

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

**Дільниця механічної обробки деталі типу «Корпус
підшипника»**

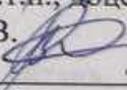
08-64.МКР.07.00.00.000.ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, групи
ІПМ-21м спеціальності 131 –

«Прикладна механіка»

Кухар Д.А.  30.11.2025

Керівник: к.т.н., доцент

Савуляк В.В. 

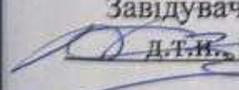
02.12.2025

Опонент: к.т.н., доцент

Цимбал С.В.

08.12.2025 

Допущено до захисту
Завідувач кафедри ТАМ

 д.т.н., проф. Козлов Л.Г.

(прізвище та ініціали)

« 13 » 12 2025 р.

Вінниця ВНТУ – 2025 року

Вінницький національний технічний університет
Факультет Машинобудування та транспорту
Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13-Механічна інженерія
Спеціальність – 131 – Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма – Технології машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТАМ

д.т.н., проф. Козлов Л.Г.

16 жовтня 2025 року

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Кухару Дмитру Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи (МКР): Дільниця механічної обробки деталі типу «Корпус підшипника»

керівник МКР доц., к.т.н. Савуляк В.В.

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

затверджені наказом ВНТУ від "24" вересня 2025 року №313

2. Строк подання студентом МКР: 2 грудня 2025 року

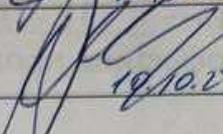
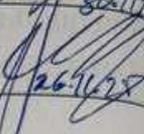
3. Вихідні дані до МКР: креслення деталі «Корпус підшипника», програма випуску деталі N = 18000

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Формування працездатності деталі «Корпус підшипника»; 2. Проектування дільниці механічної обробки деталі «Корпус підшипника»; 3. Економічна частина

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Креслення деталі «Корпус підшипника» (базова конструкція); 2. Креслення деталі «Корпус підшипника» (оптимізована конструкція); 3. Креслення заготовки деталі «Корпус підшипника». 4. Маршрут механічної обробки деталі «Корпус підшипника». 5. Розмірний аналіз технологічного процесу. 6. План розташування обладнання на дільниці.

6. Консультанти розділів МКР

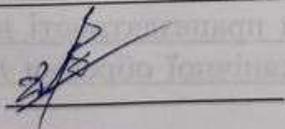
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання при
Спеціальна частина	К.т.н., доц. Савуляк В.В.	 19.10.25	 30.11.25
Економічна частина	К.т.н., проф. Лесько О.І.	 19.10.25	 26.11.25

7. Дата видачі завдання «_10_»_жовтня_2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів МКР	Строк виконання етапів МКР	Примі
1	Визначення об'єкту та предмету дослідження	15.10.25	вик
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	20.10.25	вик
3	Техніко-економічне обґрунтування методів Досліджень	23.10.25	вик
4	Розв'язання поставлених задач	25.11.25	вик
5	Формулювання висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	30.11.25	вик
6	Виконання розділу «Економічна частина»	26.11.2025	вик
7	Попередній захист МКР	02.12.25	вик
8	Перевірка роботи на плагіат	03.12.25	вик
9	Нормоконтроль МКР	06.12.2025	вик
10	Рецензування МКР	08.12.25	вик
11	Захист МКР	20.12.2025	вик

Студент



Кухар Д.А.

Керівник МКР



Савуляк В.В.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	8
ABSTRACT	10
ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. ФОРМУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДЕТАЛІ «КОРПУС ПІДШИПНИКА» НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ТОПОЛОГІЇ, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ	16
1.1 Аналіз умов роботи та вимог до деталі «Корпус підшипника»	16
1.1.1 Функціональне призначення «Корпусу підшипника» у складі механізму	16
1.1.2 Характер навантаження, що діє на корпус	18
1.1.3 Режим роботи механізму та циклічність навантаження	20
1.1.4 Критичні зони та концентрація напружень	22
1.1.5 Формулювання вимог до деталі «Корпус підшипника»	24
1.2 Критерії працездатності корпусної деталі	26
1.3 Алгоритм вибору матеріалу та заготовки деталі «Корпус підшипника»	31
1.4 Чисельне моделювання напружено-деформованого стану в ANSYS	41
1.5 Параметричний аналіз та оптимізація геометрії	51
1.6 Визначення параметрів циклу напружень	61
1.7 Втомний розрахунок деталі «Корпус підшипника»	64
РОЗДІЛ 2. ПРОЄКТУВАННЯ ДІЛЬНИЦІ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ «КОРПУС ПІДШИПНИКА»	69
2.1 Аналіз технологічності конструкції деталі	69
2.2 Вибір способу отримання заготовки	72
2.3 Розроблення маршруту механічної обробки	75
2.4 Вибір обладнання та інструменту	81
2.5 Нормування часу механічної обробки	86
2.6 Формування складу обладнання дільниці	90
2.7 Розрахунок чисельності персоналу та виробничих площ	94
РОЗДІЛ 3. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	120

3.1 Обґрунтування виробничої програми	120
3.2 Розрахунок капітальних витрат	123
3.3 Розрахунок собівартості виготовлення деталі	128
3.4 Оцінка економічної доцільності та терміну окупності	129
ВИСНОВКИ	133
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	136
ДОДАТКИ	138
Додаток А – Акт перевірки на плагіат	139
Додаток Б – Технічне завдання	140
Додаток В – Ілюстративна частина	142

АНОТАЦІЯ

УДК 621.7

Кухар Д.А. Дільниця механічної обробки деталі типу «Корпус підшипника». Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 131 – Прикладна механіка, освітня програма – технології машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2025. 104 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 38 назв, рис. 20; табл.36.

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена проєктуванню та організації дільниці механічної обробки корпусної деталі типу «Корпус підшипника», а також обґрунтуванню раціональної технології її виготовлення. Під час виконання роботи враховано вимоги до надійності та працездатності деталі, реальні умови експлуатації і показники економічної ефективності виробництва.

У роботі виконано детальний аналіз конструкції корпусу та умов його навантаження в складі підшипникового вузла. Встановлено ключові чинники, що визначають напружено-деформований стан деталі та її втомну довговічність. З використанням чисельного моделювання методом скінченних елементів досліджено поля напружень і деформацій, визначено найбільш навантажені зони, а також проаналізовано вплив геометричних параметрів на стабільність посадкової поверхні. За результатами параметричних досліджень проведено оптимізацію геометрії корпусу, що дало змогу зменшити концентрацію напружень і підвищити жорсткість конструкції без істотного збільшення маси.

Технологічний розділ містить розроблення маршрутів механічної обробки основних поверхонь корпусної деталі, вибір типу заготовки та обґрунтування складу й кількості обладнання для дільниці механічної обробки. Виконано нормування часу на основні технологічні операції, визначено потребу в устаткуванні, чисельність виробничого персоналу та необхідні виробничі площі.

В економічній частині роботи здійснено розрахунок собівартості виготовлення деталі «Корпус підшипника», визначено обсяг капітальних

вкладень на створення ділянки механічної обробки та проведено оцінку ефективності впровадження запропонованих технологічних рішень з економічної точки зору.

Графічна частина містить робочі креслення деталі «Корпус підшипника», компоновку ділянки механічної обробки, схеми маршрутів обробки, а також результати чисельного аналізу напружено-деформованого стану корпусної деталі.

Ключові слова: ділянка механічної обробки, корпусна деталь, корпус підшипника, технологічний процес, напружено-деформований стан, втомна міцність, оптимізація геометрії, собівартість виготовлення, економічна доцільність.

ABSTRACT

UDC 621.7

Kuhar D.A. Machining section of a part of the "Bearing housing" type. Master's qualification work in specialty 131 - Applied mechanics, educational program - mechanical engineering technologies. Vinnitsa, VNTU, 2025. 104 p.

In Ukrainian language. Bibliographer.: 38 titles, fig. 20; tabl.36.

The master's qualification work is devoted to the design and organization of the machining section of a housing part of the "Bearing Housing" type, as well as the justification of a rational technology for its manufacture. During the work, the requirements for the reliability and operability of the part, real operating conditions and indicators of economic efficiency of production were taken into account.

The work performed a detailed analysis of the housing design and its loading conditions as part of the bearing assembly. Key factors that determine the stress-strain state of the part and its fatigue life were established. Using numerical modeling by the finite element method, the stress and deformation fields were investigated, the most loaded zones were determined, and the influence of geometric parameters on the stability of the landing surface was analyzed. Based on the results of parametric studies, the geometry of the housing was optimized, which made it possible to reduce stress concentration and increase the rigidity of the structure without a significant increase in mass.

The technological section contains the development of machining routes for the main surfaces of the housing part, the selection of the type of workpiece and the justification of the composition and quantity of equipment for the machining section. Time standardization for the main technological operations has been carried out, the need for equipment, the number of production personnel and the necessary production areas have been determined.

In the economic part of the work, the cost of manufacturing the "Bearing Housing" part has been calculated, the amount of capital investment for the creation of the machining section has been determined and the effectiveness of the

implementation of the proposed technological solutions has been assessed from an economic point of view.

The graphic part contains working drawings of the “Bearing Housing” part, the layout of the machining section, machining route diagrams, as well as the results of a numerical analysis of the stress-strain state of the housing part.

Keywords: machining section, Bearing housing, machining process, stress–strain state, fatigue strength, geometric optimization, manufacturing cost.

ВСТУП

Сучасне машинобудування розвивається в умовах постійного тиску на виробничу ефективність. Підприємства змушені одночасно підвищувати продуктивність і скорочувати витрати, не погіршуючи якості готової продукції. Найскладнішою ця задача є для малих і середніх виробників. Обмежені фінансові ресурси не дозволяють їм широко застосовувати дороге спеціалізоване обладнання, однак вимоги ринку щодо собівартості та стабільності характеристик виробів залишаються високими.

Одним із практично доцільних шляхів вирішення цієї проблеми є раціональне проектування діляниць механічної обробки. Йдеться насамперед про такі діляниці, які орієнтовані на виготовлення відповідальних деталей із використанням типового універсального обладнання та мінімально необхідної кількості спеціалізованих верстатів. Важливу роль у цьому відіграє узгодження конструктивних рішень деталі з технологією її виготовлення. Такий підхід дає змогу скоротити трудомісткість операцій, зменшити кількість переналагоджень, а також оптимізувати витрати часу й матеріалу.

Корпусні деталі в машинобудуванні, зокрема корпуси підшипникових вузлів, належать до елементів підвищеної відповідальності. Саме вони значною мірою визначають надійність і ресурс роботи механізму в цілому. Для таких деталей характерна складна геометрія, жорсткі вимоги до точності посадкових поверхонь і робота в умовах змінних, часто циклічних навантажень. У зв'язку з цим при їх проектуванні та виготовленні необхідно забезпечити не лише достатню міцність і втомну довговічність, але й вибрати технологію механічної обробки, яка відповідатиме можливостям конкретної виробничої діляниці. Наприклад, зміна матеріалу, для підвищення міцності і жорсткості деталі тягне за собою зміну рекомендованих способів отримання заготовки, а це, в свою чергу, змінює технологію обробки заготовки, схеми

базування і режими обробки, тривалість обробки та кількість обслуговуючого персоналу і обладнання.

Актуальність теми

За умов конкурентного ринку підвищення прибутковості продукції може досягатися різними способами. Перший з них – підвищення ціни реалізації – на практиці суттєво обмежений конкуренцією. Другий варіант полягає в нарощуванні обсягів виробництва. Однак найбільш ефективним і водночас універсальним підходом є зниження собівартості виготовлення за збереження необхідного рівня якості.

Реалізація такої стратегії потребує оптимізації технологічних процесів, раціонального завантаження обладнання, зменшення трудомісткості та матеріалоемності виготовлення деталей. Вирішальне значення при цьому має етап проєктування виробництва. Саме на ньому формується склад обладнання дільниці механічної обробки, визначаються маршрути обробки деталей, встановлюються норми часу та обґрунтовується чисельність персоналу.

Організація дільниці механічної обробки корпусних деталей є комплексною задачею. Вона передбачає аналіз конструкції деталі з точки зору технологічності, вибір раціонального способу отримання заготовки, розроблення маршрутів механічної обробки та оцінку впливу конструктивних параметрів на працездатність. Обов'язковою складовою є також економічне обґрунтування доцільності виготовлення деталі в умовах серійного виробництва. Саме поєднання цих аспектів визначає актуальність обраної теми магістерської роботи.

Мета і завдання роботи

Метою магістерської роботи є проєктування дільниці механічної обробки корпусної деталі «Корпус підшипника» з обґрунтуванням технології її виготовлення, оцінкою працездатності конструкції та аналізом економічної доцільності виробництва.

Для досягнення поставленої мети в роботі передбачено розв'язання таких основних завдань:

- виконати аналіз конструкції та умов експлуатації деталі «Корпус підшипника» з позицій технологічності та надійності;
- здійснити чисельний аналіз напружено-деформованого стану деталі;
- провести параметричне дослідження геометрії корпусу та визначити раціональні конструктивні параметри;
- обґрунтувати вибір заготовки та складу обладнання дільниці механічної обробки;
- розробити маршрут механічної обробки основних поверхонь;
- виконати нормування часу на основні технологічні операції;
- визначити потребу в обладнанні, виробничих площах і персоналі;
- розрахувати собівартість виготовлення деталі;
- оцінити економічну доцільність організації дільниці механічної обробки для заданої програми випуску.

Об'єкт і предмет дослідження

Об'єктом дослідження є дільниця механічної обробки корпусних деталей у машинобудуванні.

Предметом дослідження є технологічні процеси механічної обробки, конструктивні параметри та економічні показники виготовлення деталі «Корпус підшипника».

Методи дослідження

У роботі використано методи технологічного аналізу, нормування праці та техніко-економічних розрахунків. Напружено-деформований стан корпусної деталі досліджено методом скінченних елементів із застосуванням програмного комплексу ANSYS 25R2 Student. Розрахунок собівартості та оцінка економічної ефективності виконані відповідно до чинних методик техніко-економічного обґрунтування виробництва.

Наукова новизна роботи

Наукова новизна магістерської кваліфікаційної роботи полягає в комплексному поєднанні чисельного аналізу працездатності корпусної деталі з обґрунтуванням технології її виготовлення та параметрів ділянки механічної обробки, що дозволило встановити взаємозв'язок між геометрією деталі, напружено-деформованим станом і технологічними рішеннями.

У роботі вперше для деталі типу «Корпус підшипника» в умовах середньосерійного виробництва:

1. Кількісно встановлено вплив геометричних параметрів корпусу (товщина стінок, радіуси галтельних переходів) на напружено-деформований стан і локальну концентрацію напружень у зонах посадкових поверхонь підшипника за допомогою чисельного моделювання методом скінченних елементів.
2. Встановлено зв'язок між результатами FEM-аналізу та вибором параметрів литої заготовки, що дозволило узгодити вимоги до міцності та жорсткості деталі з показниками точності, припусків і шорсткості поверхонь заготовки.
3. Показано можливість використання результатів чисельного аналізу як інструмента для прийняття технологічних рішень, зокрема при виборі способу отримання заготовки та параметрів механічної обробки корпусних деталей.

Практичне значення одержаних результатів

Практична цінність магістерської кваліфікаційної роботи полягає в тому, що отримані результати можуть бути безпосередньо використані при проєктуванні та організації ділянок механічної обробки корпусних деталей у машинобудуванні.

Основні практично значущі результати полягають у такому:

1. Розроблено та обґрунтовано конструктивні параметри корпусу підшипника, які забезпечують його працездатність у заданих умовах

експлуатації та можуть бути використані при проектуванні аналогічних корпусних деталей.

2. Запропоновано раціональні параметри литої заготовки для корпусу підшипника зі сталі 45Л з урахуванням середньосерійного виробництва, що дозволяє зменшити припуски на механічну обробку та скоротити кількість технологічних переходів.
3. Розроблено маршрут механічної обробки основних поверхонь корпусу, виконано вибір обладнання та інструменту, а також проведено нормування часу, що дає можливість практичного впровадження запропонованої технології на машинобудівних підприємствах.
4. Виконано техніко-економічне обґрунтування організації ділянки механічної обробки, результати якого можуть бути використані при плануванні виробничих потужностей, визначенні чисельності персоналу та оцінці доцільності впровадження технологічних рішень.

Особистий внесок здобувача

Усі основні результати дослідження, а також технологічні та економічні розрахунки виконані здобувачем самостійно. Мета й завдання роботи сформульовані та погоджені з науковим керівником.

Апробація результатів роботи

Основні положення та результати дослідження були представлені у вигляді доповіді на науково-технічній конференції університету «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2026)».

Публікації

За результатами магістерської роботи опубліковано тези доповіді у збірнику матеріалів науково-технічній конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2026)» [22].

1. ФОРМУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ «КОРПУСУ ПІДШИПНИКА» НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ТОПОЛОГІЇ, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ

1.1 Аналіз умов роботи та вимог до «Корпусу підшипника»

1.1.1 Функціональне призначення «Корпусу підшипника» у складі механізму

«Корпус підшипника» є відповідальною корпусною деталлю механізму, призначеною для розміщення та фіксації підшипникового вузла і забезпечення просторової стабільності взаємного розташування елементів обертального з'єднання. Основною функцією корпусу є передача зовнішнього навантаження від підшипника до несучих елементів конструкції з одночасним збереженням геометричної точності посадкової поверхні.

На відміну від валів та осей, корпусні деталі не працюють у режимі безпосереднього обертання, однак вони сприймають циклічні навантаження, обумовлені обертанням вала та проходженням тіл кочення через навантажену зону підшипника. Саме тому для корпусів підшипникових вузлів визначальним є не статична міцність, а втомна довговічність у локальних зонах концентрації напружень [1–3].

«Корпус підшипника» має посадковий отвір $\text{Ø}52\text{H}7$, точність і стабільність якого безпосередньо впливають на працездатність підшипника, рівень контактних напружень та загальний ресурс вузла. Таким чином, «Корпус підшипника» виконує не лише силову, але й геометрично-стабілізуючу функцію, що накладає підвищені вимоги до жорсткості та втомної міцності матеріалу [4].

1.1.2 Характер навантаження, що діє на корпус

1.1.2.1 Розрахункова схема та вихідні умови

Корпус підшипникового вузла працює у складі стягнутої системи, що включає корпус підшипника, корпус лівий і корпус правий, з'єднані між

собою чотирма шпильками (рис. 1.1). У вузлі встановлено два однорядні конічні роликові підшипники типу 1027305А (аналог 31305), змонтовані за схемою «в розпір». Осьове навантаження прикладається безпосередньо до вала.

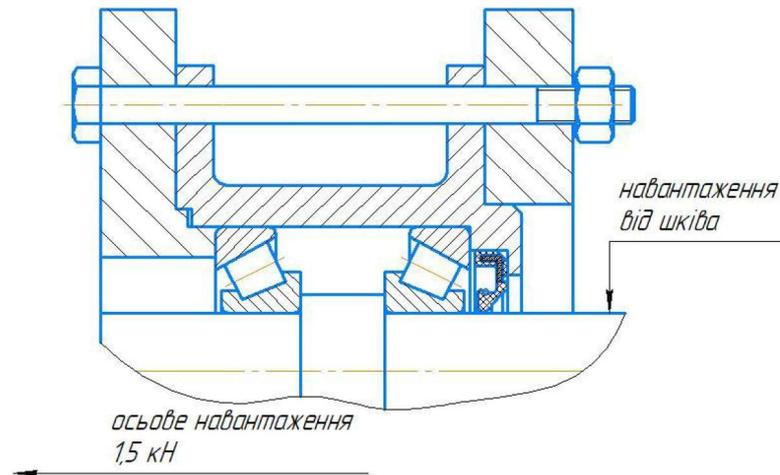


Рисунок 1.1 –Спрощена схема монтажу та навантаження деталі
«Корпус підшипника»

Вихідні дані:

- радіальна сила від шківів $F_r = 5,9$ кН;
- відстань від точки прикладання сили до правого підшипника $e = 80$ мм;
- відстань між підшипниками $L = 18$ мм;
- зовнішня осьова сила на валу $F_{a_зовн} = 1,5$ кН, напрямок дії – вліво;
- болтове коло шпильок $D_b = 115$ мм, радіус $r = 57,5$ мм;
- шпильки М8, клас міцності 5.8;
- момент затягування шпильок $T = 10$ Н·м;
- з'єднання сухе (без мастила).

Згідно з каталогами виробників, для підшипника 31305 контактний кут становить приблизно $28,8^\circ$ [5].

1.1.2.2 Найбільш несприятлива схема навантаження

Найбільш несприятливою для корпусу є схема, за якої радіальна сила прикладена за межами опор підшипникового вузла (консольне навантаження).

У цьому випадку формується перекидний момент відносно пари підшипників, що призводить до суттєвого зростання навантаження на праву опору та відповідні посадочні поверхні корпусу.

Перекидний момент визначається за формулою статyki:

$$M = F_r \cdot e = 1000 \cdot 80 = 80\,000 \text{ (Н}\cdot\text{мм)} = 80 \text{ (Н}\cdot\text{м)}. \quad (1.1)$$

1.1.2.3 Радіальні реакції в підшипниках

Розподіл реакцій у двох опорах при навантаженні балки на виносі визначається з рівнянь рівноваги (сума сил і моментів дорівнює нулю), що є класичним положенням опору матеріалів та теоретичної механіки [6].

Для сили, прикладеної праворуч від правої опори, реакції мають вигляд:

$$R_1 = -F_r \cdot e / L \quad (1.2)$$

$$R_2 = F_r \cdot (1 + e / L) \quad (1.3)$$

Підстановка числових значень: $e / L = 80 / 18 = 4,44$

$$R_1 = -26,22 \text{ (кН)}, R_2 = 32,12 \text{ (кН)}.$$

Отримані значення інтерпретуються як еквівалентні радіальні навантаження, що передаються від зовнішніх кілець підшипників на посадочні поверхні корпусу. Від'ємний знак для R_1 вказує на тенденцію до розвантаження лівої опори та враховується при заданні напрямку навантаження у числовій моделі.

