблизилася до показників еталонних зразків з звичайним буковим шкантом, а в деяких випадках, завдяки використанню деревини бука та берези для виготовлення ремонтної фурнітури, навіть перевищила їх. Таким чином, було доведено, що застосування шкантів зі зміщенням дозволяє не лише геометрично вирівняти деталі, але й повністю відновити конструкційну жорсткість вузла при нерозвсверлюванні деталей.

### 3.2. Аналіз характеру руйнування відновлених з'єднань

Детальний аналіз результатів експериментальних досліджень та механізму руйнування зразків дозволяє зробити обґрунтовані висновки про вплив конструкції фурнітури на надійність меблевих вузлів.

Таблиця 3.1

#### Результати випробувань

Номер зразка	порода деревини	Тип шканта	Максимальне зусилля, Н	Переміщення, мм
1	Береза	Ексцентриковий	283,45	34
2	Береза	Ексцентриковий	346,77	42
3	Береза	Ексцентриковий	330,61	40
4	Бук	Ексцентриковий	343,36	35
5	Бук	Ексцентриковий	362,43	34
6	Бук	Ексцентриковий	378,34	32
7	Бук	Звичайний	269,14	29
8	Бук	Звичайний	333,11	36
9	Бук	Звичайний	315,62	33

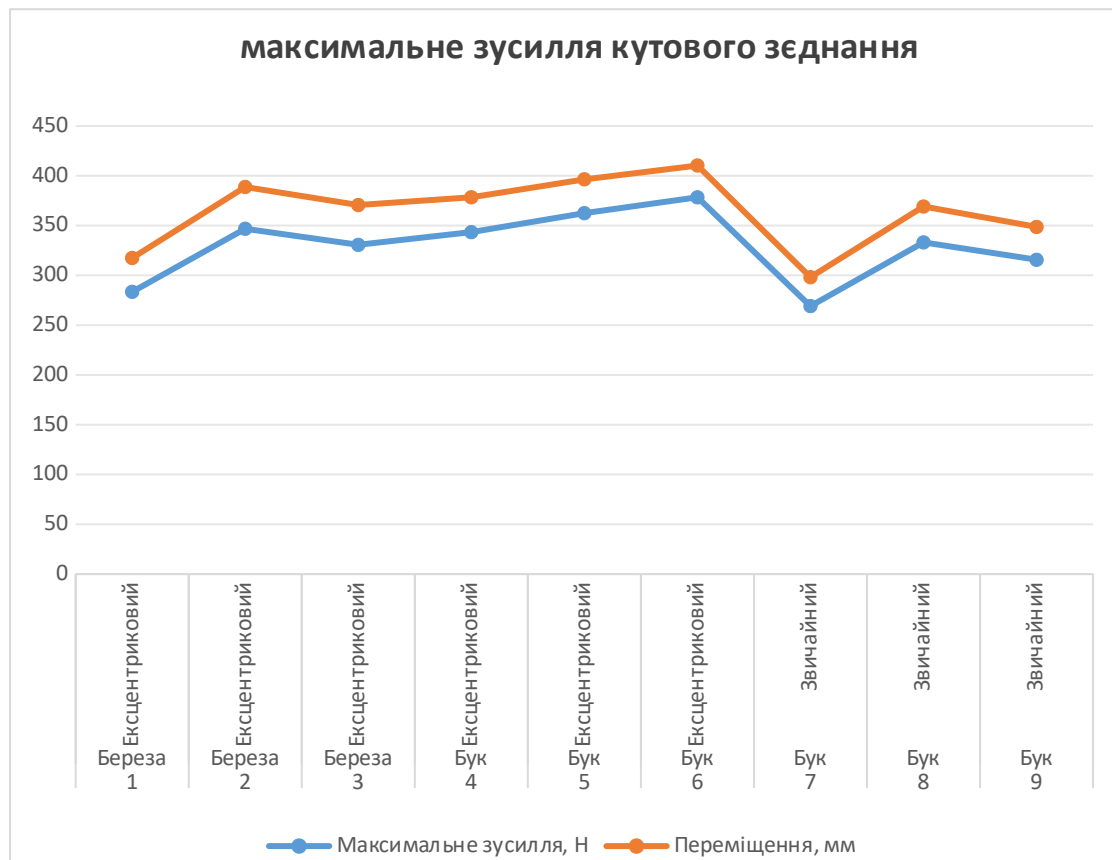


Рис. 3.25. Максимальне зусилля, отримане під час випробувань

Візуальний огляд зруйнованих під час діагонального стиску зразків виявив суттєві відмінності у поведінці стандартних шкантових з'єднань та з'єднань, виконаних за допомогою ексцентричних елементів.