1.1.2.4 Осьові сили, що передаються на корпус

Згідно з теорією роботи однорядних конічних роликів підшипників, при дії радіального навантаження в підшипнику виникає внутрішня осьова

складова сили, зумовлена нахилом контактних доріжок [5, 7]. Для інженерної оцінки ця складова може бути визначена через контактний кут:

$$F_{a_R} = R \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (1.4)$$

де α – контактний кут підшипника.

Для підшипника 31305: $\operatorname{tg}(28,8^\circ) \approx 0,548$.

Тоді осьові складові від радіальних реакцій становлять:

$$F_{a1_R} = 26,22 \cdot 0,548 = 14,36 \text{ (кН)},$$

$$F_{a2_R} = 32,12 \cdot 0,548 = 17,6 \text{ (кН)}.$$

Зовнішня осьова сила $F_{a_зовн} = 1,5$ кН прикладена до вала і спрямована вліво. Для пари підшипників, встановлених «в розпір», така сила збільшує осьове навантаження на ліву опору та зменшує його на праву [5].

Сумарні осьові сили:

$$F_{a1\Sigma} = F_{a1_R} + F_{a_зовн} = 14,36 + 1,50 = 15,86 \text{ (кН)}, \quad (1.5)$$

$$F_{a2\Sigma} = F_{a2_R} - F_{a_зовн} = 17,6 - 1,50 = 16,1 \text{ (кН)}. \quad (1.6)$$

З урахуванням схеми монтажу:

- осьова сила $F_{a2\Sigma}$ передається на бурт корпусу підшипника з боку правого підшипника;
- осьова сила $F_{a1\Sigma}$ передається на упорну поверхню деталі «корпус лівий» та замикається через систему корпусів і шпилькове з'єднання.

1.1.2.5 Навантаження у шпильковому з'єднанні

Попередній натяг шпильок визначається за широко застосовуваною інженерною залежністю між моментом затягування і осьовою силою в різьбі [8, 9]:

$$T = K \cdot F_{pre} \cdot d, [\text{Нм}] \quad (1.7)$$

де K – коефіцієнт моменту, що враховує тертя;

d – діаметр шпильки;

F_{pre} – осьова сила в різьбі.

Згідно з рекомендаціями для сухих різьбових з'єднань, K приймається в межах 0,25...0,30 [5, 6]. У розрахунку прийнято $K = 0,25$.

Для шпильки M8 ($d = 0,008$ м) при $T = 10$ Н·м:

$$F_{pre} = 10 / (0,25 \cdot 0,008) = 5,0 \text{ (кН на одну шпильку).}$$

Сумарний стиск фланцевих поверхонь:

$$F_{pre\Sigma} = 4 \cdot 5,0 = 20,0 \text{ (кН).}$$

Перекидний момент M викликає додатковий приріст сили у двох шпильках зі сторони «відкривання» стику. Для симетричного розташування шпильок цей приріст визначається за співвідношенням [11]:

$$\Delta F_{фл_M} = M / (4 \cdot r) = 80\,000 / (4 \cdot 57,5) = 0,348 \text{ (кН).} \quad (1.8)$$

Додатковий приріст сили в шпильках від осьового навантаження враховується через коефіцієнт жорсткісного розподілу C , що відповідає пружинній моделі «болт – з'єднувані деталі», прийнятій у методиці VDI 2230 [10]. Для сталевих фланців середньої жорсткості приймається $C \approx 0,25$.

$$\Delta F_{фл_a} = (C \cdot F_{a1\Sigma}) / 4 = (0,25 \cdot 15,86) / 4 = 0,99 \text{ (кН).} \quad (1.9)$$

Максимальна сила в найбільш навантаженій шпильці:

$$F_{\text{фл_max}} = F_{\text{pre}} + \Delta F_{\text{фл_M}} + \Delta F_{\text{фл_a}} \approx 5,0 + 0,348 + 0,99 = 6,34 \text{ (кН)}. \quad (1.10)$$

Підсумок (вихідні дані для моделі ANSYS)

Для числового моделювання напружено-деформованого стану корпусу підшипника в ANSYS доцільно прийняти такі навантаження та умови:

1. Радіальні навантаження на посадки підшипників:
 - права посадка: $R_2 = 32,12$ кН, прикладена до циліндричної поверхні посадки правого підшипника;
 - ліва посадка: $R_1 = 26,22$ кН, прикладена до посадки лівого підшипника у протилежному напрямку.
2. Осьові навантаження на упорні поверхні:
 - борт корпусу підшипника (правий): $F_{a2\Sigma} = 16,1$ кН, напрямок – вправо;
 - упорна поверхня корпусу лівого: $F_{a1\Sigma} = 15,86$ кН, напрямок – вліво (прикладається лише при моделюванні повного вузла).
3. Шпилькове з'єднання:
 - попередній натяг кожної шпильки: $F_{\text{pre}} = 5,0$ кН (Bolt Pretension);
 - болтове коло: $r = 57,5$ мм;
 - очікуваний приріст сили у двох критичних шпильках від моменту: $\approx 0,35$ кН.

Наведені навантаження використовуються як вихідні дані для подальшого FEM-аналізу напруженого стану корпусу підшипника.

1.1.3 Режим роботи механізму та циклічність навантаження

Прийmemo, що механізм, у складі якого експлуатується корпус підшипника, працює в умовах безперервного обертального руху. Частота обертання вала при цьому відповідає номінальному режиму і становить

$$n = 1000 \text{ об/хв.}$$

За такого режиму роботи матеріал корпусу в зоні посадки підшипника перебуває під дією змінних навантажень. Кожна елементарна ділянка цієї поверхні сприймає циклічний вплив, частота якого практично збігається з частотою обертання вала. Саме цей фактор визначає характер напруженого стану в приповерхневих шарах корпусної деталі. Оскільки робота механізму розглядається як безперервна протягом тривалого часу, кількість циклів навантаження за один календарний рік доцільно оцінювати, виходячи з заданої частоти обертання та сумарної тривалості роботи. За таких припущень річне число циклів навантаження визначається за співвідношенням:

$$\begin{aligned} N_{\text{рік}} &= n \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 \text{ [циклів]}, \\ N_{\text{рік}} &= 1000 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 \approx 5,26 \cdot 10^8 \text{ (циклів)}. \end{aligned} \quad (1.11)$$

Вважаємо, що мінімальний термін роботи механізму становить 5 років. Отже, необхідна кількість циклів для забезпечення мінімального терміну служби дорівнює:

$$N_{\text{сл}} = 5 \cdot N_{\text{рік}} = 5 \cdot 5,26 \cdot 10^8 = 2,63 \cdot 10^9 \text{ (циклів)}.$$

Таким чином, «Корпус підшипника» працює в області багатоциклової втоми, де навіть відносно невисокі напруження можуть призвести до руйнування при тривалій експлуатації [3].

1.1.4 Критичні зони та концентрація напружень

Корпус підшипника працює в умовах складного напруженого стану, що формується під дією радіальних і осьових сил, згинального моменту, контактних тисків у зонах посадки підшипників, а також зусиль у шпильковому з'єднанні. У таких деталях руйнування або надмірні деформації, як правило, виникають не в перерізах з максимальними номінальними напруженнями, а в локальних зонах зміни геометрії, де спостерігається концентрація напружень.

Кількісною характеристикою цього явища є теоретичний коефіцієнт концентрації напружень:

$$K_t = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{ном}}, \quad (1.12)$$

де σ_{\max} – максимальне локальне напруження у зоні концентратора;
 $\sigma_{\text{ном}}$ – номінальне напруження у відповідному гладкому перерізі без урахування концентратора.

Поняття концентрації напружень, а також вплив геометричних факторів (уступи, галтельні переходи, отвори, проточки) детально розглянуті у спеціалізованих довідниках і є базовими при аналізі деталей машин [12, 13].

До найбільш навантажених зон належать циліндричні посадочні поверхні корпусу під зовнішні кільця підшипників (Ø62H7 згідно з кресленням).

Радіальні реакції підшипників передаються на корпус у вигляді контактної тиску, який у реальних умовах розподіляється нерівномірно. За наявності перекидного моменту від консольного навантаження та малої міжопорної відстані виникає перекис підшипників, що призводить до підвищення контактних напружень у крайових зонах посадки. Такий характер навантаження є типовим для корпусів підшипників і докладно описаний у теорії аналізу роликів підшипників [14].

У числовій моделі ці зони повинні аналізуватися з урахуванням контактної взаємодії та згущення сітки по довжині посадки, особливо поблизу торців.

Осьові сили, що виникають у кінцевих роликів підшипників та передаються від вала, сприймаються упорними буртами корпусу. У цих зонах формується поєднання контактних і згинальних напружень.

Максимальні напруження, як правило, виникають у перехідній зоні між упорним буртом і циліндричною стінкою корпусу, особливо при малих

радіусах заокруглення або за наявності фасок. Навіть незначна зміна геометрії бурта істотно впливає на величину σ_{\max} , що підтверджується результатами аналітичних і експериментальних досліджень [14, 15].

При постановці задачі в ANSYS ці поверхні необхідно моделювати як контактні, з урахуванням реальних фасок і радіусів, зазначених на кресленні.

Галтельні переходи між фланцевою частиною та основною циліндричною обичайкою корпуса є типовими концентраторами напружень. Причиною цього є різка зміна жорсткості та площі поперечного перерізу.

Для уступів з галтельними переходами коефіцієнт концентрації напружень істотно залежить від відношення радіуса галтелі до характерного розміру перерізу. Аналітичні та графічні залежності для таких випадків наведені у класичних довідниках з концентрації напружень [12, 13].

Ці зони повинні розглядатися як критичні при оцінці міцності корпуса та аналізуватися з локальним уточненням сітки.

Отвори $\varnothing 8$, розташовані по болтовому колу $\varnothing 115$ мм, є додатковими концентраторами напружень у фланцевій частині корпуса.

Під дією попереднього натягу шпильок, осьових сил і згинального моменту у фланці формується складний напружений стан. В області отворів виникають локальні піки напружень, величина яких визначається співвідношенням діаметрів, відстанню між отворами та характером навантаження. Вплив отворів як концентраторів детально описаний у довідковій літературі [12, 13].

У FEM-моделі отвори повинні бути змодельовані геометрично, а напруження аналізуватися по контуру отворів.

Кільцеві проточки під ущільнення, розташовані з правого боку корпуса, призводять до локального зменшення ефективного перерізу і утворюють надріз, у корені якого виникає концентрація напружень.

Для таких проточок характерні підвищені коефіцієнти концентрації, особливо при дії згинальних і осьових навантажень. Аналітичні оцінки та

довідкові значення K_t для кільцевих канавок наведені у спеціалізованих джерелах [12].

У числовій моделі напружено-деформованого стану корпусу підшипника необхідно обов'язково контролювати такі зони:

1. Посадочні поверхні під зовнішні кільця підшипників – контактний тиск і еквівалентні напруження.
2. Упорні бурти підшипників – контактні та згинальні напруження в перехідній зоні.
3. Галтельні переходи «фланець – циліндр» – локальні максимуми σ_e .
4. Отвори у фланці під шпильки – напруження по контуру отворів і контактні тиски між фланцями.
5. Проточки під ущільнення – напруження в корені канавки.

Саме ці зони є визначальними при оцінці міцності, жорсткості та працездатності корпусу підшипника і повинні аналізуватися з підвищеною точністю в ANSYS (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1 – Критичні зони «Корпуса підшипника», причини виникнення та параметри контролю

Критична зона	Причина виникнення концентрації напружень	Тип напружень	Параметри контролю в ANSYS
Посадочні поверхні під зовнішні кільця підшипників (Ø62H7)	Передача радіальних реакцій підшипників на корпус; нерівномірний розподіл контактного тиску; перекид підшипників при дії перекидного моменту	Контактні напруження; локальний згин; еквівалентні напруження	Контактний тиск по довжині посадки; σ_e ; перевірка крайового контакту
Упорні бурти підшипників	Передача осьових сил від підшипників; локальний	Контактні; згинальні; головні напруження	Контактний тиск по торцю; σ_e у корені бурта; σ_1

Критична зона	Причина виникнення концентрації напружень	Тип напружень	Параметри контролю в ANSYS
(торцеві поверхні фіксації)	контакт по торцю; зміна перерізу в зоні бурта		(головне напруження)
Галтельні переходи між фланцем і циліндричною частиною корпусу	Різка зміна жорсткості та площі поперечного перерізу; сумісна дія осьових сил і згину	Згинальні; осьові; комбінований напружений стан	σ_e у галтельній зоні; локальні максимуми; збіжність сітки
Отвори у фланці під шпильки ($\varnothing 8$, болтове коло $\varnothing 115$)	Ослаблення перерізу отворами; дія попереднього натягу шпильок; перерозподіл стиску/розкриття фланця від моменту	Локальні розтягувальні; згинальні; контактні тиски	σ_e навколо контурів отворів; контактний тиск між фланцями; сила у шпильках
Фланцева поверхня стику корпусів	Нерівномірний розподіл стиску від шпильок; тенденція до розкриття стику під дією моменту	Контактні напруження; локальний згин	Контактний тиск; зона можливого розкриття; реакції в контакті
Проточки та пази під ущільнення (кільцеві канавки)	Зменшення ефективного перерізу; наявність надрізу з малим радіусом у корені	Згинальні; осьові; локальні піки σ_e	σ_e у корені проточки; головні напруження

1.1.5 Формулювання вимог до деталі «Корпус підшипника»

На основі аналізу умов роботи деталі можна сформулювати такі ключові вимоги до неї:

1. Забезпечення втомної довговічності при кількості циклів не менше $2,63 \cdot 10^9$.

2. Обмеження пружних деформацій посадкової поверхні $\varnothing 62H7$ до рівня, який не порушує працездатність підшипникового вузла, що становить 50% від допуску на розмір посадкової поверхні, тобто 0,015 мм.

3. Стабільність геометрії посадкового отвору протягом усього терміну служби за рахунок рівномірного розподілу навантаження по поверхні.

4. Технологічна придатність матеріалу, що забезпечує прогнозовані механічні та втомні властивості в критичній зоні та дозволяє отримати заготовку форми наближеної до кінцевої деталі.

Зазначені вимоги визначають подальшу логіку дослідження, а саме необхідність:

- чисельного аналізу напружено-деформованого стану;
- параметричної оптимізації геометрії;
- втомного розрахунку з урахуванням концентрації напружень;
- обґрунтованого вибору матеріалу та технології виготовлення заготовки.

1.2 Критерії працездатності «Корпуса підшипника»

1.2.1 Критерій міцності корпусу

Критерій міцності є базовим і необхідним, але недостатнім для оцінювання працездатності корпусної деталі. Його виконання гарантує відсутність миттєвого руйнування при дії максимального експлуатаційного навантаження, однак не дає інформації щодо довговічності при циклічній роботі [16].

Для «Корпусу підшипника» перевірка міцності здійснюється за умовою, що максимальні еквівалентні напруження σ_{max} , отримані в результаті чисельного аналізу, не перевищують допустимих напружень $\sigma_{дон}$ для матеріалу:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{дон} \cdot \quad (1.13)$$

Для конструкційних матеріалів допустиме напруження, як правило, пов'язується з межею текучості:

$$\sigma_{\text{дон}} = \sigma_{0.2} n_s, \quad (1.4)$$

де $\sigma_{0.2}$ – умовна межа текучості матеріалу;

n_s – коефіцієнт запасу міцності.

Для більшості конструкційних сталей у корпусних деталях приймають ($n_s = 1,5-2$) [17]. В таблиці 1.2 показані допустимі напруження з урахуванням запасу міцності для різних матеріалів, які прийнятні для виготовлення деталі даної форми, за умови серійного виробництва.

З огляду на те, що для «Корпусу підшипника» максимальні еквівалентні напруження для різних матеріалів, за результатами FEM-аналізу, становлять не більше 83 МПа, умова міцності виконується з великим запасом для всіх розглянутих сталей.

Таблиця 1.2 – Розрахунок допустимих напружень для різних матеріалів

Матеріал (приклад)	Умовна межа текучості матеріалу $\sigma_{0.2}$, МПа	Коеф. запасу (n)	Допустима міцність $\sigma_{\text{дон}}$, МПа
Сталі конструкційні			
Сталь S235	235	1,5	156,7
Сталь S355	355	1,5	236,7
Сталь 45 (С45), (залежить від термообробки)	355	1,5	236,7
Сталь 40Х (40Cr), (після гартування і відпуску)	540	1,5	360,0
Алюмінієві сплави (міжнародні позначення та їх українські аналоги)			
Al 6061-T6 (АД33Т1)	276	1,5	184,0
Al 6082-T6 (АД35Т1)	260	1,5	173,3
Al 2024-T3 (Д16АТ)	324	1,5	216,0
Al 7075-T6 (В95Т1)	503	1,5	335,3
Al 5083-H116 (АМг5М)	215	1,5	143,3
Чавуни			

Матеріал (приклад)	Умовна межа текучості матеріалу $\sigma_{0,2}$, МПа	Коеф. запасу (n)	Допустима міцність $\sigma_{дон}$, МПа
Високоміцний чавун ВЧ40	250	1,5	166,7
Високоміцний чавун ВЧ50	320	1,5	213,3
Ковкий чавун КЧ35-10	240	1,5	160,0

Таким чином, критерій міцності не є визначальним для подальшого вибору матеріалу, але слугує попередньою перевіркою допустимості конструктивного рішення.

1.2.2 Критерій жорсткості та обмеження деформацій

Для корпусних деталей, на відміну від валів, визначальним часто є не стільки запас міцності, скільки жорсткість конструкції. Навіть за відсутності перевищення допустимих напружень надмірні пружні деформації можуть негативно впливати на геометрію функціонально важливих поверхонь, зокрема посадкових [15].

У випадку деталі «Корпус підшипника» ключове значення має збереження геометричної стабільності посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$. Будь-які помітні відхилення його форми або розміру під час роботи можуть порушувати нормальні умови взаємодії з підшипником. Це, своєю чергою, призводить до нерівномірного розподілу контактних напружень, появи локальних перевантажень тіл кочення та прискореного розвитку втомних пошкоджень у вузлі [16].

З огляду на зазначене, оцінювання працездатності корпусної деталі доцільно виконувати з урахуванням критерію жорсткості. У загальному вигляді він зводиться до обмеження максимально допустимих переміщень елементів конструкції, насамперед у зоні посадкових поверхонь, де навіть незначні деформації можуть мати суттєві експлуатаційні наслідки.

$$u_{max} \leq u_{дон}, \quad (1.5)$$

де u_{\max} – максимальне переміщення в зоні посадкової поверхні;

$u_{\text{доп}}$ – допустиме переміщення, визначене з умов роботи підшипника.

Значення $u_{\text{доп}}$ визначається допуском Н7 та рекомендаціями виробників підшипників і зазвичай становить частки сотих міліметра [17]. В нашій роботі прийняли, що воно має становити не більше 50% від допуску Н7, що становить 0,015 мм.

1.2.3 Критерій втомної довговічності

Для деталі типу «Корпус підшипника» ключовим показником працездатності слід вважати саме втомну довговічність. Таке положення пояснюється специфікою умов експлуатації: корпус зазнає тривалого багатоциклового навантаження, яке поєднується з наявністю локальних зон підвищених напружень. За цих обставин руйнування може настати не через перевищення миттєвої міцності, а внаслідок поступового накопичення втомних пошкоджень у найбільш навантажених ділянках конструкції [8, 10].

Втомна довговічність визначається умовою:

$$N \geq N_{\text{сл}}, \quad (1.6)$$

де N – розрахункове число циклів до руйнування;

$N_{\text{сл}}$ – необхідний ресурс, $N_{\text{сл}} = 2,6 \cdot 10^9$ циклів.

Для врахування впливу середнього напруження в асиметричному циклі використовується лінійний критерій Гудмана:

$$\frac{\sigma_{\alpha}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \leq 1, \quad (1.7)$$

де σ_{α} – амплітудне напруження;

σ_m – середнє напруження;

σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі;

σ_B – тимчасовий опір матеріалу [9, 18].

Саме за цим критерієм у подальших підрозділах здійснюється порівняння матеріалів і остаточний вибір базового варіанта.

1.2.4 Технологічні та експлуатаційні критерії

До технологічних критеріїв працездатності «Корпусу підшипника» належать:

- можливість отримання заготовки з прогнозованими властивостями;
- оброблюваність матеріалу до точності H7;
- мінімізація залишкових напружень після виготовлення [21].

Експлуатаційні критерії включають:

- стабільність властивостей при тривалій роботі;
- повторюваність ресурсу в серійному виробництві.

Ці критерії не є визначальними самі по собі, однак використовуються як фільтр при остаточному виборі матеріалу та технології заготовки.

1.2.5 Узагальнення критеріїв працездатності

На основі викладеного можна зробити висновок, що працездатність «Корпусу підшипника» визначається не одним, а сукупністю взаємопов'язаних критеріїв, серед яких визначальними є:

- втомна довговічність;
- стабільність геометрії посадкової поверхні.

Саме така багатокритеріальна постановка задачі відповідає сучасним підходам до проєктування деталей і визначає подальшу структуру дослідження в межах даної магістерської роботи [22].

1.3 Алгоритм вибору матеріалу та заготовки «Корпусу підшипника»

1.3.1 Постановка задачі вибору матеріалу корпусної деталі

Вибір матеріалу для деталі типу «Корпус підшипника» в межах цієї роботи розглядається не як формальна довідкова процедура, а як інженерна оптимізаційна задача. Йдеться про пошук такого поєднання матеріалу й способу отримання заготовки, яке дозволяє забезпечити всі критерії працездатності, сформульовані раніше (див. підрозділ 1.2), без надмірних технологічних ускладнень і з мінімальними експлуатаційними ризиками [23].

На відміну від елементів, що сприймають переважно статичні навантаження, корпусні деталі підшипникових вузлів працюють в умовах багатоциклового навантаження. Ситуацію ускладнює наявність локальних зон концентрації напружень, що істотно обмежує перелік матеріалів, придатних для використання. За таких умов орієнтація лише на табличні значення межі міцності або текучості є недостатньою і може призвести до помилкових інженерних рішень.

Обґрунтований вибір матеріалу повинен враховувати реальний напружено-деформований стан деталі, а не його спрощену розрахункову модель. Важливе значення має також характер циклу напружень, стан поверхні після механічної обробки та технологія отримання заготовки. Окремо слід враховувати здатність матеріалу забезпечувати стабільність геометрії посадкових поверхонь упродовж тривалого терміну експлуатації [9, 10].

З урахуванням наведених факторів задача вибору матеріалу формулюється як багатокритеріальна. У цьому випадку визначальним є не максимальний запас міцності як такий, а здатність матеріалу гарантовано забезпечити заданий ресурс роботи деталі за прогнозованих умов навантаження та відомих властивостей матеріалу.

1.3.2 Вихідні дані та обмеження для вибору матеріалу

В попередніх пунктах розділу визначили розрахункове навантаження на поверхню деталі, за умови що на неї встановлено підшипник 31305 з габаритними розмірами $25 \times 62 \times 18.25$. Для однорядного радіального конічного роликowego підшипника базова статична вантажопідйомність у провідних каталогах вказана в межах $\approx 38,5-40$ кН.

Конкретні значення та параметри для визначення втомної витривалості встановлені нижче в розділі 1;

- характер навантаження: місцеве, циклічне;
- тип циклу: стиск–розвантаження, $R = 0$;
- необхідний ресурс до втомного руйнування: $N_{сл} = 2,6 \cdot 10^9$ циклів.

До обмежень задачі належать:

- забезпечення стабільності форми посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$ – максимальна направлена деформація посадкової поверхні, не більше 0,015 мм;
- можливість отримання заготовки з мінімальними дефектами в критичній зоні;
- технологічна придатність матеріалу для серійного виготовлення [14, 21].

1.3.3 Формування множини допустимих матеріалів

На першому етапі алгоритму формується множина потенційно допустимих матеріалів, які традиційно застосовуються для корпусних деталей машинобудування:

- алюмінієві ливарні сплави;
- сірі та високоміцні чавуни;
- конструкційні вуглецеві сталі;
- конструкційні леговані сталі.

Початковий відбір здійснюється за такими базовими ознаками:

1. здатність матеріалу працювати в умовах багаточислової втоми;

2. можливість забезпечення жорсткості, достатньої для стабільності посадкової поверхні [1, 4];

3. форма деталі.

1.3.4 Система критеріїв оцінювання матеріалів

Для порівняльного аналізу можливих матеріалів використовується система взаємопов'язаних критеріїв, сформована з урахуванням підходів, викладених у попередніх тезах роботи, а також сучасних рекомендацій щодо проєктування корпусних деталей машинобудування [22, 24]. Оцінювання проводиться не за одним параметром, а за сукупністю показників, кожен з яких по-своєму впливає на працездатність корпусу підшипника в реальних умовах експлуатації.

1) Критерій втомної міцності

Втомна міцність є визначальним критерієм при відборі матеріалу. Оцінювання виконується на основі перевірки виконання критерію Гудмана (формула 1.7) з урахуванням прийнятого коефіцієнта запасу. Матеріали, для яких за результатами розрахунку не забезпечується заданий ресурс роботи при багатоцикловому навантаженні, одразу виключаються з подальшого аналізу.

2) Критерій жорсткості

Оцінювання жорсткості здійснюється з урахуванням модуля пружності матеріалу та його впливу на деформацію посадкового отвору Ø62H7. Основна увага приділяється радіальним переміщенням у зоні контакту з підшипником, оскільки навіть незначні пружні деформації можуть призвести до порушення умов посадки і роботи підшипникового вузла [15, 17].

Матеріал вважається допустимим за цим критерієм, якщо розрахункові деформації не перевищують граничних значень, визначених з умов збереження форми та розмірів посадкової поверхні. У зв'язку з цим матеріали з низьким модулем пружності, а також матеріали з вираженою схильністю до

повзучості, не рекомендуються для застосування в конструкції корпусу підшипника.

3) Критерій стабільності механічних властивостей

Цей критерій враховує чутливість матеріалу до факторів, які можуть призводити до нестабільності його поведінки в процесі експлуатації, а саме:

- наявності внутрішніх дефектів заготовки (пори, усадкові раковини, неметалеві включення);
- розкиду механічних властивостей у межах партії матеріалу;
- впливу локальних концентраторів напружень, характерних для корпусних деталей складної форми [11, 20].

Матеріали, властивості яких істотно залежать від якості заготовки, зокрема литі сплави, розглядаються з обмеженнями. У таких випадках необхідним є або підвищений рівень вхідного контролю, або застосування додаткових технологічних заходів (термічна обробка, механічне доопрацювання критичних зон) або збільшений запас міцності та витривалості.

4) Технологічний критерій

Технологічний критерій охоплює комплекс питань, пов'язаних з реальними можливостями виготовлення деталі, і включає:

- можливість отримання заготовки з прогнозованою мікроструктурою та мінімальним рівнем внутрішніх дефектів;
- забезпечення оброблюваності матеріалу до точності посадкових поверхонь не нижче Н7 без різкого зростання трудомісткості;
- мінімізацію залишкових напружень після механічної обробки та термічних операцій [21].

Матеріал вважається технологічно придатним, якщо для нього існує відпрацьований і промислово апробований маршрут виготовлення заготовки корпусних деталей, який не потребує застосування нестандартних або надмірно дорогих технологічних рішень.

1.3.5 Алгоритм вибору матеріалу та способу отримання заготовки

На основі сформульованих критеріїв вибір матеріалу та способу отримання заготовки для деталі типу «Корпус підшипника» здійснюється поетапно, з послідовним звуженням допустимих варіантів.

На першому етапі за результатами FEM-аналізу уточнюється розташування критичної зони та визначаються параметри напруженого циклу для тієї схеми навантаження, в якій корпус реально працює. Саме ці дані надалі використовуються як вихідні для оцінки втомної довговічності.

Наступним кроком є оптимізація геометричної форми корпусу. На цьому етапі аналізуються конструктивні варіанти, що дозволяють зменшити рівень напружень у критичних зонах і обмежити деформацію посадкової поверхні підшипника без істотного ускладнення технології виготовлення.

Далі виконується попередній відбір матеріалів за умовою статичної міцності. Матеріали, які не забезпечують необхідного рівня допустимих напружень навіть без урахування втоми, одразу виключаються з подальшого розгляду.

Після уточнення геометрії та попереднього відбору матеріалів проводиться розрахунок ефективних параметрів циклу напружень з урахуванням коефіцієнтів концентрації та стану поверхні, що формується конкретною технологією обробки. Отримані значення використовуються для перевірки матеріалів за критерієм Гудмана та прогнозування їх втомної довговічності. На завершальних етапах здійснюється оцінка технологічності вибраних матеріалів, зокрема можливості отримання заготовки зі стабільними властивостями, а також прогнозованості результатів механічної обробки. За підсумками аналізу приймається остаточне рішення щодо матеріалу та рекомендованої технології виготовлення заготовки.

Такий підхід забезпечує узгодженість між результатами чисельного аналізу, розрахунками на втому та прийнятими технологічними рішеннями.

1.4 Чисельне моделювання напружено-деформованого стану «Корпусу підшипника» в середовищі ANSYS

1.4.1 Мета та завдання чисельного аналізу

Чисельне моделювання корпусу підшипника виконувалося з метою отримання реалістичної оцінки його напружено-деформованого стану за умов експлуатаційного навантаження. Основну увагу було зосереджено на виявленні локальних зон підвищених напружень, які визначають ресурс деталі при багатоцикловій роботі.

У межах FEM-аналізу передбачалося розв'язання кількох практичних завдань. Насамперед визначався розподіл еквівалентних напружень у тілі корпусу з урахуванням реальних граничних умов закріплення. Окремо локалізувалася зона з максимальним рівнем напружень, що розглядається як потенційне місце ініціації втомного пошкодження. Додатково оцінювалися деформації посадкового отвору Ø62H7, оскільки навіть незначні пружні зміщення можуть негативно впливати на умови роботи підшипника. Отримані результати використовувалися як вихідні дані для подальшого параметричного аналізу та втомного розрахунку.

1.4.2 Геометрична модель «Корпусу підшипника»

Геометрична модель корпусу підшипника була побудована на основі робочого креслення деталі з повним збереженням усіх елементів, які істотно впливають на напружений стан. До таких елементів, зокрема, належать посадковий отвір Ø62H7, перехідні галтелі з радіусами в межах 4–10 мм, товщина стінки корпусу в межах 6-15 мм.

Під час створення моделі навмисно відмовилися від спрощення геометрії в зоні посадкового отвору та перехідних радіусів. Саме ці ділянки формують основні концентратори напружень і мають вирішальний вплив на

втомну довговічність деталі. Будь-яке згладжування або умовне усереднення геометрії в цих зонах могло б призвести до зниження розрахункових напружень.

Допустимі спрощення застосовувалися лише до другорядних конструктивних елементів, які не беруть участі в передачі навантаження і не впливають на жорсткість корпусу в цілому (до таких спрощень віднесли фаски та ухили необроблюваних поверхонь). Загальний вигляд побудованої геометричної моделі наведено на рисунку 1.2.

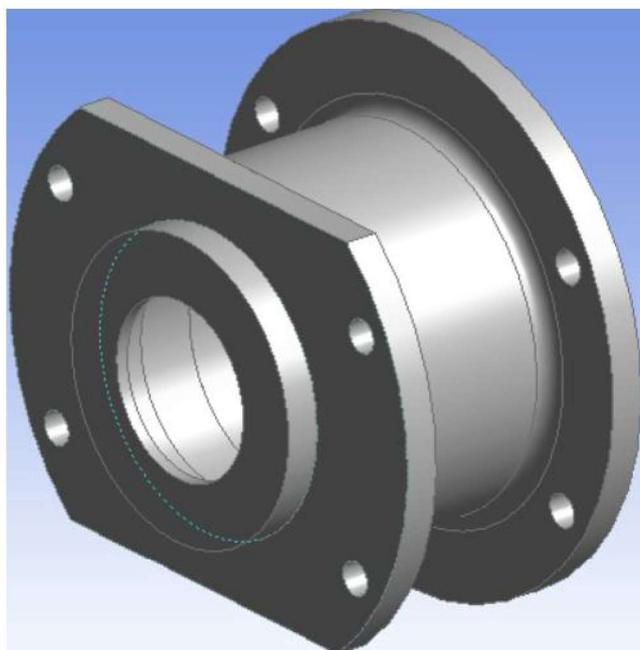


Рисунок 1.2 – Вигляд спрощеної моделі деталі «Корпус підшипника» в системі Ansys

1.4.3 Вибір розрахункової схеми та матеріальної моделі

Для оцінювання напружено-деформованого стану деталі «Корпус підшипника» в межах чисельного аналізу використано лінійно-пружну постановку задачі. Такий вибір є виправданим, оскільки за розрахункових режимів роботи максимальні еквівалентні напруження не досягають рівня межі текучості для розглянутих конструкційних сталей. Отже, пластичні

деформації у робочому діапазоні навантажень не очікуються і можуть бути не враховані без втрати достовірності результатів.

У FEM-моделі матеріал корпусу прийнято ізотропним та однорідним. Це відповідає умовам застосування сталевих деформованих заготовок, для яких властивості в об'ємі деталі можна вважати рівномірними. Як основні матеріальні характеристики використано:

- модуль пружності E (для сталей – $1,9-2,15 \cdot 10^{11}$, алюмінієві сплави – $6,8-7,3 \cdot 10^9$, чавуни – $0,8-1,5 \cdot 10^{11}$);
- коефіцієнт Пуассона μ (для сталі зазвичай становить близько 0,27–0,30, для алюмінієвих сплавів – близько 0,33, а для чавунів – у діапазоні 0,21–0,26).

Подібна матеріальна модель є типовою для інженерних розрахунків корпусних деталей на стадії проєктування. Вона дозволяє з достатньою точністю визначити характер розподілу напружень та локалізувати зони їх концентрації без ускладнення розрахунку.

1.4.4 Формування граничних умов і схема прикладання навантаження

Граничні умови чисельної моделі сформовано з орієнтацією на максимально можливе наближення до реальних умов роботи корпусу підшипникового вузла. Основною вимогою при цьому було забезпечення коректної передачі навантажень без надмірного обмеження ступенів вільності моделі.

Закріплення корпусу реалізовано шляхом фіксації опорних поверхонь, через які деталь взаємодіє з несучими елементами конструкції. Обмеження переміщень задавалися таким чином, щоб виключити жорстке перевизначення системи та водночас запобігти появі паразитних переміщень, які не мають фізичного змісту [21]. Схема закріплення наведена на рисунку 1.3.

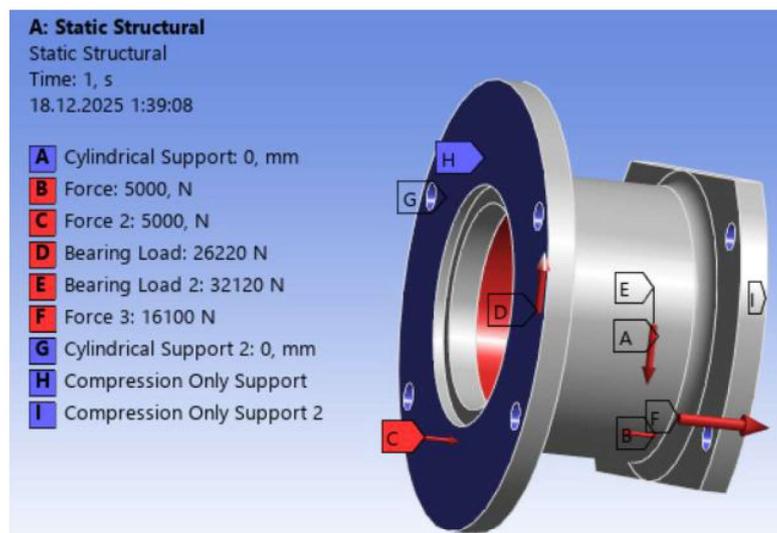


Рисунок 1.3 – Схема прикладання навантаження та закріплення деталі

Робоче навантаження прикладалося до внутрішньої поверхні посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$ у вигляді еквівалентного рівномірно розподіленого тиску. Такий підхід відображає дію радіального навантаження від підшипника і дозволяє адекватно описати напружений стан у зоні контакту. На відміну від прикладання зосередженої сили, використання розподіленого навантаження зменшує ризик появи нереалістичних локальних піків напружень у чисельній моделі [5, 22].

Загальну величину навантаження на підшипники та корпус визначено в попередніх пунктах розділу і їх розподіл показані на рисунку 1.3. Такий вибір забезпечує розрахунок корпусу в граничному, але допустимому режимі експлуатації.

1.4.7 Результати чисельного аналізу напружень

За результатами FEM-розрахунку встановлено, що максимальні напруження локалізуються в зоні переходу від посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$ до масиву корпусу, що збігається з теоретично прогнозованими зонами концентрації напружень у корпусних деталях [11, 12] (рис. 1.4).

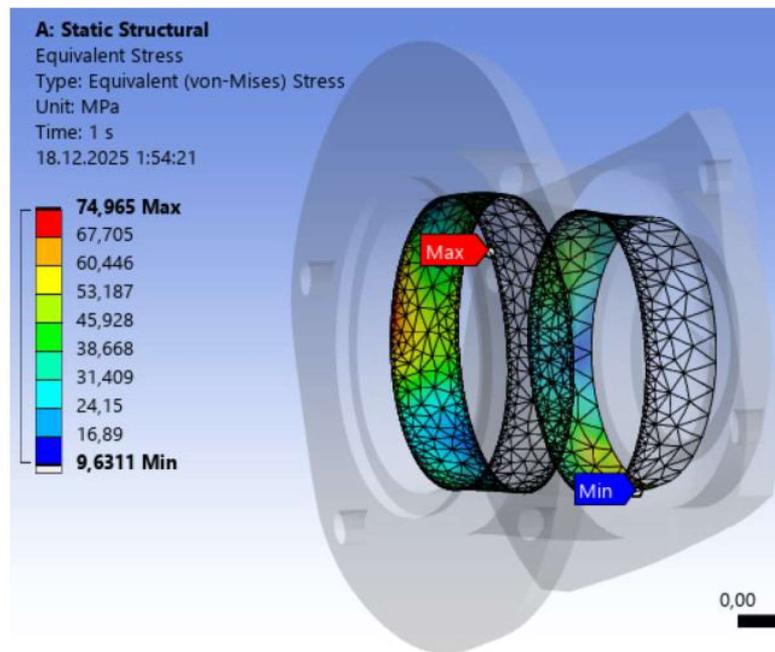


Рисунок 1.4 – Розподіл напружень по посадковій поверхні

Розподіл напружень має виражений локальний характер, при цьому значна частина об'єму корпусу працює при напруженнях, істотно нижчих за максимальні. Це підтверджує доцільність подальшої параметричної оптимізації геометрії з метою зменшення локальних піків напружень без істотного збільшення маси деталі.

1.4.8 Аналіз деформацій посадкового отвору

Окрім аналізу рівня напружень, у межах чисельного розрахунку було окремо проаналізовано поле переміщень у зоні посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$. Отримані результати свідчать, що під дією прикладеного навантаження форма отвору зазнає не лише радіального стиску, але й має виражену тенденцію до локальної овалізації. Такий характер деформацій є типовим для корпусних деталей і безпосередньо впливає на умови роботи підшипникового вузла.

Виявлена овалізація підтверджує, що при оцінюванні працездатності «Корпусу підшипника» недостатньо обмежуватися лише перевіркою міцності. Необхідно додатково враховувати жорсткісні характеристики матеріалу та геометрії корпусу, оскільки саме вони визначають стабільність посадкової поверхні в процесі експлуатації. Це обґрунтовує доцільність подальшої

оптимізації конструктивних параметрів деталі з метою зменшення деформацій отвору [16, 17].

Слід зазначити, що на рисунку 1.5 значення переміщень мають, як додатній, так і від'ємний знак. Це пояснюється напрямком деформацій, який може співпадати або бути протилежним до додатного напрямку осі Y прийнятої системи координат, і не впливає на якісну інтерпретацію результатів розрахунку.

За результатами чисельного моделювання встановлено, що:

- «Корпус підшипника» працює в області пружних деформацій;
- визначальними з точки зору працездатності є локальні піки напружень;
- критична зона повністю збігається з областю, що визначає втомну довговічність деталі.

Отримані результати є вихідною базою для подальшого параметричного аналізу та оптимізації геометрії корпусу, які розглядаються в наступному підрозділі.

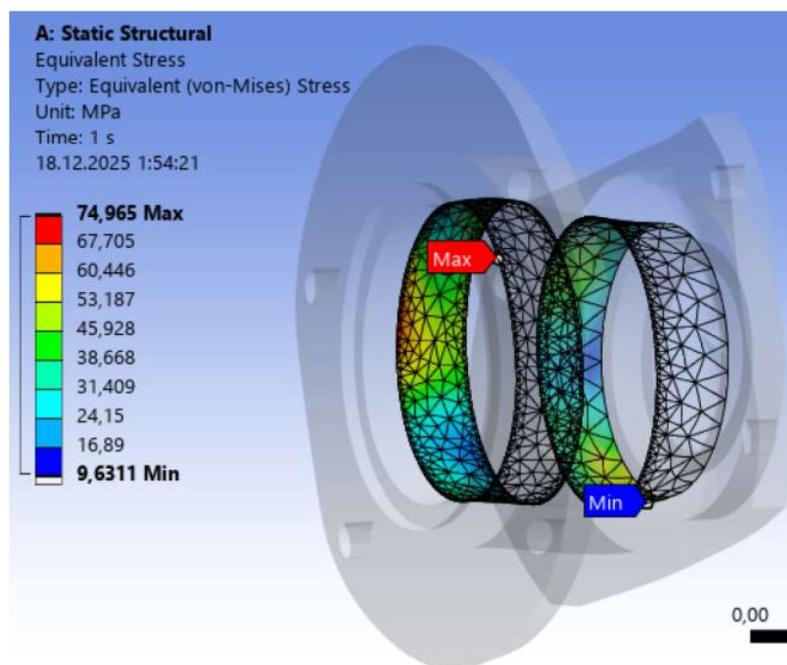


Рисунок 1.5 – Розподіл деформацій по посадковій поверхні 62Н7

1.5 Параметричний аналіз та оптимізація геометрії деталі «Корпус підшипника»

1.5.1 Необхідність параметричного аналізу корпусної деталі

Результати чисельного аналізу, наведені в підрозділі 1.4, показали, що напружено-деформований стан «Корпусу підшипника» має виражений локальний характер, а максимальні еквівалентні напруження зосереджені в зовнішній зоні переходу від посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$ до масиву корпусу та зоні внутрішньої вільної поверхні.

У зв'язку з цим подальше підвищення працездатності «Корпусу підшипника» не може бути досягнуте лише шляхом вибору матеріалу. Необхідним є цілеспрямований вплив на геометрію деталі, що дозволяє зменшити концентрацію напружень, підвищити жорсткість критичної зони та забезпечити стабільність посадкової поверхні при циклічному навантаженні.

Параметричний аналіз і оптимізація геометрії виконуються з метою:

- зниження максимальних еквівалентних напружень;
- зменшення пружних деформацій посадкового отвору;
- забезпечення мінімальності маси деталі.

1.5.2 Вибір змінних параметрів геометрії

Для проведення параметричного аналізу визначено набір геометричних параметрів, які мають найбільший вплив на напружений стан корпусу в критичній зоні. До таких параметрів віднесено:

- товщину стінки корпусу в зоні встановлення підшипників. Діапазон зміни – 6 -15 мм;
- радіус перехідних галтелей між зовнішньою вільною поверхнею та фланцевою частиною корпусу ($R_{\text{галт}}$). Діапазон зміни – 4-10 мм.

1.5.3 Організація параметричного дослідження в ANSYS

Параметричний аналіз геометрії «Корпусу підшипника» виконано в середовищі ANSYS Workbench із використанням модуля DesignXplorer, який дозволяє автоматизувати проведення серії чисельних експериментів і встановити залежності між геометричними параметрами та вихідними характеристиками.

Як вихідні параметри (відгуки) обрано:

- максимальні еквівалентні напруження в критичній зоні (σ_{\max});
- максимальні переміщення в зоні посадкового отвору;
- мінімальні переміщення в зоні посадкового отвору.