Для контрольної групи зразків (№ 7, 8, 9), зібраних на стандартні букові шканти, було зафіксовано найнижчі показники міцності, зокрема у зразку № 7 максимальне зусилля склало лише 269,14 Н (табл. 3.1). Характер руйнування у цій групі свідчить про недостатню жорсткість вузла: спостерігалось утворення тріщин на поверхні ламінації деревинно-стружкової плити, а у зразку № 8 відбувся злам шкантів. Це вказує на те, що через наявність технологічних похибок та мікрозазорів, які стандартний шкант не здатен компенсувати, навантаження розподілялося нерівномірно, концентруючись на краях отворів та призводячи до передчасного пошкодження декоративного покриття або самого кріплення.

Зовсім іншу картину продемонстрували зразки, зібрані з використанням нетипової ексцентричної фурнітури. Використання шкантів зі зміщеним центром дозволило механічним шляхом вибрати зазор (зокрема, зафіксоване зміщення у 0,54 мм) та створити ефект попереднього натягу в з'єднанні. Це безпосередньо вплинуло на характер руйнування. Наприклад, у зразку № 1 з березовим ексцентричним шкантом відбувся розкол деталі з торцевими отворами при деформації самого шканта без його руйнування. Такий когезійний тип руйнування (по тілу плити) є доказом того, що фурнітура надійно зафіксувалася в отворі, і міцність самого з'єднання перевищила внутрішню міцність матеріалу ДСП на розколювання.

Порівняльний аналіз матеріалів ексцентричних шкантів показав перевагу деревини бука над березою. Зразки з березовими шкантами (№ 1–3) (рис. 3.25) показали значний розкид результатів та схильність до деформації, тоді як зразки з буковими ексцентричними шкантами (№ 4–6) продемонстрували стабільно високі показники несучої здатності. Зокрема, зразок № 6 витримав максимальне навантаження у 378,34 Н, що є найкращим результатом серед усіх випробуваних груп. Руйнування у цьому випадку супроводжувалося зломом самого шканта, що свідчить про повне використання ресурсу міцності деревини твердої породи.

Важливим практичним спостереженням став результат випробування зразка № 5. Встановлення ексцентричного шканта у правильно просвердлені отвори (без похибки) призвело до штучного зміщення деталей, що підтверджує специфічне призначення даної фурнітури – вона повинна використовуватися виключно для ремонту або корекції браку, а не як заміна стандартних шкантів у налагодженому технологічному процесі.

Оцінка ефекту, визначаємо відносно підвищення міцності (3.1) (рис. 3.26) [37].

$$\Delta \% = \frac{\bar{F}_{\text{експ}} - \bar{F}_{\text{контр}}}{\bar{F}_{\text{контр}}} \times 100 \% \quad (3.1)$$

Де  $\bar{F}_{експ}$  – ексцентриковий,  $\bar{F}_{контр}$  – стандартний буковий шкант

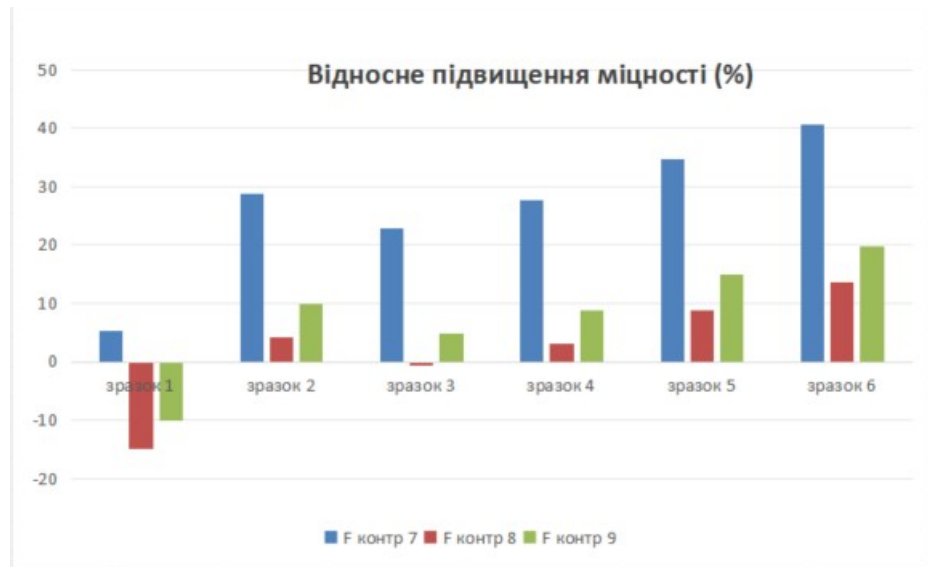


Рис. 3.26. Оцінка відносного підвищення міцності

Узагальнюючи отримані дані, можна стверджувати, що застосування ексцентричних шкантів, особливо виготовлених з твердої деревини бука, дозволяє не лише візуально усунути дефекти складання (виступи та зазори), але й суттєво підвищити механічну міцність вузла. Відновлені з'єднання демонструють вищу жорсткість порівняно зі стандартними, оскільки навантаження сприймається всією структурою вузла завдяки щільній посадці, що підтверджується вищими значеннями руйнівних зусиль та зміщенням точки руйнування з клейового шва на тіло плити або матеріал шканта.

## РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ НЕТИПОВОЇ ФУРНІТУРИ

### 4.1. Розробка алгоритму прийняття рішення щодо доцільності ремонту деталі

Впровадження результатів експериментальних досліджень у реальний виробничий процес вимагає чіткої регламентації процедур, оскільки, як показали випробування, застосування нетипової фурнітури є ефективним лише за певних умов. Розроблений алгоритм прийняття рішень базується на виявлених закономірностях зміни міцності та жорсткості з'єднань і покликаний виключити випадки недоцільного втручання в конструкцію меблів. Основою для прийняття управлінського рішення на рівні виробничого майстра стає діагностика відхилень, оскільки експеримент із зразком № 5 довів, що встановлення ексцентричного шканта у правильно просвердлені отвори призводить до штучного зміщення деталей та погіршення якості виробу. Тому першим кроком алгоритму є інструментальна перевірка наявності похибки позиціонування: ремонтна процедура ініціюється виключно у випадку фіксації розбіжності осей, як це було у випадку зі зміщенням 0,54 мм у дослідній партії.

На етапі ідентифікації типу невідповідності проводиться сортування дефектів на виправні та невиправні. Критичні пошкодження цілісності плити, такі як глибокі тріщини ламінації, що спостерігалися у зразках контрольної групи зі стандартними шкантами, є підставою для утилізації деталі, оскільки відновити її естетичні та міцнісні характеристики неможливо. Натомість технологічні дефекти, пов'язані з розбиттям отворів або зміщенням присадки, підлягають виправленню. При цьому алгоритм вимагає враховувати результати порівняльного аналізу матеріалів: оскільки зразки з берези (№ 1–3) показали значний розкид результатів та меншу стабільність під навантаженням порівняно з буковими аналогами, для ремонту відповідальних силових вузлів рекомендується використовувати виключно ексцентричні шканти з твердих порід деревини (бука).

Наступним кроком є оцінка технічної можливості встановлення ремонтної фурнітури з урахуванням зони руйнування. Експериментальні дані показали, що міцність відновленого з'єднання на букових ексцентричних шкантах може сягати 378 Н, що перевищує внутрішню міцність деревинно-стружкової плити. Це означає, що алгоритм повинен передбачати перевірку стану матеріалу навколо дефектного отвору: якщо тіло плити не має ознак розшарування, а товщина стінки є достатньою для сприйняття розпираючих зусиль, які виникають при вибиранні зазору ексцентриком, приймається позитивне рішення про ремонт. В іншому випадку, коли існує ризик руйнування торця, як це відбулося у зразку № 1, доцільність ремонту визначається індивідуально.

Фінальним етапом алгоритму є вибір параметрів налаштування ексцентричного елемента. Базуючись на тому, що ексцентричні шканти здатні створювати ефект попереднього натягу та переводити характер руйнування з адгезійного у когезійний, майстер повинен встановити вектор зміщення шканта таким чином, щоб він був протилежним до вектору технологічної похибки. Такий системний підхід дозволяє мінімізувати вплив людського фактора та гарантувати, що відновлена деталь матиме експлуатаційні характеристики, не гірші за нову, що було підтверджено високими показниками механічних випробувань відновлених зразків.