Таблиця 1.2 – Результати чисельного експерименту

Товщина стінки, мм	Радіус галтелі, мм	Еквівалентні максимальні напруження (МПа)	Напрявлені мінімальні деформації, мм	Напрявлені максимальні деформації, мм
Для алюмінієвих сплавів				
10,5	6	73,1928	-0,028	0,051
6	6	120,7861	-0,056	0,097
15	6	62,4198	-0,018	0,036
10,5	4	78,73	-0,029	0,052
10,5	8	65,5	-0,026	0,049
6	4	140,48	-0,063	0,100
15	4	52,80	-0,018	0,036
6	8	107,94	-0,051	0,092
15	8	116,58	-0,017	0,035
Для чавунів				
10,5	6	75,84	-0,018	0,033
6	6	120,44	-0,036	0,062
15	6	64,67	-0,012	0,023
10,5	4	81,82	-0,019	0,034
10,5	8	65,19	-0,017	0,032
6	4	143,81	-0,041	0,065

Товщина стінки, мм	Радіус галтелі, мм	Еквівалентні максимальні напруження (МПа)	Напрявлені мінімальні деформації, мм	Напрявлені максимальні деформації, мм
15	4	52,36	-0,012	0,023
6	8	109,5	-0,033	0,059
15	8	123,35	-0,011	0,023

Для дослідження впливу параметрів застосовано метод планування чисельного експерименту (DOE), що дозволяє отримати репрезентативну вибірку результатів при обмеженій кількості розрахунків. Результати розрахунків для різних геометричних параметрів деталі представлені в таблиці 1.2.

1.5.4 Результати оптимізації геометрії корпусу

За результатами оптимізації встановлено оптимальні геометричні параметри деталі (рис.1.6).

Як видно з рисунку 1.6, всі кращі кандидати мають близькі за значенням оптимальні геометричні параметри. Таким чином приймемо наступні розміри:

- товщина стінки – 15 мм;
- радіус перехідних галтелей між зовнішньою поверхнею та фланцевою частиною – 4 мм.

Розрахунок максимальних напружень для прийнятих значень деталі показав, що вони слабо залежать від обраного матеріалу і коливається в межах 52-54 МПа (рис. 1.7-1.9).

Name	P2 - S (mm)	P3 - R_zaokr (mm)	P6 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P7 - Directional Deformation Minimum (mm)		P8 - Directional Deformation Maximum (mm)	
			Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
Candidate Point 1	14,977	4,0102	★ 52,647	-0,19%	★★ -0,0065305	-0,06%	== 0,012899	0,02%
Candidate Point 2	14,985	4,0349	★ 52,686	-0,12%	★★ -0,0065273	-0,01%	== 0,012899	0,01%
Candidate Point 3	14,988	4,0615	★ 52,75	0,00%	★★ -0,0065265	0,00%	== 0,012897	0,00%

Рисунок 1.6 – Оптимальні геометричні параметри деталі

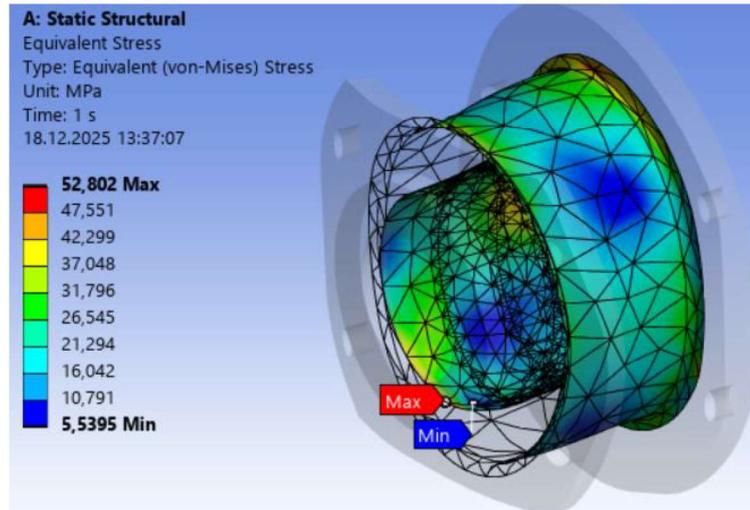


Рисунок 1.7 – Розподіл максимальних напружень по деталі оптимізованої конструкції для алюмінієвих сплавів

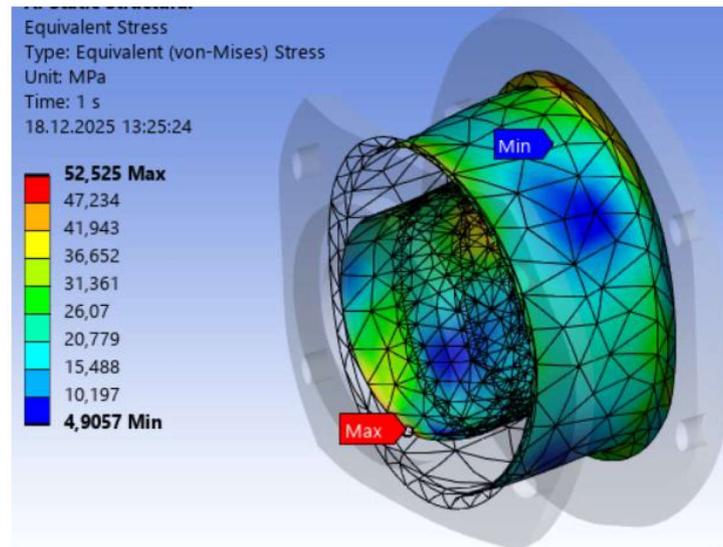


Рисунок 1.8 – Розподіл максимальних напружень по деталі оптимізованої конструкції для конструкційних сталей

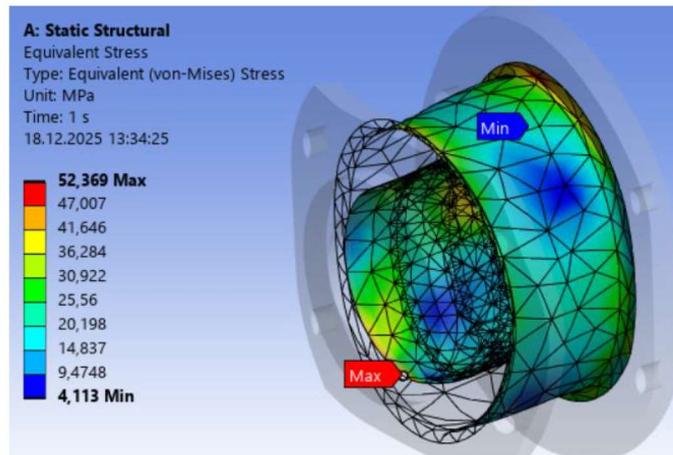


Рисунок 1.9 – Розподіл максимальних напружень по деталі оптимізованої конструкції для чавунів

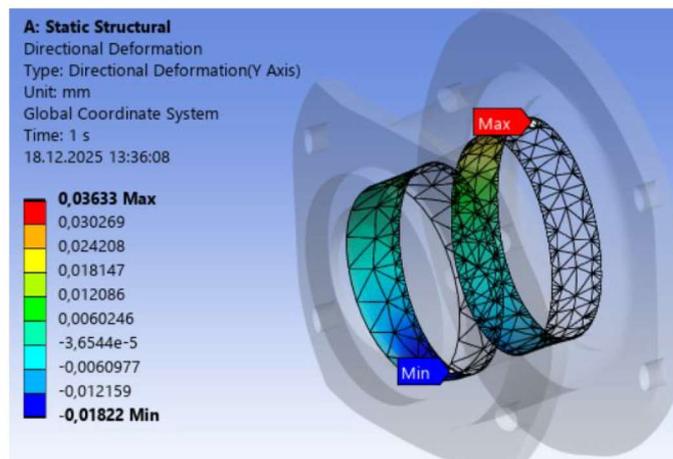


Рисунок 1.10 – Розподіл деформацій по поверхні посадкового місця деталі оптимізованої конструкції для алюмінієвих сплавів

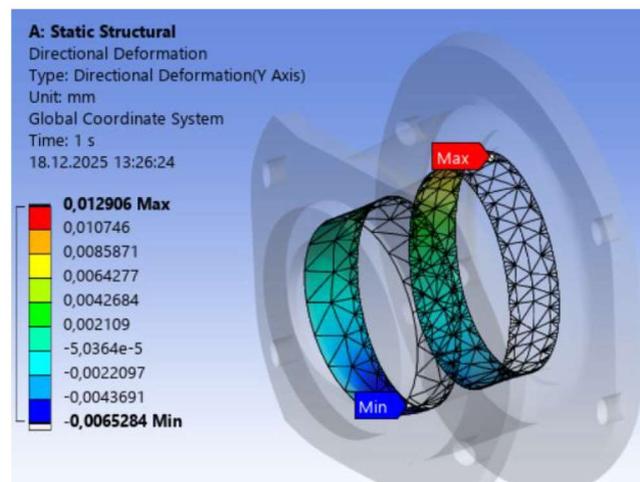


Рисунок 1.11 – Розподіл деформацій по поверхні посадкового місця деталі оптимізованої конструкції для конструкційних сталей

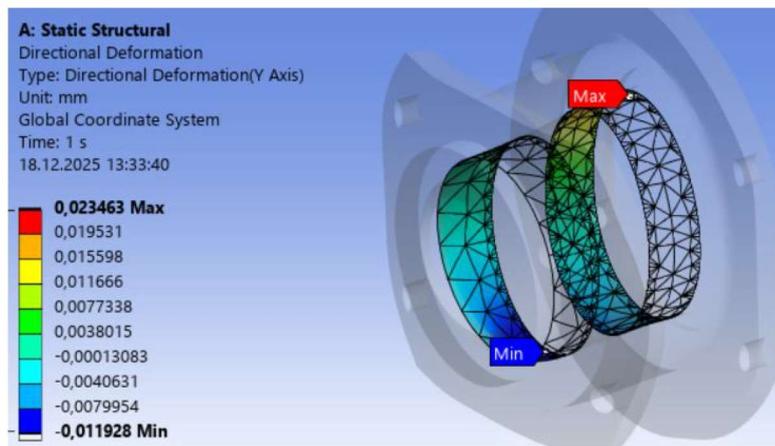


Рисунок 1.12 – Розподіл деформацій по поверхні посадкового місця деталі оптимізованої конструкції для чавунів

Таким чином, з проведених досліджень видно (рис.1.6-1.12 і табл. 1.2), що раціональна оптимізація геометрії «Корпусу підшипника» дозволяє:

- зменшити максимальні еквівалентні напруження в критичній зоні;
- знизити рівень пружних деформацій посадкового отвору;
- покращити рівномірність розподілу напружень у масиві корпусу.

Отримані результати підтверджують, що оптимізація геометрії є ефективним інструментом підвищення працездатності корпусних деталей і повинна розглядатися спільно з вибором матеріалу та технології заготовки.

1.6 Визначення параметрів циклу напружень «Корпусу підшипника»

На основі значень σ_{\max} і σ_{\min} визначаються основні параметри циклу напружень у критичній точці «Корпусу підшипника».

Амплітудне напруження

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 \text{ [МПа]}. \quad (1.8)$$

Середнє напруження

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 \text{ [МПа]}. \quad (1.9)$$

Результати розрахунку параметрів циклу для оптимізованої деталі показані в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Параметри циклу напружень

Конструкція деталі	Максимальне напруження циклу, МПа	Мінімальне напруження циклу, МПа	Амплітудне напруження, МПа	Середнє напруження, МПа	Коефіцієнт асиметрії
Оптимізована	54	0	27	27	0

Окрім аналізу рівня напружень, у межах чисельного розрахунку було окремо проаналізовано поле переміщень у зоні посадкового отвору Ø62H7. Отримані результати свідчать, що під дією прикладеного навантаження форма отвору зазнає не лише радіального стиску, але й має виражену тенденцію до локальної овалізації. Такий характер деформацій є типовим для корпусних деталей і безпосередньо впливає на умови роботи підшипникового вузла.

Виявлена овалізація підтверджує, що при оцінюванні працездатності «Корпусу підшипника» недостатньо обмежуватися лише перевіркою міцності. Необхідно додатково враховувати жорсткісні характеристики матеріалу та геометрії корпусу, оскільки саме вони визначають стабільність посадкової поверхні в процесі експлуатації. Це обґрунтовує доцільність подальшої оптимізації конструктивних параметрів деталі з метою зменшення деформацій отвору [16, 17].

Слід зазначити, що на рисунках 1.10 - 1.12 значення переміщень мають від'ємний знак. Це пояснюється напрямком деформацій, який є протилежним до додатного напрямку осі Y прийнятої системи координат, і не впливає на якісну інтерпретацію результатів розрахунку.

1.7 Втомний розрахунок деталі «Корпус підшипника»

Втомний розрахунок «Корпусу підшипника» виконується з метою визначення відповідності деталі вимогам до ресурсу при багатоцикловому навантаженні, параметри якого встановлено в підрозділі 1.6. З огляду на те, що рівень робочих напружень істотно нижчий за межу текучості матеріалу, а кількість циклів перевищує (10^7), розрахунок виконується в області високочислової втоми із застосуванням підходів, заснованих на S–N кривих (кривих Вьолера) [8–10].

Для врахування асиметрії циклу напружень використовується лінійний критерій Гудмана, який широко застосовується в інженерній практиці для оцінки втомної міцності конструкційних сталей при ненульовому середньому напруженні [9, 18].

Вихідні дані для втомного розрахунку «Корпусу підшипника» узагальнено в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень

Відношення радіуса галтелі r до меншого діаметра d у зоні уступу r/d	Відношення висоти уступу h до радіуса галтелі r h/r	K_t (згин)	K_t (осьовий розтяг)
0,02	12,50	2,961	3,006
0,03	8,33	2,574	2,643
0,05	5,00	2,169	2,261
0,08	3,13	1,866	1,976
0,10	2,50	1,743	1,860
0,15	1,67	1,559	1,667
0,20	1,25	1,467	1,554
0,25	1,00	1,408	1,479
0,30	0,83	1,366	1,425

Наявність перехідних галтелей і зміни товщини стінок у корпусі 12М призводить до локальної концентрації напружень. Для кількісного врахування цього ефекту вводиться ефективний коефіцієнт концентрації напружень (K_f), який визначається за формулою [11, 12]:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (1.10)$$

де K_t – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень (таблиця 1.4);

q – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації (таблиця 1.6).

Для корпусу підшипника з характерними радіусами галтелей $r = 4\text{--}10$ мм і діаметрами перерізів $d \approx 60\text{--}100$ мм практично реалізуються відношення $r/d = 0,05\text{--}0,15$, що відповідає $K_t \approx 1,6\text{--}2,2$ при згині.

Таблиця 1.5 – Узагальнені вихідні дані для втомного розрахунку для двох типів отримання заготовок

Конструкція	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	σ_a , МПа	σ_m , МПа	Тип навантаження	r , мм	Стан поверхні	Коеф. стану поверхні $k_{пов}$
Оптимізована	54	0	27	27	місцеве	4-10	литво	1,4
Оптимізована	54	0	27	275	місцеве	4-10	поковка	1,1

Таблиця 1.6 – Розрахунок коефіцієнту концентрації напружень

Клас матеріалу	Типовий представник	Коефіцієнт чутливості q	Ефективний коефіцієнт K_f	Характеристика матеріалу щодо концентрації
Алюмінієві сплави	Al 6061-T6, AlSi7Mg	0,75–0,80	1,56–1,64	Низька чутливість до концентраторів, але відсутність чіткої границі витривалості
Конструкційні сталі	Сталь 45, 40X	0,85–0,90	1,64–1,75	Висока чутливість до концентраторів, наявна границя витривалості
Сірі чавуни	СЧ12, EN-GJL-150	0,80–0,85	1,60–1,68	Помірна чутливість, крихка структура, дефекти графіту

Ефективна амплітуда напружень з урахуванням концентрації та стану поверхні визначається за формулою:

$$\sigma_{a,eff} = \sigma_a \cdot K_f \cdot k_{нов} \text{ [МПа]} \quad (1.11)$$

Проводиться перевірка за критерієм Гудмана і коефіцієнт запасу

$$\Sigma_G = \frac{\sigma_{a,eff}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \leq 1, n_f = \frac{1}{\Sigma_G}. \quad (1.12)$$

Таблиця 1.7 – Вихідні дані деяких матеріалів для розрахунку на втому

Група матеріалів	Матеріал (типовий представник)	σ_B , МПа	Втомна характеристика для розрахунку (орієнтовні літературні значення)
Алюмінієві сплави	Al 6061-T6	310	$\sigma_{-1} \approx 95-100$ МПа (повністю змінний цикл, R = -1)
Алюмінієві сплави	Al 7075-T6	560–580	$\sigma_{-1} \approx 150-160$ МПа (повністю змінний цикл, R = -1)
Конструкційні сталі	Сталь 45 / C45 / AISI 1045 (нормалізований стан)	570–700	$\sigma_{-1} \approx (0,45-0,50) \cdot \sigma_B \approx 260-350$ МПа (границя витривалості при R = -1)
Сірі чавуни	EN-GJL-150 (аналог СЧ10–СЧ15)	≥ 150 (клас)	$\sigma_{-1} \approx (0,30-0,35) \cdot \sigma_B \approx 45-55$ МПа (розтяг–стиск, R = -1)

В результаті розрахунку за виразами (1.11-1.12) та з урахуванням таблиць 1.3-1.7 визначимо критерій Гудмана та коефіцієнт запасу по втомній міцності для двох варіантів стану поверхні (лиття і поковка) та для різних матеріалів (алюмінієві сплави, конструкційні сталі, чавуни). Отримані результати зведені в таблиці 1.8.

Таблиця 1.8 – Зведені результати розрахунку параметрів втомної міцності

Матеріал	Поверхня	K_f	$\sigma_{a,eff}$, МПа	Σ_G	n_f
Сталь 45	литво	1.70	64.3	0.256	3.9
Сталь 45	поковка	1.70	50.5	0.211	4.7
Al 6061-T6	литво	1.60	60.5	0.875	1.14
Al 6061-T6	поковка	1.60	47.5	0.722	1.38
Al 7075-T6	литво	1.60	60.5	0.509	1.96
Al 7075-T6	поковка	1.60	47.5	0.423	2.36
EN-GJL-150	литво	1.65	62.4	1.43	0.70
EN-GJL-150	поковка	1.65	46.5	1.07	0.93

Отримані значення коефіцієнта запасу за втомною міцністю показують, що за прийнятих параметрів циклу напружень корпус підшипника, виготовлений зі сталі 45 або з алюмінієвого сплаву, має істотний резерв по втомі. Для чавунних матеріалів така перевага не спостерігається. З огляду на це чавуни доцільно виключити з подальшого розгляду як можливі варіанти матеріалу заготовки.

Наступним етапом є кількісна оцінка довговічності для альтернативних матеріалів. Для цього виконується розрахунок кількості циклів до втомного руйнування для різних марок сталей та алюмінієвих сплавів, наведених у таблиці 1.8. При розрахунках враховується локальний характер навантаження в зоні контакту з підшипником, а також застосовується свідомо консервативний підхід до оцінки ресурсу, що дозволяє отримати надійні, інженерно обґрунтовані результати.

З урахуванням зазначених припущень кількість циклів до втомного руйнування визначається за відповідною розрахунковою залежністю:

$$N_f = \left(\frac{\sigma_{a.eff}}{A} \right)^{\frac{1}{b}}. \quad (1.13)$$

Таблиця 1.9 – Коефіцієнти A і b в формулі (1.13)

Матеріал	b	A, МПа
Al 6061-T6	-0.09	585.38
Al 7075-T6	-0.09	964.50
Сталь 45 (C45/1045)	-0.08	944.00

За виразом (1.13) для трьох варіантів конструкції (базовий, оптимізований, оптимізований спрощений) та різних способів отримання заготовки деталі (лиття, поковка) проведено розрахунок кількості циклів до втомного руйнування (таблиця 1.10).

Таким чином, ресурс корпусу за втомною міцністю перевищує мінімально необхідний термін служби 5 років [10, 22] для сталей і алюмінієвих корпусів для оптимізованої конструкції.

При цьому алюмінієві сплави, як правило, не куються, тому ці варіанти відкидаються.

Отримані результати є основою для остаточного вибору матеріалу та технології виготовлення заготовки, що розглядається в наступному підрозділі.

Таблиця 1.10 – Кількість циклів до втомного руйнування для оптимізованої конструкції деталі

Матеріал	Поверхня	$\sigma_{a,eff}$, МПа	N_f , циклів	Еквівалент, років при частоті обертання 1000 об/хв
Сталь 45	литво	34,45	$9,38 \cdot 10^{17}$	$1,78 \cdot 10^9$
Сталь 45	поковка	27,06	$1,92 \cdot 10^{19}$	$3,65 \cdot 10^{10}$
Al 6061-T6	литво	34,16	$5,13 \cdot 10^{13}$	$9,76 \cdot 10^4$
Al 6061-T6	поковка	26,84	$7,48 \cdot 10^{14}$	$1,42 \cdot 10^6$
Al 7075-T6	литво	33,30	$1,75 \cdot 10^{16}$	$3,33 \cdot 10^7$
Al 7075-T6	поковка	26,16	$2,55 \cdot 10^{17}$	$4,86 \cdot 10^8$

1.8 Остаточний вибір матеріалу та технології виготовлення заготовки «Корпусу підшипника»

Результати чисельного аналізу та параметричної оптимізації геометрії показали таке:

- максимальні еквівалентні напруження в оптимізованому «Корпусі підшипника» не перевищують 54 МПа;
- зона найбільших напружень зосереджена в області переходу від внутрішньої посадкової поверхні до торця фланця;
- коригування геометричних параметрів дало змогу зменшити рівень концентрації напружень і обмежити деформації посадкової поверхні без помітного збільшення маси деталі.

Отримані результати свідчать про наявність сприятливих умов для забезпечення високої втомної довговічності за умови коректного вибору матеріалу та способу отримання заготовки. Водночас повністю вирішеним залишається питання збереження геометричної стабільності посадкового місця під підшипник протягом усього терміну експлуатації.

Результати розрахунків для сталей і алюмінієвих сплавів, отримані за допомогою FEM-моделей оптимізованої конструкції, наведені на рисунках 1.10–1.12 та узагальнені в таблиці 1.11.

Таблиця 1.11 – Значення максимальних деформацій посадкового місця в напрямку навантаження

Конструкція деталі	Максимальна деформація посадкового місця u_{\max} , мм		Мінімальна (за напрямом) деформація посадкового місця u_{\max} , мм	
	Алюмінієвий сплав	Конструкційна сталь	Алюмінієвий сплав	Конструкційна сталь
Оптимізована конструкція деталі	0,036	0,013	-0,018	-0,006

З урахуванням вимог до втомної міцності та стабільності геометрії посадкової поверхні найбільш доцільним матеріалом для отримання заготовки «Корпусу підшипника» є конструкційна сталь типу сталь 45 або її ливарні варіанти. Для обрання способу отримання заготовки доцільно скористатись таблицею 1.12, яка дозволяє врахувати топологію деталі.

Таблиця 1.12 – Вплив топологічних елементів на придатність застосування технологій отримання заготовок

Характер топології деталі	Доцільні способи отримання заготовки	Технологічні обмеження та зауваження	Серійність виробництва	Матеріали, що застосовуються найчастіше
Геометрично проста форма (паралелепіпеди, диски, вали)	Прокатні заготовки, кування, штампування, подальша механічна обробка	Невеликі втрати матеріалу, мінімальна кількість операцій	Середні та великі серії	Конструкційні сталі, мідні сплави

Характер топології деталі	Доцільні способи отримання заготовки	Технологічні обмеження та зауваження	Серійність виробництва	Матеріали, що застосовуються найчастіше
Тонкостінні оболонки	Листове штампування, пресування, лиття під тиском, формування з листового матеріалу	Обмеження по мінімальній товщині (як правило, до 3 мм), підвищені вимоги до жорсткості	Серійне та масове виробництво	Сталі, алюмінієві сплави, полімерні матеріали
Деталі середньої складності (наявність ребер, фланців, комбінованих поверхонь)	Вільне або об'ємне кування, лиття в кокіль, пресування; можливі комбіновані підходи (адитивне виготовлення з наступною мехобробкою)	Підвищені вимоги до точності базування, часто необхідна термічна обробка	Дрібносерійне та серійне виробництво	Сталі, алюмінієві сплави
Порожністі або решітчасті конструкції	Адитивні технології (SLM, EBM), лиття за виплавленими моделями	Кування практично непридатне; обов'язковий контроль пористості та внутрішніх дефектів	Одиничне або дрібносерійне виготовлення	Титанові та алюмінієві сплави
Деталі з високоточними функціональними поверхнями (посадкові, опорні)	Отримання заготовки литтям або куванням з обов'язковою подальшою механічною обробкою	Необхідність закладання припусків під чистову обробку	Серійне та масове виробництво	Сталі, чавуни

Наша деталь містить, як високоточні поверхні, так і фланцеві поверхні, загальний вигляд – тіло обертання з порожниною, серійність випуску – серійна. З урахуванням матеріалу деталі, її форми та серійності підходять наступні способи отримання заготовки: прокатні заготовки, кування, штампування, лиття в кокіль, пресування. З можливих способів отримання заготовок, з урахуванням форми та матеріалу – сталь 45Л, обираємо лиття в піщано-глинисті форми або лиття в холоднотвердіючі форми.

Висновки до розділу 1

У першому розділі магістерської роботи виконано всебічний аналіз того, як конструктивна топологія корпусу, вибір матеріалу та спосіб отримання заготовки впливають на напружено-деформований стан і ресурс роботи «Корпусу підшипника», що експлуатується у складі підшипникового вузла в умовах тривалого циклічного навантаження.

1. Аналіз умов експлуатації показав, що «Корпус підшипника» працює в режимі локального багатоциклового навантаження з асиметричним циклом типу стиск–розвантаження ($R = 0$). Частота навантаження визначається швидкістю обертання механізму і становить 1000 об/хв. За таких умов вирішальним чинником працездатності є не рівень статичної міцності, а втомна довговічність у зоні локальної концентрації напружень.

2. Сформовано систему критеріїв оцінювання працездатності «Корпусу підшипника», до якої включено вимоги за міцністю, жорсткістю, втомною довговічністю, стабільністю геометрії посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$, а також технологічною придатністю матеріалу і заготовки. Показано, що коректна оцінка ресурсу корпусної деталі можлива лише за умови застосування багатокритеріального підходу, який враховує як конструктивні, так і технологічні фактори.

3. Чисельне моделювання напружено-деформованого стану «Корпусу підшипника», виконане в середовищі ANSYS Workbench, дало змогу встановити характер розподілу напружень при типовому експлуатаційному навантаженні. Виявлено, що максимальні еквівалентні напруження зосереджуються в зоні переходу від посадкового отвору $\varnothing 62H7$ до торцевої частини корпусу. Саме ця ділянка формує критичну зону, яка визначає втомну довговічність деталі.

4. Параметричний аналіз і подальша оптимізація геометрії «Корпусу підшипника» з використанням інструментів ANSYS DesignXplorer та Optimization показали, що цілеспрямована зміна форми перехідних зон і локальне підсилення масиву корпусу дозволяють помітно знизити концентрацію напружень і величину деформацій посадкової поверхні. При цьому досягнуте покращення забезпечується без істотного збільшення маси деталі.

5. Виконаний втомний розрахунок «Корпусу підшипника» з урахуванням концентрації напружень, стану поверхні та середнього рівня напружень підтвердив працездатність обраної конструкції. Перевірка за критерієм Гудмана показала, що для конструкційної сталі 45 коефіцієнт запасу за втомною міцністю перебуває в межах приблизно 3,9–4,7. Такий рівень запасу забезпечує необхідний ресурс роботи з урахуванням можливого розкиду механічних властивостей і впливу технологічних факторів.

6. Проведено порівняльну оцінку можливих матеріалів для виготовлення корпусу з урахуванням підходу, заснованого на зв'язку «топология – напружений стан – втомна міцність – технологія». Аналіз показав, що чавуни не забезпечують необхідного рівня втомної довговічності в заданих умовах експлуатації, тоді як застосування алюмінієвих сплавів обмежується недостатньою жорсткістю, що ускладнює забезпечення стабільної роботи підшипникового вузла.

7. За сукупністю конструктивних, експлуатаційних і технологічних критеріїв як базовий матеріал «Корпусу підшипника» остаточно обрано конструкційну вуглецеву сталь 45, яка забезпечує необхідний ресурс, геометричну стабільність посадкових поверхонь і технологічну надійність виготовлення деталі.

8. В якості орієнтовних технологій виготовлення заготовки, з урахуванням коефіцієнтів запасу по міцності та втомним характеристикам, формі деталі, серійності виробництва, матеріалу деталі, обрано лиття в піщано-глинисті форми або холодно твердіючі форми.

2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Аналіз технологічності конструкції деталі

2.1.1 Якісний аналіз конструкції деталі

На підставі аналізу умов роботи підшипникового вузла, заданої річної програми випуску та чинної конструкції можна зробити висновок, що запропонована деталь не потребує додаткового спрощення форми. Існуюча геометрія є достатньо раціональною як з точки зору експлуатації, так і з позицій подальшої технологічної реалізації (рис. 2.1).

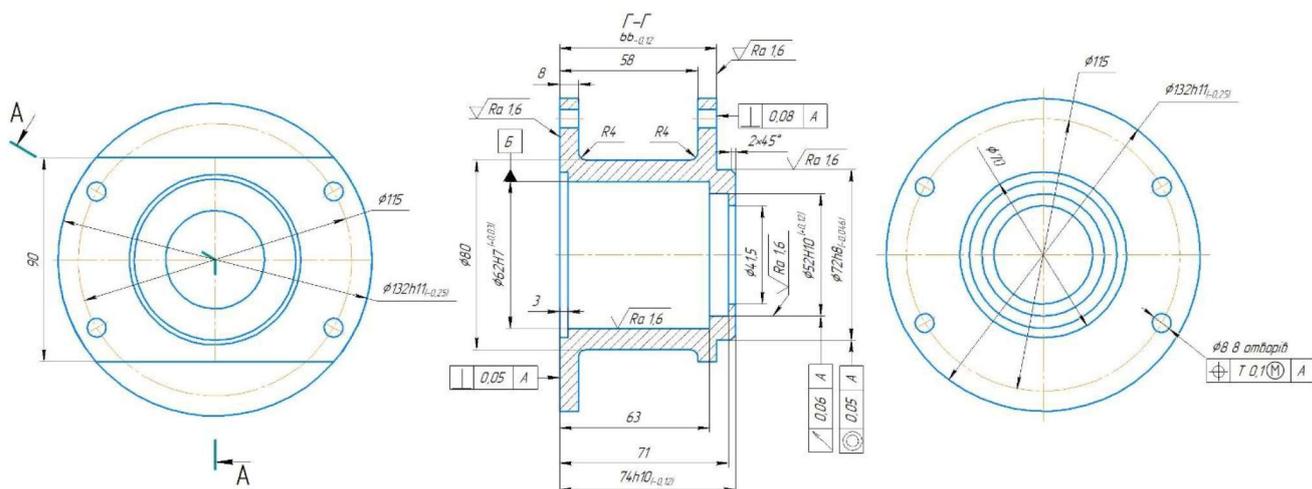


Рисунок 2.1 – Ескіз деталі «Корпус підшипника» (базовий варіант)

За результатами розроблення робочого креслення та перевірки взаємозв'язків між допустимими відхиленнями розмірів, параметрами шорсткості та відхиленнями геометричної форми і взаємного розташування поверхонь встановлено, що прийняті значення відповідають нормативним вимогам. Конструктивні допуски узгоджені між собою і не створюють додаткових технологічних ускладнень під час виготовлення деталі.

Основною базовою поверхнею виробу є посадковий отвір $\text{Ø}62\text{H}7^{+0,03}$. Використання цього отвору як бази дає змогу виконувати контроль відхилень геометричної форми, взаємного розміщення поверхонь, параметрів

шорсткості, а також більшості лінійних і діаметральних розмірів. Для контролю решти розмірів і параметрів деталей базується по зовнішній діаметральній поверхні $\varnothing 72h7_{-0,03}$ та суміжному з нею фланцю. У такому положенні забезпечується можливість вимірювання лінійних і діаметральних розмірів, а також контролю відхилень форми, взаємного розташування поверхонь і параметрів шорсткості.

Таким чином, наявність повного набору конструкторських баз дозволяє організувати механічну обробку і контроль без введення штучних технологічних баз, що позитивно впливає на точність виготовлення та спрощує технологічний процес.

2.1.2 Кількісний аналіз

Кількісний аналіз технологічності конструкції деталі проводять за трьома показниками: коефіцієнт уніфікації, коефіцієнт шорсткості і коефіцієнт точності [34] (таблиці 2.1 – 2.4).

$$K_y = \frac{Q_y}{Q_e} = \frac{24}{33} = 0.73. \quad (2.1)$$

За коефіцієнтом уніфікації – деталь технологічна.

Таблиця 2.1 – Лінійні розміри

Лінійні розміри	135	16	6	66	58	8	2	1
Уніфіковані розміри	135	16	6	–	58	8	2	1
Лінійні розміри	3	23	40	63	71	74	2	1
Уніфіковані розміри	3	–	40	–	–	–	2	1
Кількість розмірів – 16 Кількість уніфікованих розмірів - 11								

Таблиця 2.2 – Діаметральні розміри

Діаметральні розміри	8	8	8	8	8	8	8	8
----------------------	---	---	---	---	---	---	---	---

Уніфіковані розміри	8	8	8	8	8	8	8	8
Продовження таблиці 2.2								
Діаметральні розміри	132	115	90	62	41.5	52	72	66
Уніфіковані розміри	–	115	90	62	–	–	–	–
Кількість розмірів – 16								
Кількість уніфікованих розмірів – 12								

Таблиця 2.3 – Параметри шорсткості поверхонь

Шорсткість поверхні, мкм	Кількість поверхонь	Сумарна шорсткість
1.6	6	6×1.6=9.6
6.3	57	6.3×57=359.1

Середня шорсткість поверхонь деталі «Корпус підшипника»

$$Ш_{cp} = \frac{\sum Ш_i \cdot n_s}{\sum n_s} = \frac{(6 \cdot 1.6) + (57 \cdot 6.3)}{6 + 57} = 5.85; \quad (2.2)$$

$$K_{ш} = \frac{1}{Ш_{cp}} = \frac{1}{5.85} = 0.17 < 0.32.$$

За коефіцієнтом шорсткості поверхонь – деталь технологічна.

Таблиця 2.4 – Параметри точності поверхонь

Квалітет	Розміри	Кількість пов.	Розрахунок
7	62	1	7×1 = 7
8	72	1	1×8 = 8
10	52,74	2	2×10 = 20
11	132	1	1×11 = 11
14	Решта розмірів	57	57×14 = 798
Всього		63	848

$$T_{cp} = T_i \cdot n_i / n = 848 / 63 = 13.46; \quad (2.3)$$

$$K_T = 1 - (1/T_{cp}) = 1 - (1/13.46) = 0.93 > 0.8. \quad (2.4)$$

Оцінка коефіцієнта точності оброблюваних поверхонь показує, що деталь відповідає вимогам технологічності. Запроектвані допуски та параметри якості поверхонь можуть бути забезпечені стандартними методами механічної обробки без застосування нестандартних або надмірно складних технологічних рішень.

Оскільки перевірка технологічності виконана за всіма трьома прийнятими показниками і для кожного з них отримано позитивний результат, деталь можна вважати технологічною також і за кількісними критеріями.

Узагальнюючи результати як кількісного, так і якісного аналізу, слід зазначити, що корпусна деталь «Корпус підшипника» загалом має достатній рівень технологічності та може бути виготовлена в умовах обраного виробництва без додаткових конструктивних або технологічних ускладнень.

2.2 Попереднє визначення типу та організаційної форми виробництва

Визначення типу виробництва виконується за коефіцієнтом закріплення операції [33]:

$$K_{zo} = \frac{\Sigma O}{\Sigma P}, \quad (2.5)$$

де ΣO – сумарна кількість операцій, що виконується на даному робочому місці;

ΣP – сумарна кількість робочих місць для виконання операцій.

$$T_{шк} = T_0 \cdot \varphi_k \text{ [хв]}, \quad (2.6)$$

Вибір форми організації роботи визначається шляхом порівняння потрібного добового випуску виробів $[N_d]$ і розрахункового випуску виробу $[Q_d]$.

Таблиця 2.5 – Розрахунок коефіцієнту закріплення операцій для характерних переходів обробки деталі «Корпус підшипника»

№	Переходи	$T_0 \cdot 10^{-3}$, хв.	T_0 , хв.	φ_k	$T_{шк}$, хв.
1	Точіння поверхні 1 попередньо	$0,037(D^2-d^2)$	$0.037(132^2-40^2) \cdot 10^{-3}=0.58$	1.36	0.795
2	Точіння поверхні 1 остаточно	$0,037(D^2-d^2)$	$0.037(132^2-60^2) \cdot 10^{-3}=0.51$	1.36	0.694
3	Розточування поверхні 5 вперед.	0,17dl	$0.17 \cdot 65 \cdot 38 \cdot 10^{-3}=0.44$	1.36	0.601
4	Розточування поверхні 5 остаточ.	0,17dl	$0.17 \cdot 65 \cdot 40 \cdot 10^{-3}=0.445$	1.36	0.612
5	Свердління 10 отворів 2 і 3	0,15dl	$10 \cdot 0.15 \cdot 8 \cdot 74 \cdot 10^{-3}=0.888$	1.55	1.376

Продовження таблиці 2.5

№	Розрахункова кількість верстатів	Прийнята кількість верстатів	Фактичний коефіцієнт завантаження	Кількість операцій	Коефіцієнт закріплення операцій
1	0.078	1	0.078	10.25	10.83
2	0.069	1	0.069	11.59	
3	0.06	1	0.06	13.33	
4	0.061	1	0.061	13.11	
5	0.136	1	0.136	5.86	

Якщо потрібний добовий випуск продукції суттєво менший за продуктивність потокової лінії, то використовують групову форму обробки [34].

$$N_d = \frac{N_{np}}{254} = \frac{18500}{254} = 72.5 \text{ (шт.)}. \quad (2.7)$$

$$Q_d = \frac{F_d}{T_{шт-к.сер.} \cdot \eta_z} \text{ [шт.]}, \quad (2.8)$$

де $T_{шт-к.сер.} = \frac{\sum T_{шк-n}}{n} = \frac{0.795+0.694+0.601+0.612+1.376}{5} = 0.824 \text{ (хв)}. \quad -$

середній штучно-калькуляційний час на виконання операції.

$$Q_d = \frac{3890}{0,824 \cdot 0,8} = 5973 \text{ (шт.)}.$$

Виходячи з вище зазначеного приймаємо групову форму організації роботи. Оскільки за такої форми роботи деталі у виробництво запускають періодично, то потрібно визначити кількість деталей в партії для одночасного запуску:

$$n = \frac{N_{np} \cdot a}{254} \text{ [шт.]},$$

де a – періодичність запуску деталей на обробку ($a = 3, 6, 12, 24$ днів).

$$n = \frac{18500 \cdot 12}{254} = 875 \text{ (шт.)}.$$

Кількість деталей в партії для одночасного запуску – 875 штук, а періодичність запуску на виготовлення – 12 днів.

2.3 Проектування заготовки

2.3.1 Вибір двох альтернативних способів виготовлення заготовки

Орієнтуючись на аналіз, проведений в попередньому розділі, робоче креслення деталі, масу та серійність виробництва встановлюємо метод одержання заготовки – лиття, так як деталь виготовляється з матеріалу сталь 45Л ГОСТ 977-88. Головними перевагами сталі 45Л є достатньо висока міцність і жорсткість, добра в'язкість та зносостійкість, а також задовільні ливарні властивості, що забезпечують отримання заготовок складної форми без значних внутрішніх дефектів. Сталь 45Л добре піддається механічній обробці різанням і термічній обробці (нормалізація, загартування з відпуском),

що дозволяє цілеспрямовано регулювати її механічні властивості. Матеріал характеризується помірною вартістю та широкою доступністю у виробництві.

Сталь 45Л широко застосовується в машинобудуванні для виготовлення литих корпусних деталей, кришок, фланців, важелів, маточин, зубчастих коліс, елементів опор і вузлів, що працюють під дією статичних та змінних навантажень за відсутності агресивних корозійних середовищ.

Таблиця 2.6 – Хімічний склад сталі 45Л

Хімічний елемент	C, %	Si, %	Mn, %	S, %, не більше	P, %, не більше
Вміст у сталі 45Л	0,42– 0,50	0,17– 0,37	0,50– 0,80	0,045	0,045

З урахуванням матеріалу, конструктивних особливостей деталі та серійності виробництва як альтернативні способи виготовлення заготовки розглядаються такі методи лиття:

Лиття в піщано-глинисті форми

Лиття у піщано-глинисті форми належить до найпоширеніших і конструктивно простих способів одержання заготовок зі сталі 45Л. Внутрішні порожнини та ступінчасті отвори формуються із застосуванням піщаних стрижнів, що дозволяє відтворювати досить складну конфігурацію деталі без використання дорогої оснащення. Перевагою цього методу є відносно невеликі витрати на виготовлення модельного комплекту та технологічна гнучкість.

Разом із тим, точність таких заготовок є обмеженою, а поверхні характеризуються підвищеною шорсткістю. Це зумовлює необхідність призначення збільшених припусків під подальшу механічну обробку. З огляду на зазначені особливості, лиття в піщано-глинисті форми доцільно застосовувати для одиничного, дрібносерійного або середньосерійного

виготовлення корпусних деталей машинобудування, де вимоги до точності заготовки не є критичними.

Лиття в піщані форми з холоднотвердіючих сумішей (ХТС)

Використання холоднотвердіючих сумішей при виготовленні форм і стрижнів дозволяє суттєво підвищити точність заготовок та покращити якість їх поверхонь порівняно з традиційним піщано-глинистим литтям. Підвищена міцність форм забезпечує кращу стабільність геометричних розмірів, що є важливим чинником для корпусних деталей із посадковими поверхнями під підшипники.

Застосування ХТС дає можливість зменшити припуски на механічну обробку та скоротити машинний час, однак водночас призводить до зростання собівартості заготовок і вимагає суворішого дотримання технологічних режимів. У практиці машинобудування цей спосіб доцільно використовувати насамперед у середньосерійному виробництві деталей, для яких висуваються підвищені вимоги до точності та стабільності розмірів.

Таблиця 2.7 – Порівняльна характеристика способів отримання заготовки литтям

Показник	Лиття в піщано-глинисті форми	Лиття в форми з ХТС
Матеріал заготовки	Сталь 45Л	Сталь 45Л
Складність форми деталі	Висока, реалізується за допомогою стрижнів	Висока, зі стабільною геометрією
Розмірна точність	ІТ13–ІТ15	ІТ11–ІТ13
Шорсткість поверхні, Ra	12,5–25	6,3–12,5
Припуски на обробку	Підвищені	Зменшені
Ймовірність ливарних дефектів	Середня	Знижена

Показник	Лиття в піщано-глинисті форми	Лиття в форми з ХТС
Вартість модельної оснастки	Низька	Середня
Собівартість заготовки	Низька	Середня
Доцільна серійність	Одиничне, дрібно- та середньосерійне	Середньосерійне
Сфера застосування	Корпусні деталі загального призначення	Деталі з підвищеними вимогами до точності

Для виготовлення заготовки з сталі 45Л найбільш економічно доцільним є лиття в піщано-глинисті форми, яке приймається як базовий варіант. Як альтернативний спосіб з підвищеними показниками точності та якості поверхні доцільно розглядати лиття в форми з холоднотвердіючих сумішей.

2.3.2 Розрахунок розмірів заготовки для обох способів її виготовлення
Призначення припусків (табличних) на механічну обробку та розрахунок граничних розмірів заготовок.