4.2. Порівняння собівартості відновлення деталі порівняно з виготовленням нової

Економічна ефективність запропонованого методу відновлення базується на глибокому порівняльному аналізі витрат, необхідних для повного циклу виготовлення нової одиниці продукції, та витрат на локальний ремонт дефектної деталі. При розрахунку повної собівартості виготовлення нової деталі з плитних матеріалів необхідно враховувати вартість основного матеріалу, розраховану з урахуванням площі заготовки та коефіцієнта технологічних втрат при розкрою, а також вартість личкувальних матеріалів і

клею-розплаву. До цієї суми додаються амортизаційні відрахування, значні енерговитрати на роботу верстатного парку та оплата праці кваліфікованого персоналу на всіх етапах технологічного ланцюга від форматно-розкрійного верстата до свердлильно-присадного центру. Особливої ваги набуває фактор втраченої вартості, адже дефекти свердління зазвичай виявляються на фінальних стадіях виробництва, коли у деталь вже інвестовано максимум матеріальних та трудових ресурсів, і її списання у брак означає безповоротну втрату всіх попередніх вкладень.

Натомість структура собівартості відновлення деталі за допомогою нетипової фурнітури формується за принципово іншим сценарієм. Вона складається з вартості самого ремонтного елемента, мікроскопічної кількості клейової суміші та оплати праці робітника, який виконує ремонтну операцію. Аналіз експериментальних даних, отриманих у третьому розділі, вносить важливі корективи в економічне обґрунтування вибору матеріалу фурнітури. Хоча деревина берези є дешевшою за бук, результати випробувань показали її меншу стабільність та нижчі показники максимального зусилля (до 346 Н проти 378 Н у бука) при вищих ризиках деформації. Враховуючи, що вартість самого шканта є нікчемно малою у порівнянні з ціною готової меблевої деталі з ЛДСП, економія на матеріалі фурнітури є економічно невиправданою. Використання більш дорогої, але міцної деревини бука, яка забезпечує формування надійного вузла з когезійним характером руйнування, виключає ризики повторного виходу з ладу виробу у споживача. Таким чином, незначне збільшення собівартості ремонту за рахунок якісної деревини запобігає значно більшим збиткам від потенційних рекламацій та гарантійного обслуговування.

Найбільш показовим аргументом на користь ремонту є порівняння трудовитрат та непрямих виробничих збитків. Виготовлення нової деталі на заміну бракованої вимагає повторного запуску технологічного циклу, що часто призводить до необхідності зупинки потокової лінії, переналагодження обладнання та порушення ритмічності виробництва. Це створює приховані збитки, пов'язані з простоем потужностей та зривом термінів відвантаження

замовлення. Процес же ремонту за допомогою ексцентричної фурнітури є локальною офлайн-операцією, яка може виконуватися паралельно з основним процесом на окремому робочому місці, не гальмуючи загальний потік. Проведені розрахунки свідчать, що сумарні витрати на відновлення, навіть із використанням високоякісних букових ексцентричних шкантів, складають лише незначну частку від повної вартості виготовлення нової деталі, що робить цей метод безальтернативно вигідним, особливо для великогабаритних, складних у виготовленні або вже облицьованих дорогими крайками елементів меблів.

#### 4.3. Оцінка екологічного ефекту від зменшення відходів виробництва

Окрім прямих економічних вигод, впровадження технології відновлення дефектних з'єднань має виражений екологічний ефект, що повністю відповідає сучасним принципам сталого розвитку та концепції ощадливого виробництва. Меблева промисловість традиційно генерує значні обсяги твердих відходів, левову частку яких складає технологічний брак плитних матеріалів. Утилізація таких відходів є складною екологічною проблемою, оскільки композитні матеріали, такі як ДСП та МДФ, містять у своєму складі термореактивні синтетичні смоли, формальдегіди та інші хімічні сполуки. При термічній утилізації (спалюванні) ці речовини виділяють у атмосферу токсичні продукти горіння, а при захороненні на полігонах мають надзвичайно тривалий період розкладання з ризиком забруднення ґрунтових вод.