Таблиця 2.8 – Вибір вихідних параметрів заготовки, що характеризують її точність

Вихідні дані	Лиття в піщано-глинисті форми		Лиття в форми з ХТС	
	Згідно ГОСТ	Прийнято	Згідно ГОСТ	Прийнято
Клас розмірної точності	7–12	10	7–11	9
Ступінь жолоблення	5–8	7	4–7	6
Ступінь точності поверхонь вилівка	11–18	14	9–14	11
Шорсткість поверхонь вилівка	Ra 25–50	Ra 25	Ra 6,3–12,5	Ra 12,5
Клас точності маси вилівка	7т–14т	10т	6т–12т	8т
Ряд припусків на механічну обробку	5–8	6	4–6	4

2.3.3 Вибір припусків

На ділянках вилівка, де формування отворів, заглиблень, внутрішніх порожнин та інших елементів конструкції ливарними методами є ускладненим або недоцільним, передбачають виконання напусків, які згодом видаляються під час механічної обробки.

Таблиця 2.9 – Визначення допусків та припусків для лиття в піщано-глинисті форми

	8	58	92	Ø41,5	66 ^{+0,1}	63	74 ^{+0,12}	Ø62 ^{+0,03}	Ø72 ^{-0,03}	Ø90	Ø132 ^{-0,25}
Допуски розмірів	0,8	1,0	1,2	1,0	1,2	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	2,0
Допуски форми чи розміщення	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,40
Допуски зміщення по площині роз'єму (перекіс, зміщення)	–	–	–	0,5	–	–	–	0,5	–	–	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	0,32	0,32	0,32
Допуски маси	±8 %										
Допуски нерівностей	Ra = 0,25										
Загальний допуск	0,9	1,1	1,3	1,2	1,3	1,3	1,6	1,2	1,4	1,6	2,2
Припуск мінімальний	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8	1,0
Припуск загальний	1,2	–	1,8	2,0	2,0	2,0	2,2	2,4	2,6	–	3,0
Кількість переходів механічної обробки по точності розмірів	1	1	1	2	2	2	2	3	3	-	3
Розміри заготовки	11.9	59.8	95.6	37.5	71	64	78.4	57.2	77.2	90	138

Таблиця 2.10 – Визначення допусків та припусків лиття в холодно твердіючі форми

	8	58	92	Ø41,5	66 ^{+0,1}	63	74 ^{+0,12}	Ø62 ^{+0,03}	Ø72 ^{-0,03}	Ø90	Ø132 ^{-0,25}
Допуск розміру, мм	0,6	0,8	1,0	0,8	1,0	1,0	1,2	0,8	1,0	1,2	1,6
Допуск форми / розміщення, мм	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,40
Зміщення по площині роз'єму, мм	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Зміщення через переки́с стержня, мм	-	-	-	0,5	-	-	-	0,5	-	-	-
Допуск нерівностей (мікронерівності), мм	Ra = 0.12										
Допуски маси	±6 %										
Загальний допуск, мм	0,7	0,9	1,1	1,0	1,1	1,1	1,3	1,0	1,2	1,3	1,8
Припуск мінімальний, мм	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,7
Припуск загальний, мм	0,9	-	1,4	1,6	1,6	1,6	1,8	2,0	2,0	-	2,4
Кількість переходів механічної обробки по точності розмірів	1	1	1	1	1	1	2	2	2	-	2
Розміри заготовки	9,5	58,5	94,8	38,2	69,2	63	77,6	58	76	90	136,8

Мінімальна товщина стінки вилівка призначається з урахуванням забезпечення необхідної міцності деталі, а також відповідності технологічним вимогам обраного способу лиття.

Приведений габарит деталі визначається за формулою

$$N = (2L + B + H)/4, \quad (2.16)$$

$$N = (2 \cdot 0,074 + 0,132 + 0,132)/4 = 0,103$$

де L, B, H – відповідно довжина, ширина, висота деталі

Отриманому значенню приведенного габариту відповідає нормативна

мінімальна товщина стінки виливка $\delta=6$ мм.

Порівняння цього значення з фактичною мінімальною товщиною стінок, яка становить $\delta = 9.5$ мм для лиття у форми з холоднотвердіючих сумішей та $\delta = 11.9$ мм для лиття в піщано-глинисті форми, дає підстави зробити висновок про відповідність конструктивних розмірів виливка допустимим значенням.

Заповнення числових параметрів у таблицях, наведених вище, виконувалося поетапно з урахуванням вимог нормативної документації та реальних умов виготовлення заготовки.

Клас розмірної точності визначався з урахуванням обраного способу лиття, габаритів деталі та матеріалу. Для середньосерійного виробництва, відповідно до рекомендацій ГОСТ 26645-85, прийнято усереднені значення:

- для лиття в піщано-глинисті форми – 10 клас точності;
- для лиття у форми з холоднотвердіючих сумішей – 9 клас.

Ступінь жолоблення оцінювався за співвідношенням мінімального та максимального розмірів елементів виливка, типом ливарної форми та відсутністю термічної обробки. За максимального розміру 130 мм і мінімального 12 мм отримане відношення становить 0,09. За цих умов прийнято:

- 7 ступінь для піщано-глинистих форм;
- 6 ступінь для форм з ХТС.

Точність литих поверхонь встановлювалася з урахуванням технології лиття, матеріалу та загальних габаритів заготовки. Для аналізованих варіантів прийнято:

- 14 ступінь – для традиційного піщано-глинистого лиття;
- 11 ступінь – для лиття з використанням холоднотвердіючих сумішей.

Виходячи з прийнятого ступеня точності поверхонь, шорсткість литої поверхні встановлено на рівні:

- $Ra = 25$ мкм для піщано-глинистих форм;
- $Ra = 12,5$ мкм для форм з ХТС.

Клас точності маси виливка обрано залежно від способу лиття та орієнтовної маси заготовки. Прийняті значення:

- 10т – для піщано-глинистих форм;
- 8т – для форм з холоднотвердіючих сумішей.

Відповідно до обраної точності поверхонь і технології лиття визначено ряд припусків:

- 6 ряд – для піщано-глинистих форм;
- 4 ряд – для форм з ХТС.

Допуски розмірів виливка призначалися за номінальними розмірами елементів деталі з урахуванням прийнятих класів розмірної точності. Узагальнені значення наведено в таблицях 2.9 і 2.10.

Допуски форми та взаємного розміщення поверхонь визначалися з урахуванням номінальних розмірів елементів і встановленого ступеня жолоблення. Як базовий нормувальний розмір приймався найбільший габарит відповідного елемента виливка.

Для елементів, що виходять на площину роз'єму напівформ, допуски зміщення приймалися рівними класу розмірної точності за номінальним розміром цих елементів.

У випадку поверхонь, сформованих стержнями (переважно отворів), допуски перекосу задавалися на 1–2 класи точніше, ніж клас розмірної точності виливка, з урахуванням товщини відповідних стінок.

Допуски нерівностей поверхонь призначалися відповідно до прийнятого ступеня точності поверхонь, тобто фактично пов'язані з установленою шорсткістю литої поверхні.

Загальний допуск визначався з урахуванням сумарного впливу допусків розмірів, а також допусків форми й взаємного розміщення поверхонь.

Мінімальний припуск на механічну обробку приймався однаковим для всіх оброблюваних поверхонь і відповідав обраному ряду припусків. Його

величина забезпечує повне усунення поверхневих дефектів литої заготовки та нерівностей, що регламентується вимогами ДСТУ 8981:2020.

Згідно геометричних характеристик деталі, мінімальний внутрішній радіус заготовки, який проливається становитиме 5 мм. В зв'язку з цим коригуємо геометрію деталі і креслення, змінюючи радіус заокруглення з 4 мм на 5 мм.

Відповідно до залежностей деформації посадкової поверхні від радіуса заокруглення (рис. 2.2) збільшення радіусу призводить до зменшення деформації посадкової поверхні та покращує умови роботи підшипника.

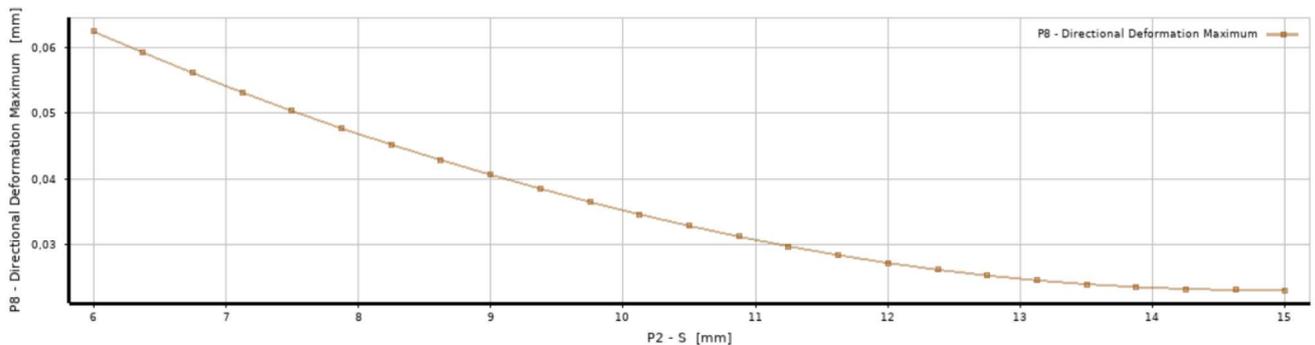


Рисунок 2.2 – Залежність деформації посадкової поверхні від радіуса спряження поверхонь

2.3.4 Розрахунок маси та коефіцієнту точності маси заготовки

Коефіцієнт точності маси:

$$K_{TM} = \frac{Q_{дет}}{Q_{заг}}, \quad (2.17)$$

де $Q_{дет}$ – маса деталі, кг (приймається згідно креслення деталі);

$Q_{заг}$ – маса заготовки, кг.

Для лиття у піщано-глинисті форми коефіцієнт точності маси:

$$K_{TM} = \frac{2,7}{3,7} = 0,73.$$

Для лиття у холодно тверднучі форми коефіцієнт точності маси:

$$K_{TM} = \frac{2,7}{3,5} = 0,77.$$

2.3.5 Техніко-економічне порівняння варіантів одержання заготовок

Для заготовок, отриманих литтям, їх собівартість наближено визначають розрахунковим шляхом із використанням відповідної аналітичної залежності:

$$C_{заг.лит} = \frac{(Q_{заг} \cdot C_L \cdot K_T \cdot K_M \cdot K_C \cdot K_B \cdot K_{II})}{1000} - \frac{(Q_{заг} - Q_{дет}) \cdot C_{відх}}{1000}, [\text{гр.о}] \quad (2.18)$$

де C_L – базова вартість 1 т заготовок, грн;

$K_T, K_M, K_C, K_B, K_{II}$ – коефіцієнти, що залежать відповідно від класу точності вилівка, марки матеріалу, групи складності, маси і об'єму виробництва заготовок (табл. 2.11).

Вартість литої заготовки при литті в холодно твердіючі форми :

$$C_{заглит} = \frac{(3,5 \cdot 15550 \cdot 0,62 \cdot 4,64 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 1)}{1000} - \frac{(3,5 - 2,7) \cdot 6500}{1000} = 149,8 \text{ (грн)}.$$

Вартість литої заготовки при литті в піщано-глинисті форми:

$$C_{заглит} = \frac{(3,7 \cdot 13100 \cdot 0,54 \cdot 5,72 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 1)}{1000} - \frac{(3,7 - 2,7) \cdot 6500}{1000} = 141,7 \text{ (грн)}.$$

Таблиця 2.11 – Значення коефіцієнтів для розрахунку собівартості
ЛИТТЯ

Коефіцієнт	Лиття в холодно тверднучі форми	Лиття в піщано-глинисті форми
$C_{л, гр.о}$	15550	13100
K_T	0,62	0,54
K_M	4,64	5,72
K_C	1	1
K_B	0,99	0,99
$K_{П}$	1	1
$C_{відх, грн}$	6500	6500

Отже, вартість заготовки при литті в піщано-глинисті форми менша ніж при литті в холодно тверднучі форми.

Висновок: з обрахунків видно, що доцільнішим способом одержання заготовки для даної деталі буде лиття в піщано-глинисті форми, оскільки він дешевший.

2.4 Розробка маршруту механічної обробки

2.4.1 Вибір технологічних методів обробки поверхонь з підвищеними вимогами до точності

З огляду на те, що заготовка отримується литтям у піщано-глинисті форми, яке характеризується відносно низькою початковою точністю (орієнтовно 14-й квалітет), а формування зовнішньої циліндричної поверхні передбачено виконувати точінням, виникає потреба в обґрунтованому призначенні кількості переходів механічної обробки. Це необхідно для поетапного досягнення заданих вимог до точності та шорсткості поверхні без надмірного ускладнення технологічного процесу.

У подальшому, в якості прикладу, виконується розрахунок кількості переходів механічної обробки для циліндричної поверхні діаметром $\varnothing 62H7$.

Загальне уточнення буде рівним:

$$\varepsilon_{\Sigma} = \frac{T_3}{T_D} = \frac{1,8}{0,03} = 60. \quad (2.19)$$

Відповідно до рекомендацій приймаємо ступені уточнення на переходи механічної обробки :

$$\varepsilon_1 = 5, \varepsilon_2 = 4, \varepsilon_3 = 2,5, \varepsilon_4 = 1,2;$$

$$\varepsilon_{\Sigma 2} = \varepsilon_{\Sigma 1} / \varepsilon_1 = 60 / 5 = 12;$$

$$\varepsilon_{\Sigma 3} = \varepsilon_{\Sigma 2} / \varepsilon_2 = 12 / 4 = 3;$$

$$\varepsilon_{\Sigma 4} = \varepsilon_{\Sigma 3} / \varepsilon_3 = 3 / 2,5 = 1,2;$$

$$\varepsilon_{\Sigma 5} = \varepsilon_{\Sigma 4} / \varepsilon_4 = 1,2 / 1,2 = 1.$$

Допуск після першого переходу складатиме:

$$T_1 = 1,8 / 5 = 0,36 \text{ мм};$$

$$T_2 = 0,36 / 4 = 0,09 \text{ мм};$$

$$T_3 = 0,09 / 2,5 = 0,036 \text{ мм};$$

$$T_4 = 0,036 / 1,2 = 0,03 \text{ мм}.$$

Тобто після першого переходу механічної обробки ми отримуємо поверхню 13 квалітету, а вже після другого переходу – 11 квалітету, після третього переходу – 8 квалітету, після четвертого переходу – 7 квалітету.

Метод обробки і кількість ступенів механічної обробки на решту поверхонь деталі визначається аналогічно, а всі результати занесено до таблиці 2.12.

Таблиця 2.12 – Визначення способів і кількості ступенів механічної обробки

Розмір	Загальне уточнення	Кількість переходів	Допуск	Квалітет	Вид механічної обробки
Ø72 ^{-0.03}	ε _Σ = 60	ε ₁ = 5	T ₁ = 0.36	13	попереднє точіння
		ε ₂ = 4.5	T ₂ = 0.09	11	попереднє точіння
		ε ₃ = 2.5	T ₃ = 0.036	9	попереднє точіння
		ε ₄ = 1.2	T ₄ = 0.03	7	остаточне точіння
Ø62 ^{+0.03}	ε _Σ = 60	ε ₁ = 5	T ₁ = 0.36	13	попереднє точіння
		ε ₂ = 4.5	T ₂ = 0.09	11	попереднє точіння
		ε ₃ = 2.5	T ₃ = 0.036	9	попереднє точіння
			T ₄ = 0.03	7	остаточне точіння

Розмір	Загальне уточнення	Кількість переходів	Допуск	Квалітет	Вид механічної обробки
		$\varepsilon_4 = 1.2$			
Ø41.5	$\varepsilon_\Sigma = 2.25$	$\varepsilon_1 = 2.25$	$T_1 = 0.62$	14	однократне точіння
Ø132 _{-0.25}	$\varepsilon_\Sigma = 4$	$\varepsilon_1 = 3.2$	$T_1 = 0.3125$	12	попереднє точіння
		$\varepsilon_2 = 1.25$	$T_2 = 0.25$	11	остаточне точіння
Ø51.5 ^{+0.12}	$\varepsilon_\Sigma = 42$	$\varepsilon_1 = 5$	$T_1 = 1$	14	попереднє точіння
		$\varepsilon_2 = 4.5$	$T_2 = 0.22$	12	попереднє точіння
		$\varepsilon_3 = 1.9$	$T_3 = 0.12$	10	остаточне точіння
74 _{-0.12}	$\varepsilon_\Sigma = 12$	$\varepsilon_1 = 4$	$T_1 = 0.35$	14	попереднє точіння
		$\varepsilon_2 = 2.5$	$T_2 = 0.14$	12	попереднє точіння
		$\varepsilon_3 = 1.2$	$T_3 = 0.12$	10	остаточне точіння
66 ^{+0.1}	$\varepsilon_\Sigma = 14$	$\varepsilon_1 = 5$	$T_1 = 0.28$	14	попереднє точіння
		$\varepsilon_2 = 2$	$T_2 = 0.14$	12	попереднє точіння
		$\varepsilon_3 = 1.4$	$T_3 = 0.1$	10	остаточне точіння
Ø70	$\varepsilon_\Sigma = 3.4$	$\varepsilon_1 = 3.4$	$T_1 = 0.74$	14	однократне точіння
63	$\varepsilon_\Sigma = 2.25$	$\varepsilon_1 = 2.25$	$T_1 = 0.62$	14	однократне точіння
71	$\varepsilon_\Sigma = 1.9$	$\varepsilon_1 = 1.9$	$T_1 = 0.74$	14	однократне точіння
58	$\varepsilon_\Sigma = 2.25$	$\varepsilon_1 = 2.25$	$T_1 = 0.62$	14	однократне точіння
8	$\varepsilon_\Sigma = 3.9$	$\varepsilon_1 = 3.9$	$T_1 = 0.36$	14	однократне точіння

2.4.2 Вибір чистових та чорнових технологічних баз

На завершальних операціях механічної обробки доцільно застосувати схему базування, характерну для роботи в трикулачковому самоцентрувальному патроні. У цьому випадку торець деталі використовується як упорна база, а зовнішня циліндрична поверхня Ø72 — як напрямна. Таке базування дає змогу за один установ обробити решту зовнішніх поверхонь, а також базовий отвір. Надалі саме ці поверхні приймаються як чистові технологічні бази для наступних операцій. Схема базування та перелік поверхонь, що обробляються в даному установі, наведені на рисунку 2.3.

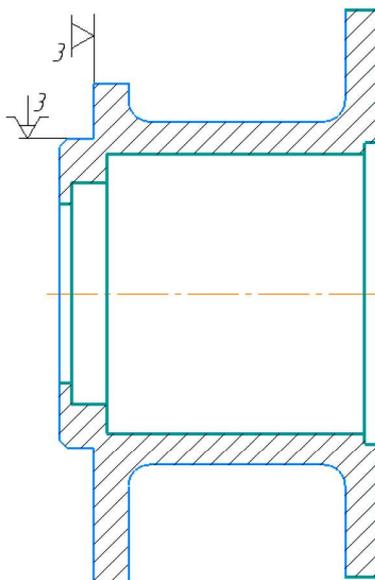


Рисунок 2.3 – Ескіз чистових технологічних баз

На першій чорновій операції (операція 005) базування здійснюється за зовнішньою поверхнею $\varnothing 132$, яка виконує функцію напямної бази, та за торцем, що слугує упорною базою. Така схема також відповідає закріпленню в трикулачковому самоцентрувальному патроні. За вибраного комплекту баз стає можливим виконання обробки торця 1, фланця 2, циліндричної поверхні 3 і фаски 4. Відповідна схема базування показана на рисунку 2.4. Сукупність поверхонь, отриманих на цій стадії, надалі використовується як чистові технологічні бази, що забезпечує необхідний зв'язок між уже обробленими та ще необробленими поверхнями деталі.

2.4.3 Проектування маршруту механічної обробки з розробкою змісту операцій, попереднім вибором верстатів та зображенням схем базування

Проектування технологічного маршруту механічної обробки деталі «Корпус підшипника» узагальнено у вигляді таблиці 2.13.