Стратегія зменшення кількості браку (scrap reduction) шляхом відновлення функціональності деталей дозволяє безпосередньо скоротити обсяги техногенного навантаження на довкілля. Кожна деталь, врятована від утилізації за допомогою ексцентричного шканта, означає зекономлений лист плитного матеріалу, а отже збереження деревинної сировини та енергоресурсів, витрачених на її заготівлю, транспортування та переробку. Зменшення потреби у виготовленні дублікатів деталей знижує загальне навантаження на верстатний

парк та скорочує споживання електроенергії виробничим підприємством, що прямо корелює зі зменшенням вуглецевого сліду продукції.

Особливого значення в екологічному контексті набувають результати експериментальних досліджень, які довели перевагу використання твердих порід деревини для ремонтної фурнітури. Вибір на користь букових ексцентричних шкантів, які забезпечують високу міцність з'єднання (до 378 Н) та когезійний характер руйнування, є інвестицією у довговічність меблів. Використання менш стійкої березової деревини, хоч і є дешевшим, підвищує ризик передчасного виходу виробу з ладу в процесі експлуатації, що призводить до швидкого перетворення меблів на великогабаритне сміття. Натомість, застосування надійного букового з'єднання подовжує життєвий цикл виробу, відтермінуючи момент його утилізації на роки.

Також варто враховувати опосередкований виховний ефект, який полягає у підвищенні загальної культури виробництва та раціональному ставленні до ресурсів. Перехід від парадигми «виробив – викинув» до моделі максимального збереження цінності кожної заготовки сприяє формуванню екологічно відповідального бізнесу. Таким чином, використання нетипової фурнітури для виправлення дефектів є не лише технічним вирішенням проблеми точності, але й дієвим інструментом реалізації екологічної політики, спрямованої на мінімізацію промислових відходів.

## ВИСНОВКИ

Виконана магістерська робота вирішує актуальну науково-практичну задачу підвищення ресурсоефективності меблевого виробництва шляхом обґрунтування та експериментальної перевірки технології відновлення дефектних з'єднань. Узагальнюючи результати теоретичних досліджень та серії лабораторних випробувань, можна стверджувати, що застосування розроблених ексцентричних шкантів є надійним інструментом компенсації технологічних похибок свердління, які неминуче виникають при обробці плитних матеріалів.

Аналіз наукових джерел та результати власних експериментів із контрольною групою зразків підтвердили, що міцність шкантових з'єднань у композитах критично залежить від щільності посадки. Встановлено, що стандартні циліндричні шканти у дефектних отворах не здатні забезпечити належну жорсткість, демонструючи найнижчі показники руйнівного зусилля (мінімум 269,14 Н) та схильність до утворення тріщин на поверхні ламінування ще до настання критичних навантажень. Натомість використання ексцентричних елементів дозволило механічним шляхом вибрати зафіксований зазор у 0,54 мм, створити ефект попереднього натягу та відновити несучу здатність вузла. Це підтверджується кардинальною зміною характеру руйнування відновлених зразків: замість висмикування шканта спостерігався когезійний розрив по тілу деревинно-стружкової плити, що свідчить про те, що міцність сформованого з'єднання перевищила внутрішню міцність самого конструкційного матеріалу.

Критично важливим результатом роботи став порівняльний аналіз матеріалів для виготовлення ремонтної фурнітури. Експериментально доведено беззаперечну перевагу деревини бука над березою. Зразки з буковими ексцентричними шкантами продемонстрували найвищу стабільність та максимальні показники міцності, досягнувши пікового навантаження у 378,34 Н, тоді як березові аналоги виявилися менш стійкими до деформацій із максимальним результатом 346,77 Н. Це дало підстави рекомендувати використання саме твердих порід деревини для ремонту відповідальних

силових вузлів, оскільки незначна економія на матеріалі фурнітури не виправдовує ризиків зниження надійності виробу.

Водночас дослідження виявило чіткі технологічні обмеження запропонованого методу. Експеримент із встановленням ексцентричного шканта у бездефектний отвір (зразок № 5) призвів до штучного зміщення деталей, що погіршило геометрію виробу. Цей факт обумовлює необхідність обов'язкової попередньої діагностики відхилень перед початком ремонтних робіт. Розроблений на основі цього висновку алгоритм прийняття рішень дозволяє чітко розмежувати випадки, коли ремонт є доцільним, а коли деталь підлягає утилізації.

Техніко-економічне обґрунтування підтвердило високу ефективність впровадження результатів дослідження. Розрахунки показали, що витрати на відновлення деталі, навіть із використанням високоякісної букової фурнітури, є непорівнянно меншими за повну собівартість виготовлення нової одиниці продукції. Окрім прямої фінансової вигоди, технологія має виражений екологічний ефект, дозволяючи суттєво скоротити обсяги промислових відходів та подовжити життєвий цикл меблевих виробів. Таким чином, результати роботи мають завершений характер і рекомендуються до впровадження на підприємствах галузі як дієвий засіб зниження виробничого браку.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дерев'яні шканти від «XR\_Master» – гарантія якісного з'єднання деталей меблів : веб сайт. URL: <https://xrmaster.com.ua/ua/a475255-derevyannye-shkanty-xrmaster.html> (дата звернення 10.07.2025)
2. Меблева фурнітура - огляд та рекомендації з вибору : веб сайт. URL: <https://rubryka.com/2025/06/27/mebleva-furnitura-oglyad-ta-rekomendaciyi-z-viboru/> (дата звернення 10.07.2025)
3. Новітні технології в виробництві меблевої фурнітури : веб сайт. URL: <https://detector.media/withoutsection/article/217321/2023-09-28-novitni-tekhnologii-v-vyrobnytstvi-meblevoi-furnitury/> (дата звернення 10.07.2025)
4. Яка найкраща фурнітура для меблів на замовлення? : веб сайт. URL: <https://mebliod.com/bg/yaka-furnitura-najkrashha-dlya-mebliv-on-zamovlennya-%f0%9f%8f%a1%f0%9f%94%a7/> (дата звернення 10.07.2025)
5. Фурнітура як ключовий елемент меблевого дизайну: гід експерта : веб сайт. URL: <https://ua-stroy.org.ua/furnitura-kak-klyuchevoj-element-mebelnogo-dizajna> (дата звернення 10.07.2025)
6. Огляд нових галузевих можливостей, що відкриваються для виробників професійної меблевої фурнітури : веб сайт. URL: <https://www.aosite.com/uk/t-looking-at-the-new-industry-opportunities-behind-professional-furniture-hardware-manufacturers.html> (дата звернення 10.07.2025)
7. Чому виробники меблевої фурнітури важливі для якісних меблів : веб сайт. URL: <https://www.aosite.com/uk/a-why-furniture-hardware-manufacturers-matter-for-quality-furniture.html> (дата звернення 12.11.2025)
8. 7 головних причин, чому фурнітура має вирішальне значення для довговічності меблів : веб сайт. URL: <https://www.aosite.com/uk/a-top-7-reasons-hardware-is-crucial-for-furniture-durability.html> (дата звернення 13.11.2025)
9. Шканти дерев'яні – міцний та надійний спосіб з'єднання меблів  
Шканти дерев'яні – міцний та надійний спосіб з'єднання меблів : веб сайт. URL: <https://xrmaster.com.ua/ua/a486772-shkanty-derevyannye-nadezhnyj.html> (дата звернення 10.07.2025)

10. Чому точність у виробництві обладнання меблів? : веб сайт. URL: <https://www.tallsen.com/uk/a-why-precision-matter-in-furniture-hardware-production.html> (дата звернення 20.07.2025)
11. Mastering Furniture Assembly with Wooden Dowel Pins : веб сайт. URL: <https://www.furnitureconnector.com/news/mastering-furniture-assembly-with-wooden-dowel-pins-218990.html> (дата звернення 20.07.2025)
12. Вінтоник Я. Г., Сорока Л. Я. Конструювання меблів : навчальний посібник. Львів : РВВ НЛТУ України, 2010. 320 с.
13. Войтович І. Г. Основи технології виробів з деревини : підручник. Львів : Інтелект-Захід, 2010. 304 с.
14. ДСТУ 2080-92. Продукція меблевого виробництва. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України, 1993. 45 с.
15. ДСТУ EN 312:2003. Плити деревостружкові. Технічні умови (EN 312:2003, IDT). Київ : Держспоживстандарт України, 2005. 24 с.
16. Квісте А. Технологія та обладнання деревообробних виробництв. Харків : Будівельник, 2018. 280 с.
17. Пінчевська О. О., Головач В. М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни: «Інноваційні технології з оброблення деревини». Київ : НУБіП України, 2021. 62 с.
18. Karatay, H., Akbaş, M. F., & Uysal, M. The diagonal tensile strength of corner joints constructed with different connectors. *Turkish Journal of Forestry*, 25(4), 473–482, 2024.
19. Atar, M., Keskin, H., Peker, H., Ustündağ, A., Togay, A., and Candan, Z. (2010). "Impacts of different joint angles and adhesives on diagonal tension performances of box-type furniture," *BioRes.* 5(1), 343-355.
20. Janíková, N., Kořený, A., Gaff, M., Hlavatý, J. Comparative Study on Strengths of Ready-to-Assemble and Eccentric Furniture Joint. *Materials*, 2025, 18(9), 2114. DOI: 10.3390/ma18092114.