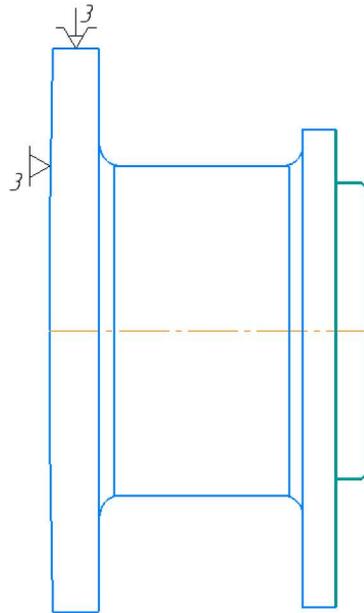
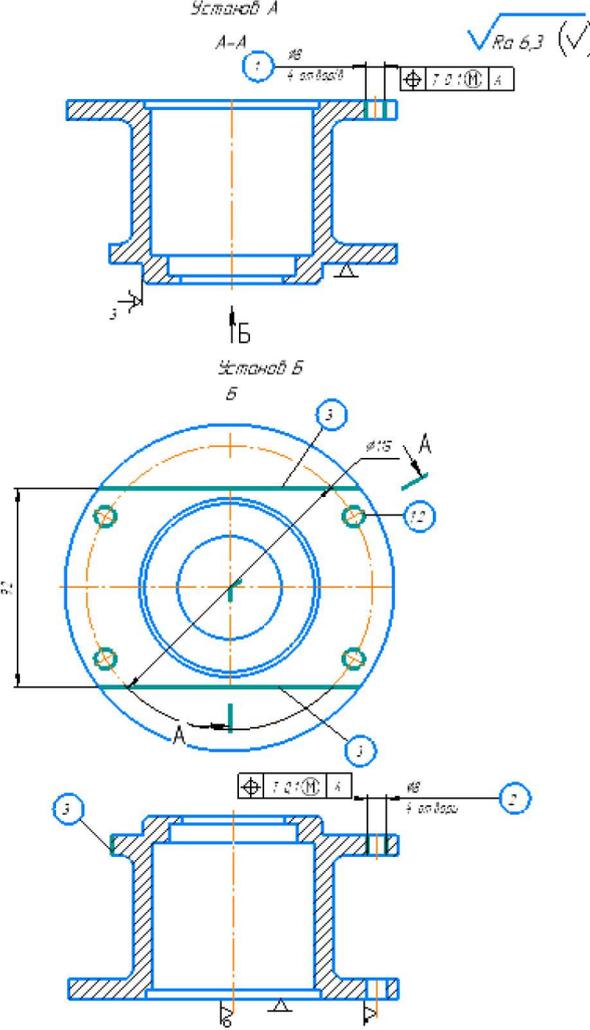


Рисунок 2.4 – Ескіз чорнових технологічних баз

Таблиця 2.13 – Маршрут механічної обробки

№ оп-ї	Операції і переходи	Ескіз та схеми установки	Тип обладнання
005	<p>Токарна ЧПК</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Встановити і закріпити заготовку 2. Точити по контуру пов. 1, 2, 3 попередньо 3. Точити по контуру пов. 3 попередньо, пов. 1, 2 остаточно 4. Точити пов. 3 попередньо 5. Точити пов. 3 остаточно 6. Точити пов. 4 однократно 7. Зняти деталь 		Токарно-револьверний верстат з ЧПК ІВ34.0Ф3
010	<p>Токарна ЧПК</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Встановити і закріпити заготовку 2. Точити пов. 1 попередньо, пов. 2 попередньо 3. Точити пов. 1 остаточно, пов. 2 остаточно 4. Точити по контуру пов. 6, 8 попередньо, пов. 3, 7, 9, 10 однократно 5. Точити по контуру пов. 6, 8 попередньо 6. Точити по контуру пов. 6 попередньо, пов. 8 остаточно 7. Точити пов. 6 остаточно 8. Точити пов. 11 однократно 9. Зняти деталь 		Токарно-револьверний верстат з ЧПК ІВ34.0Ф3

Продовження таблиці 2.13

№ оп-ї	Операції і переходи	Ескіз та схеми установки	Тип обладнання
015	<p>Вертикально-фрезерна з ЧПК Установ А</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Встановити і закріпити заготовку 2. Центрувати 4 отв. 1 однократно 3. Двердити 4 отв. 1 однократно 4. Зняти деталь <p>Установ Б</p> <ol style="list-style-type: none"> 5. Встановити і закріпити заготовку 6. Центрувати 4 отв. 2 однократно 7. Двердити 4 отв. 2 однократно 8. Фрезерувати 2 поверхні 3 однократно 9. Зняти деталь 	<p>Установ А</p>  <p>Установ Б</p>	<p>Вертикально-фрезерний верстат з ЧПК 6Р13РФ2</p>

2.5 Розмірний аналіз технологічного процесу

Для графічної перевірки розмірних зв'язків у технологічному процесі обробки деталі «Корпус підшипника» доцільно побудувати три графи: вихідний, похідний і суміщений (рим.2.6-2.8).

Суміщений граф отримують шляхом накладання (об'єднання) вихідного та похідного графів в одну схему. Саме він є найбільш інформативним: за ним можна записати рівняння, які потрібні для визначення граничних значень припусків і технологічних розмірів, а також для уточнення граничних розмірів

ЗАГОТОВКИ.

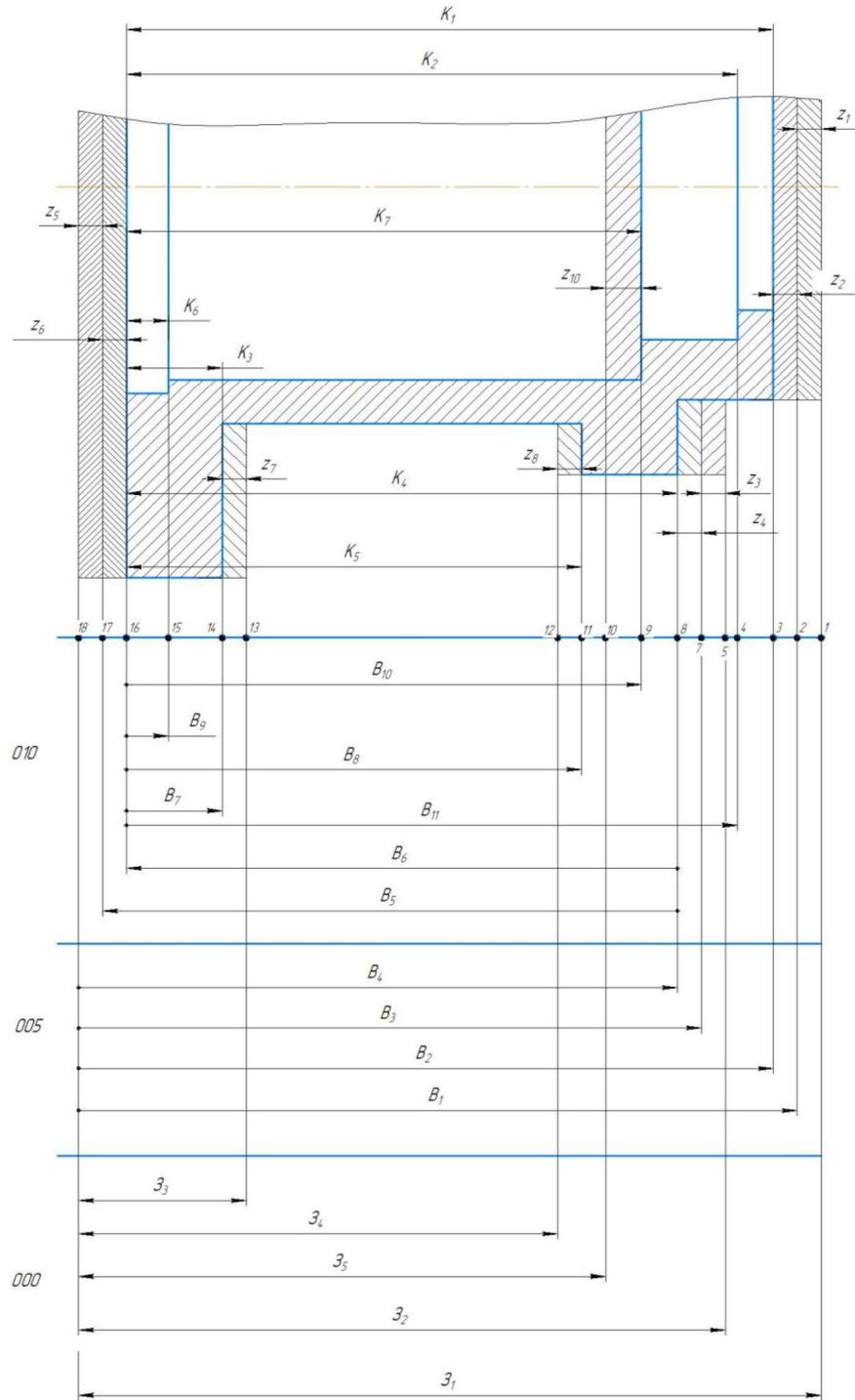


Рисунок 2.5 – Розмірна схема технологічного процесу

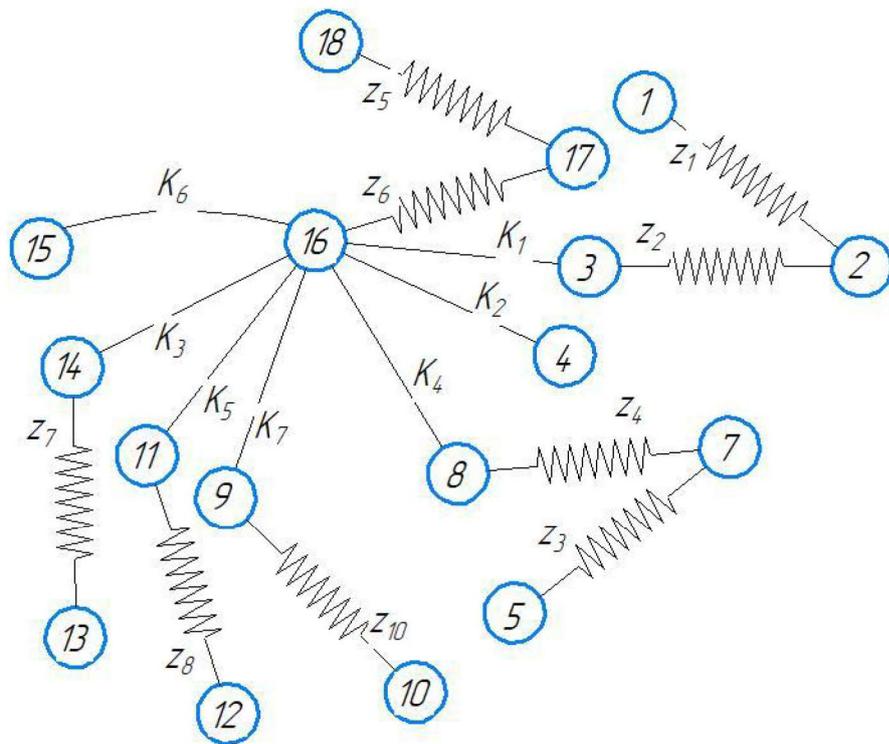


Рисунок 2.6 – Похідний граф

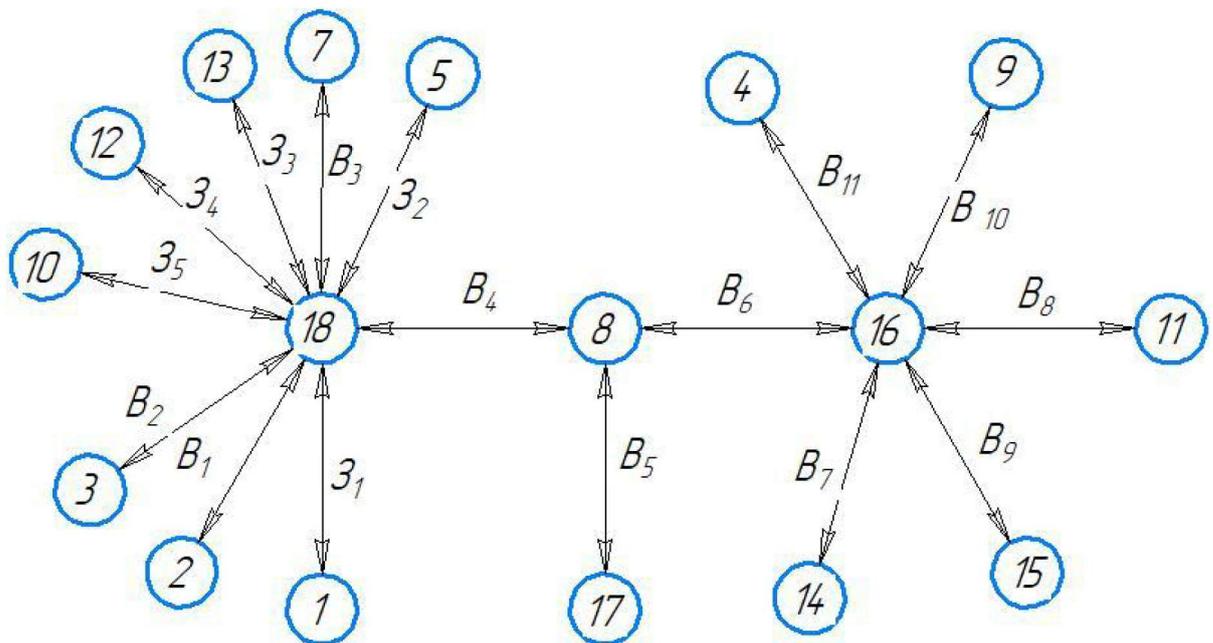


Рисунок 2.7 – Вихідний граф

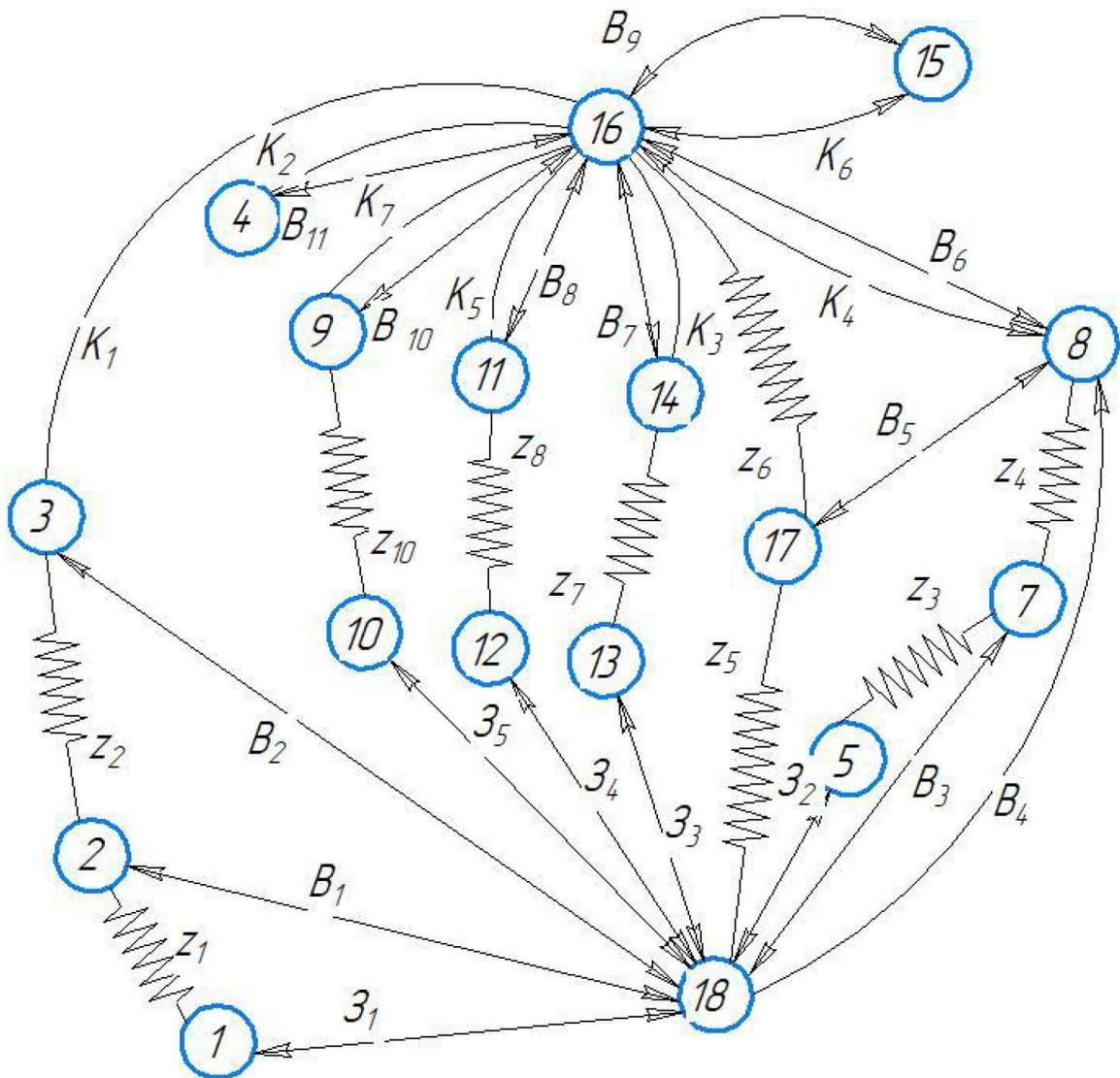


Рисунок 2.8 – Суміщений граф

За допомогою нормативних таблиць [35] визначаємо значення мінімальних проміжних припусків на обробку плоских поверхонь.

Таблиця 2.14– Мінімальні проміжні припуски на обробку плоских поверхонь

Припуски	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_{10}
Z_{min}	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6

На основі рис.2.8 і 2.5 складемо рівняння технологічних розмірних ланцюгів та зведемо їх в таблицю 2.15.

Таблиця 2.15 – Рівняння технологічних розмірних ланцюгів

№	Розрахункові рівняння	Вихідні рівняння	Невідома ланка
1	$B_9 - K_6 = 0$	$B_9 = K_6$	B_9
2	$B_{11} - K_2 = 0$	$B_{11} = K_2$	B_{11}
3	$B_{10} - K_7 = 0$	$B_{10} = K_7$	B_{10}
4	$B_8 - K_5 = 0$	$B_8 = K_5$	B_8
5	$B_7 - K_3 = 0$	$B_7 = K_3$	B_7
6	$B_6 - K_4 = 0$	$B_6 = K_4$	B_6
7	$B_6 + Z_6 - B_5 = 0$	$Z_6 = B_5 - B_6$	B_5
8	$K_4 + B_2 - B_6 - B_4 = 0$	$K_4 = B_6 + B_4 - B_2$	B_4
9	$Z_4 + B_4 - B_3 = 0$	$Z_4 = B_3 - B_4$	B_3
10	$Z_5 + B_5 - B_2 = 0$	$Z_5 = B_2 - B_5$	B_2
11	$Z_2 - B_1 + B_2 = 0$	$Z_2 = B_1 - B_2$	B_1
12	$Z_1 - 3_1 + B_1 = 0$	$Z_1 = 3_1 - B_1$	3_1
13	$B_3 - 3_2 + Z_3 = 0$	$Z_3 = 3_2 - B_3$	3_2
14	$3_3 - Z_7 - B_7 - B_2 + B_6 = 0$	$Z_7 = 3_3 - B_7 - B_2 + B_6$	3_3
15	$3_4 + Z_8 - B_8 - B_2 + B_6 = 0$	$Z_8 = -3_4 + B_8 + B_2 - B_6$	3_4
16	$3_5 + Z_{10} - B_{10} - B_2 + B_6 = 0$	$Z_{10} = B_{10} + B_2 - B_6 - 3_5$	3_5

Відповідно до визначених вище технологічних рівнянь визначимо для кожного розміру граничні значення:

1. $B_9 = K_6 = 3_{-0.3}$; $B_{9 \min} = 2.7$ мм; $B_{9 \max} = 3$ мм.
2. $B_{11} = K_2 = 71_{-0.1}$; $B_{11 \min} = 70.9$ мм; $B_{11 \max} = 71$ мм.
3. $B_{10} = K_7 = 63_{-0.62}$; $B_{10 \min} = 62.38$ мм; $B_{10 \max} = 63$ мм.
4. $B_8 = K_5 = 58_{-0.62}$; $B_{8 \min} = 57.38$ мм; $B_{8 \max} = 58$ мм.
5. $B_7 = K_3 = 8_{-0.36}$; $B_{7 \min} = 7.64$ мм; $B_{7 \max} = 8$ мм.
6. $B_6 = K_1 = 74_{-0.1}$; $B_{6 \min} = 73.9$ мм; $B_{6 \max} = 74$ мм.

7. $Z_{6 \min} = B_{5 \min} - B_{6 \max}$;

$$B_{5 \min} = B_{6 \max} + Z_{6 \min} = 74 + 0.4 = 74.4 \text{ (MM)};$$

$$B_{5 \max} = B_{5 \min} + T(B_5) = 74.4 + 0.14 = 74.54 \text{ (MM)};$$

$$Z_{6 \max} = B_{5 \max} - B_{6 \min} = 74.54 - 74 = 0.54 \text{ (MM)};$$

$$B_5 = 74.54_{-0.54}.$$

$$8. Z_{5 \min} = B_{2 \min} - B_{5 \max};$$

$$B_{2 \min} = B_{5 \max} + Z_{5 \min} = 74.54 + 0.6 = 75.14 \text{ (MM)};$$

$$B_{2 \max} = B_{2 \min} + T(B_2) = 75.14 + 0.28 = 75.42 \text{ (MM)};$$

$$Z_{5 \max} = B_{2 \max} - B_{5 \min} = 75.42 - 74.54 = 0.88 \text{ (MM)};$$

$$B_2 = 75.42_{-0.28}.$$

$$9. K_{4 \min} = B_{6 \min} + B_{4 \min} - B_{2 \max};$$

$$B_{4 \min} = K_{4 \min} + B_{2 \max} - B_{6 \min} = 62.88 + 75.42 - 73.9 = 67.4 \text{ (MM)};$$

$$K_{4 \max} = B_{6 \max} + B_{4 \max} - B_{2 \min};$$

$$B_{4 \max} = B_{2 \min} + K_{4 \max} - B_{6 \max} = 75.14 + 66 - 74 = 67.14 \text{ (MM)};$$

$$B_4 = 67.4_{-0.26}.$$

$$10. Z_{4 \min} = B_{3 \min} - B_{4 \max};$$

$$B_{3 \min} = B_{4 \max} + Z_{4 \min} = 67.4 + 0.4 = 67.8 \text{ (MM)};$$

$$B_{3 \max} = B_{3 \min} + T(B_3) = 67.8 + 0.28 = 68.08 \text{ (MM)};$$

$$Z_{4 \max} = B_{3 \max} - B_{4 \min} = 68.08 - 67.14 = 0.94 \text{ (MM)};$$

$$B_3 = 68.08_{-0.28}.$$

$$11. Z_{2 \min} = B_{1 \min} - B_{2 \max};$$

$$B_{1 \min} = B_{2 \max} + Z_{2 \min} = 75.42 + 0.4 = 75.82 \text{ (MM)};$$

$$B_{1 \max} = B_{1 \min} + T(B_1) = 75.82 + 0.35 = 76.17 \text{ (MM)};$$

$$Z_{2 \max} = B_{1 \max} - B_{2 \min} = 76.17 - 75.14 = 1.03 \text{ (MM)};$$

$$B_1 = 76.17_{-0.35}.$$

$$12. Z_{1\min} = 3_{1\min} - B_{1\max};$$

$$3_{1\min} = B_{1\max} + Z_{1\min} = 76.17 + 0.6 = 76.77 \text{ (MM)};$$

$$3_{1\max} = 3_{1\min} + T(3_1) = 76.77 + 1.9 = 78.67 \text{ (MM)};$$

$$Z_{1\max} = 3_{1\max} - B_{1\min} = 78.67 - 75.82 = 2.85 \text{ (MM)};$$

$$3_1 = 78.67_{-1.9}.$$

$$13. Z_{3\min} = 3_{2\min} - B_{3\max};$$

$$3_{2\min} = Z_{3\min} + B_{3\max} = 68.08 + 0.6 = 68.68 \text{ (MM)};$$

$$3_{2\max} = 3_{2\min} + T(3_2) = 68.68 + 1.9 = 70.58 \text{ (MM)};$$

$$Z_{3\max} = 3_{2\max} - B_{3\min} = 70.58 - 67.8 = 2.78 \text{ (MM)};$$

$$3_2 = 70.58_{-1.9}.$$

$$14. Z_{7\min} = 3_{3\min} - B_{7\max} - B_{2\max} + B_{6\min};$$

$$3_{3\min} = B_{7\max} + B_{2\max} - B_{6\min} + Z_{7\min} = 8 + 75.42 - 73.9 + 0.6 = 10.12 \text{ (MM)};$$

$$3_{3\max} = 3_{3\min} + T(3_3) = 10.12 + 1.6 = 11.72 \text{ (MM)};$$

$$Z_{7\max} = 3_{3\max} - B_{7\min} - B_{2\min} + B_{6\max} = 11.72 - 7.64 - 75.14 + 74 = 2.94 \text{ (MM)};$$

$$3_3 = 11.72_{-1.6}.$$

$$15. Z_{8\min} = -3_{4\max} + B_{8\min} + B_{2\min} - B_{6\max};$$

$$3_{4\max} = B_{8\min} + B_{2\min} - B_{6\max} + Z_{8\min} = 57.38 + 75.14 - 74 + 0.6 = 59.12 \text{ (MM)};$$

$$3_{4\min} = 3_{4\max} - T(3_4) = 59.12 - 1.6 = 57.52 \text{ (MM)};$$

$$Z_{8\max} = -3_{4\min} + B_{8\max} + B_{2\max} - B_{6\min} = -57.52 + 58 + 75.42 - 73.9 = 2 \text{ (MM)};$$

$$3_4 = 59.12_{-1.6}.$$

$$16. Z_{10\min} = B_{10\min} + B_{2\min} - B_{6\max} - 3_{5\max};$$

$$3_{5\max} = B_{10\min} + B_{2\min} - B_{6\max} + Z_{10\min} = 62.38 + 75.14 - 74 + 0.6 = 64.12 \text{ (MM)};$$

$$3_{5\min} = 3_{5\max} - T(3_5) = 64.12 - 1.6 = 63.52 \text{ (MM)};$$

$$Z_{10\max} = B_{10\max} + B_{2\max} - B_{6\min} - 3_{5\min} = 63 + 75.42 - 73.9 - 63.52 = 1 \text{ (MM)}.$$

Отримані технологічні розміри та припуски зведемо в таблиці 2.16 і 2.17.