21. Jivkov, V., et al. Influence of the Type and Shape of the Eccentric Connectors on the Holding Strength in Particleboard and MDF. (Symposium „Furniture 2004“, Technical University – Zvolen).
22. Dalvand M., Ebrahimi G., Tajvidi M., Layeghi M. Bending moment resistance of dowel corner joints in case-type furniture under diagonal compression load. *Journal of Forestry Research*. 2014. Vol. 25. P. 981–984.
23. Eckelman C. A., Cassens D. Withdrawal Strength of Dowels from Wood Composites. *Forest Products Journal*. 1985. Vol. 35, № 5. P. 55–60.
24. Erdil Y. Z., Eckelman C. A. Withdrawal Strength of Dowels in Plywood and Oriented Strand Board. *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*. 2001. Vol. 25. P. 319–327.
25. Gaff M., Babiak M. Methods for determining the plastic work in bending and impact of selected factors on its value. *Composite Structures*. 2018. Vol. 202. P. 66–76.
26. Georgescu S., Varodi A. M., Racasan S., Bedeleian B. Effect of the dowel length, dowel diameter, and adhesive consumption on bending moment capacity of heat-treated wood dowel joints. *BioResources*. 2019. Vol. 14, № 3. P. 6619–6632.
27. Vavrušová, K., Lokaj, A., & Valíček, P. Dowel Type Joints in Agglomerated Wood. *Advanced Materials Research*, 1020, 233–237, 2014.
28. Karaman A., Yildirim M. N. Effect of Material, Adhesive and Loading on the Stiffness of Wooden Dowel Joints. *Wood Research*. 2023. Vol. 68, № 4. P. 768–781.
29. Kuzman M. K., Kutnar A., Ayrilmis N., Kariz M. Effect of heat treatment on mechanical properties of selected wood joints. *European Journal of Wood and Wood Products*. 2015. Vol. 73. P. 689–691.
30. Larsen H. J., Jensen J. L. Influence of semi-rigidity of joints on the behaviour of timber structures. *Progress in Structural Engineering and Materials*. 2000. Vol. 2, № 3. P. 267–277.

31. Śmietańska, K., & Mielczarek, M. Strength properties of furniture corner joints constructed with different wooden connectors and wood-based materials. *Annals of Warsaw University of Life Sciences – SGGW, Forestry and Wood Technology*, № 118, 55–66, 2022.
32. Lathuillière D., Bléron L., Descamps T., Bocquet J. F. Reinforcement of dowel type connections. *Construction and Building Materials*. 2015. Vol. 97. P. 48–54.
33. Paulenkova M. Pevnostne vlastnosti spojov s kolikmi. *Drevo*. 1984. Vol. 39, № 10. P. 297–300.
34. Podlena M., Böhm M., Hysek S., Prochazka J., Cerny R. Evaluation of parameters influencing the withdrawal strength of oak and beech dowels. *BioResources*. 2020. Vol. 15, № 1. P. 1665–1677.
35. Santos C. L., de Jesus A. M., Morais J. J., Fontoura B. F. An experimental comparison of strengthening solutions for dowel-type wood connections. *Construction and Building Materials*. 2013. Vol. 46. P. 114–127.
36. Smardzewski J. Furniture Design. Berlin : Springer International Publishing, 2015. 648 p.
37. Zhang J. Rational Design of Dowel Joints in Case Construction : Master's thesis. West Lafayette : Purdue University, 1991. 77 p.