Таблиця 2.16 – Технологічні розміри

Розмір	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇	B ₈	B ₉	B ₁₀	B ₁₁
MAX	76,17	75.42	68.08	67.4	74.54	74	8	58	3	63	71
MIN	75,82	75.14	67.8	67.14	74.4	73.9	7.64	57.38	2.7	62.38	70.9

Таблиця 2.17 – Припуски на обробку поверхонь та розміри заготовки

Припуск	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₁₀	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅
MAX	2,85	1,03	2,78	0.94	0.88	0.56	2.94	2	1	78,67	70.58	11.72	59.12	64.12
MIN	0,6	0,6	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	76,77	68.68	10.12	57.52	63.52

2.6 Визначення режимів різання при різних методах механічної обробки

За допомогою довідників визначено режими різання для всіх операцій та занесено до таблиці 2.18.

Таблиця 2.18 – Режими різання на операції

Операції та переходи	Глибина різання, мм	Подача, мм/об	Швидкість різання, м/хв	Частота обертання шпинделя, об/хв	Потужність різання, кВт
005 – Токарна з ЧПК					
Точити попередньо пов. 1	1.34	0.75	32	63	0.74
Точити остаточно пов. 1	0.7	0.25	53.0	105	0.25
Точити попередньо пов. 2	1	0.75	31.25	198	0.72
Точити остаточно пов. 2	0.63	0.75	32.73	208	0.47
Точити попередньо пов. 3 (тричі)	9	0.35	30.73	543	2.5
Точити остаточно пов. 3	6	0.26	30.32	804	1.3

Операції та переходи	Глибина різання, мм	Подача, мм/об	Швидкість різання, м/хв	Частота обертання шпинделя, об/хв	Потужність різання, кВт
Точити однократно пов. 4	5	0.24	33.00	1050	1.1
<u>010 – Токарна з ЧПК</u>					
Точити однократно пов. 3	0.7	0.75	40.88	81	0.17
Точити попередньо пов. 1	0.9	0.25	61.84	123	0.14
Точити попередньо пов. 2	0.7	0.75	30.57	1360	0.68
Точити остаточно пов. 1	6	0.35	30.73	543	2.5
Точити остаточно пов. 2	6	0.35	30.73	543	2.5
Точити однократно пов. 5	9.5	0.38	30.14	505	2.78
Точити однократно пов. 7	0.7	0.75	40.88	81	0.17
Точити однократно пов. 9	1.6	0.75	28.15	3162	1.5
Точити попередньо пов. 6 (тричі)	0.7	0.75	30.57	1360	0.68
Точити попередньо пов. 8 (двічі)	6	0.35	30.73	543	2.5
Точити остаточно пов. 6	6	0.35	30.73	543	2.5
Точити остаточно пов. 8	9.5	0.38	30.14	505	2.78
Точити однократно пов. 11	6	0.35	30.73	543	2.5
<u>015 – Вертикально – фрезерна з ЧПК</u>					
Свердлити однократно чотири отв. 1 і чотири отв.2	6	0.35	18.30	485	1.0
Фрезерувати дві поверхні 3	1.85	0.084	221.3	2348	1.18

2.7 Визначення технічних норм часу для всіх операцій

Для наближених розрахунків норм часу можна користуватися укрупненими нормативами. Згідно з якими основний технологічний час

наприклад на точіння поверхні по 11 квалітету визначається за формулою:

$$t_o = 0,037 \cdot (D^2 - d^2) [\text{хв}]. \quad (2.19)$$

Так, наприклад, при виконанні першого переходу першого варіанту маршруту механічної обробки, де обробляється торець:

$$t_o = 0,037 \cdot (75^2 - 35^2) \cdot 10^{-3} = 0,25 (\text{хв}).$$

Аналогічно нормуються всі переходи, дані занесено до таблиці 2.19.

Штучно-калькуляційний час визначається за формулою (2.6). Відповідно штучно-калькуляційний час для операції 005 першого варіанту маршруту механічної обробки складатиме:

$$t_{\text{шт}} = 2,2 \cdot 1,98 = 4,36 (\text{хв}).$$

Таблиця 2.19 – Основний час маршруту механічної обробки

Операції та переходи	Основний час виконання переходу t_o , хв.	
	Формула	Розрахунок
<u>005 – Токарно-револьверна з ЧПК</u>		
Точити попередньо пов. 1	$0.037(D^2-d^2)$	$0.037 \cdot (75^2 - 35^2) \cdot 10^{-3} = 0.25$
Точити остаточно пов. 1	$0.037(D^2-d^2)$	$0.052 \cdot (75^2 - 35^2) \cdot 10^{-3} = 0.23$
Точити попередньо пов. 2	$0.037(D^2-d^2)$	$0.037 \cdot (140^2 - 72^2) \cdot 10^{-3} = 0.5$
Точити остаточно пов. 2	$0.052(D^2-d^2)$	$0.052 \cdot (140^2 - 72^2) \cdot 10^{-3} = 0.75$
Точити попередньо пов. 3 (тричі)	$3(0.17dl)$	$3 \cdot (0.17 \cdot 72 \cdot 10) \cdot 10^{-3} = 0.37$
Точити остаточно пов. 3	$0.1dl$	$0.1 \cdot 72 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0.07$
Точити однократно пов. 4	$0.17dl$	$0.17 \cdot 72 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0.025$
Всього по 005		$t_{o(005)} = 2.2$
<u>010 – Токарно-револьверна з ЧПК</u>		
Точити однократно пов. 3	$0.17dl$	$0.17 \cdot 132 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0.045$

Операції та переходи	Основний час виконання переходу t_o , хв.	
	Формула	Розрахунок
Точити попередньо пов. 1	$0.037(D^2-d^2)$	$0.037 \cdot (132^2 - 62^2) \cdot 10^{-3} = 0.5$
Точити попередньо пов. 2	0.1dl	$0.1 \cdot 132 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0.1$
Точити остаточно пов. 1	$0.052(D^2-d^2)$	$0.052 \cdot (132^2 - 62^2) \cdot 10^{-3} = 0.7$
Точити остаточно пов. 2	0.17dl	$0.17 \cdot 132 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0.18$
Точити однократно пов. 5	$0.037(D^2-d^2)$	$0.037 \cdot (135^2 - 100^2) \cdot 10^{-3} = 0.31$
Точити однократно пов. 7	$0.037(D^2-d^2)$	$0.037 \cdot (62^2 - 51.5^2) \cdot 10^{-3} = 0.06$
Точити однократно пов. 9	$0.037(D^2-d^2)$	$0.037 \cdot (132^2 - 100^2) \cdot 10^{-3} = 0.035$
Точити однократно пов. 10	0.17dl	$0.17 \cdot 41.5 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 0.021$
Точити попередньо пов. 6 (тричі)	0.1dl	$3 \cdot 0.1 \cdot 62 \cdot 43 \cdot 10^{-3} = 0.84$
Точити попередньо пов. 8 (двічі)	0.1dl	$2 \cdot 0.1 \cdot 51.5 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0.052$
Точити остаточно пов. 6	0.17dl	$0.17 \cdot 62 \cdot 43 \cdot 10^{-3} = 0.475$
Точити остаточно пов. 8	0.17dl	$0.17 \cdot 51.5 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0.045$
Точити однократно пов. 11	0.17dl	$0.17 \cdot 70 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 0.036$
Всього по 010		$t_{o(010)} = 4.1$
<u>015 – Свердлильна з ЧПК</u>		
Свердлити однократно (вісім) отв. 2	0,52dl	$10 \cdot 0.52 \cdot 8 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = 2.995$
Фрезерувати однократно дві поверхні 3	7В	$2 \cdot 7 \cdot 82 \cdot 10^{-3} = 1.148$
Всього по 015		$t_{o(015)} = 4.1$
Всього		$t_{o1} = 10.4$

Аналогічно визначається штучно – калькуляційний час для усіх інших операцій, дані заносимо до таблиці 2.20

Таблиця 2.20 – Штучно-калькуляційний час

№ операцій	Основний час t_o , хв	Коефіцієнт φ_k	Штучний час $t_{шт}$, хв
005	2.2	1.98	4.36
010	4.1	1.98	8.1
015	4.1	1.55	6.35
Всього	10.4		$\Sigma t_{шт1} = 18.8$

3 РОЗРАХУНОК ТА ПЛАНУВАННЯ ДІЛЬНИЦІ

3.1 Уточнення виробничої програми [13]

Вихідні дані та результати розрахунку проведеного за нижче наведеним алгоритмом показані в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Визначення програми випуску відносно розрахункового представника (Корпус підшипника)

Найменування деталі	Маса, кг	Програм випуску, шт	Коефіцієнт приведення по			Коефіцієнт приведення	K·N
			масі	точності	серійності		
Корпус підшипника	2,7	18000	1	1	1	1	18000
Корпус1	5,4	10000	1,59	0,9	1,09	1,56	15600
Корпус2	4,5	12000	1,4	1,05	1,06	1,56	18720
Корпус3	4,1	9000	1,31	0,95	1,11	1,38	12420
Корпус4	5,4	6000	1,59	1,2	1,18	2,25	13500
Всього							78240

Приведену програму випуску можна розрахувати за формулою:

$$N_{np} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot K_{np,i} \cdot [\text{шт}], \quad (3.1)$$

$N_{p,np}$ – програма випуску розрахункового представника;

N_1, N_2, N_3 – програма випуску по кожному з найменувань деталей;

N_{np} – програма випуску.

Усі деталі, що входять до групи, приводяться до деталі-представника

шляхом використання єдиного коефіцієнта приведення:

$$K_{\text{пр}}=K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (3.2)$$

де K_1 – коефіцієнт приведення по масі;

K_2 – коефіцієнт приведення по серійності;

K_3 – коефіцієнт приведення по складності.

$$K_1 = \sqrt[3]{(m_i / m_{\text{пр}})^2}, \quad (3.3)$$

де m_i – маса і-тої деталі; $m_{\text{пр}}$ – маса представника.

$$K_2 = \left(\frac{N_{\text{пр}}}{N_i} \right)^\alpha, \quad (3.4)$$

де $N_{\text{пр}}$ і N_i - програма випуску відповідно деталі (виробу) - розрахункового представника і розглядуваної деталі (виробу);

α – показник степені ($\alpha = 0,15$ для об'єктів легкого і середнього машинобудування, $\alpha = 0,2$ для об'єктів важкого машинобудування).

$$K_3 = K_{31} \cdot K_{32}, \quad (3.5)$$

де K_{31} - коефіцієнт, що враховує різницю в точності оброблюваних поверхонь деталей;

K_{32} - коефіцієнт, що враховує різницю в шорсткості оброблюваних поверхонь деталей.

$$K_{31} = \left(\frac{\overline{K_{mi}}}{\overline{K_{mnp}}} \right)^{\alpha_1}, \quad (3.6)$$

$$K_{32} = \left(\frac{\overline{R_i}}{\overline{R_{np}}} \right)^{\alpha_2}, \quad (3.7)$$

$\overline{K_m}$ і $\overline{K_{mnp}}$ - середні значення якості точності поверхонь деталі, що розглядається і деталі-розрахункового представника;

$\overline{R_i}$ і $\overline{R_{np}}$ - середні значення параметра R_a шорсткості поверхонь деталі, що розглядається і деталі-розрахункового представника;

3.2 Визначення кількості обладнання

Розрахунок кількості верстатів проведений за наступним виразом

$$C_p = \frac{N_{np} \cdot T_{шк}}{60 \cdot F_\delta} [\text{шт}], \quad (3.8)$$

де F_δ – дійсний річний фонд обладнання;

N_{np} – приведена річна програма випуску деталей.;

$T_{шк}$ – штучно-калькуляційний час

Результати представлені в таблиці 3.2.

Коефіцієнт завантаження обладнання визначається:

$$\eta_z = \frac{C_p}{C_{np}}, \quad (3.9)$$

де C_p – кількість розрахункового обладнання;

C_{np} – кількість прийнятого обладнання.

Коефіцієнт використання обладнання за основним часом обчислюється

$$\eta_{оз} = \frac{t_{осн}}{T_{шт.к}}, \quad (3.10)$$

де $t_{осн}$ – основний час, хв;

$T_{шт.к}$ – штучно калькуляційний час, хв.

Таблиця 3.2 – Розрахунок необхідної кількості верстатів

$N_{оп}$	Назва операції	Розрахункова кількість верстатів C_p	Прийнята кількість верстатів P	Коефіцієнт завантаження η_z	Середній коефіцієнт завантаження $\eta_{з.с.}$	Коефіцієнт завантаження по основному часу η_0
005	Токарно-револьверна з ЧПК	1,95	2	0,97	0,86	0,505
010	Токарно-револьверна з ЧПК	3,63	4	0,91		0,505
015	Вертикально-фрезерна з ЧПК	2,1	3	0,7		0,64

Графік завантаження обладнання показаний на рисунку 3.1

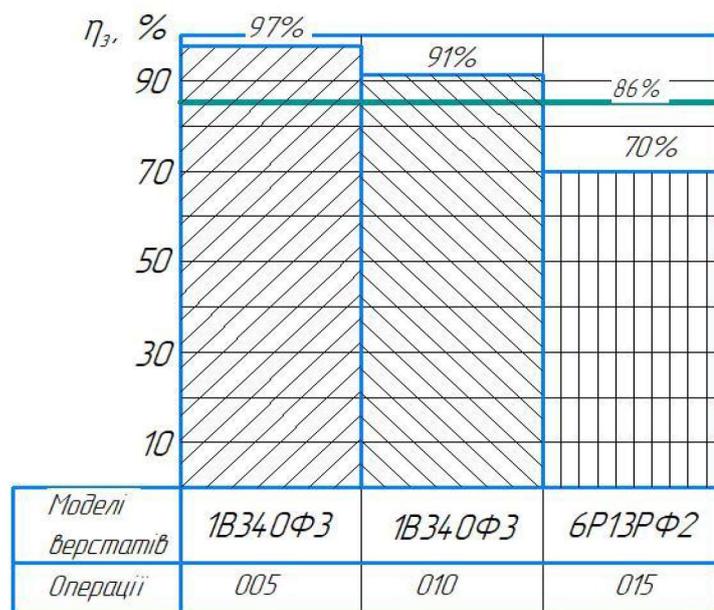


Рисунок 3.1 – Графік завантаження обладнання

Графік використання обладнання показаний на рисунку 3.2

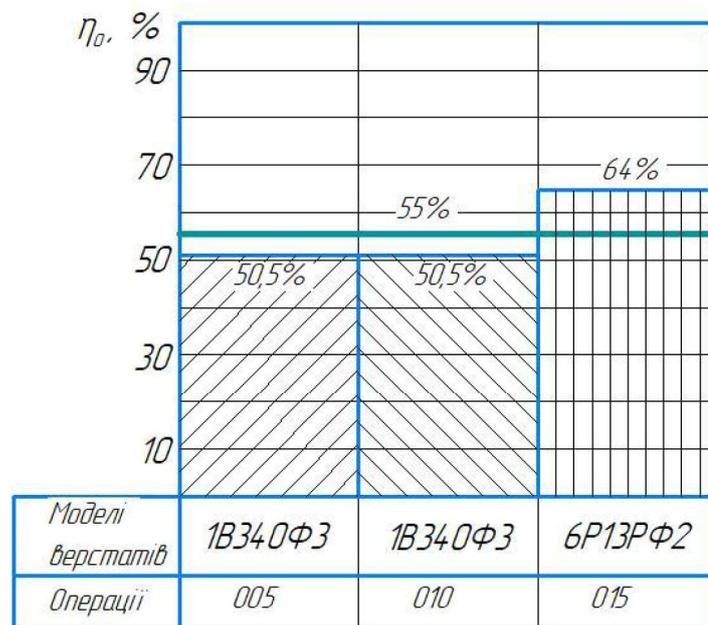


Рисунок 3.2 – Графік використання обладнання за основним часом

Графіки завантаження обладнання та завантаження обладнання по основному часу показані на рисунках 3.1 і 3.2. Як видно із наведеного графіка всі верстати є завантаженими.

Водночас аналіз використання обладнання за основним машинним часом свідчить, що тривалість виконання операцій перебуває в допустимих межах. Це підтверджує обґрунтованість прийнятого маршруту механічної обробки та коректність його технологічної побудови.

3.3 Розрахунок кількості робітників на дільниці

Кількість основних робітників може бути визначена:

$$P = \frac{T_{\text{шт-к.}} \cdot N_{\text{пр.}}}{F_{\text{д.роб.}} \cdot K_{\text{б}} \cdot 60} \text{ [чол]}, \quad (3.11)$$

де $T_{\text{шт-к}}$ – штучно калькуляційний час, хв.;

F_p – ефективний річний фонд часу робітника годин, $F_p = 3890$;

K_m – коефіцієнт багатостатного обслуговування - середнє число верстатів, що обслуговується одним робітником;

N_{np} – річна програма випуску деталей даного найменування шт..

Наприклад, для роботи на токарно-револьверних верстатах на операції 005 необхідно:

$$P = \frac{2 \cdot 3890 \cdot 0,75}{1820 \cdot 2} = 1,6 \text{ (чол.)},$$

Отже, для виконання заданого обсягу роботи необхідно 2 робітники на операції 005 за умови обслуговування одним робітником двох верстатів.

Аналогічно поводимо розрахунки для інших операцій, а результати записуємо до таблиці 3.3.

Окрім основного виробничого персоналу, на дільниці функціонують допоміжні робітники, до складу яких належать працівники, що забезпечують технічне обслуговування дільниць і виробничих ліній, зокрема транспортні робітники, ремонтний персонал, інструментальники та працівники складського господарства. Чисельність допоміжного персоналу, як правило, визначається у відсотковому відношенні до кількості основних робітників і становить орієнтовно 20–25 %.

$$P_{\text{доп}} = 11 \cdot (0,2 \dots 0,25) = 2,2 \dots 2,75 \text{ (р)},$$

До складу інженерно-технічного персоналу належать керівники та спеціалісти, зокрема начальники цехів і їх заступники, технологи, майстри та економісти. Чисельність інженерно-технічних працівників визначається залежно від кількості встановленого обладнання та приймається у відсотковому відношенні до загальної кількості верстатів у цеху. Для механоскладальних цехів рекомендований діапазон становить 15–24 % від

сумарної кількості прийнятого обладнання.

$$P_{\text{доп}} = 9 \cdot (0,15 \dots 0,24) = 1,35 \dots 2,16 (p),$$

Чисельність інженерно-технічних працівників приймається рівною двом.

До категорії службовців належать працівники бухгалтерії, касири, персонал відділу постачання, а також секретарі та інший адміністративний персонал. Їх чисельність визначається у відсотковому відношенні до кількості основних виробничих робітників і, як правило, перебуває в межах 0,1–2 %.

$$P_{\text{доп}} = 11 \cdot (0,001 \dots 0,02) = 0,011 \dots 0,22 (p),$$

Чисельність службових працівників приймається рівною одній особі. Аналіз результатів розрахунків свідчить про недостатній рівень їх завантаження, у зв'язку з чим доцільним є залучення зазначеного персоналу до виконання додаткових функцій на інших ділянках підприємства або їх залучення на умовах аутсорсингу.

Чисельність молодшого обслуговуючого персоналу встановлюється у відсотковому відношенні до загальної кількості працівників і, як правило, становить 1–2 %.

$$P_{\text{доп}} = 14 \cdot (0,01 \dots 0,02) = 0,14 \dots 0,28$$

Чисельність молодшого обслуговуючого персоналу приймається рівною одній особі. Аналіз розрахункових даних свідчить про недостатній рівень завантаження цього персоналу, у зв'язку з чим доцільним є його залучення на умовах договору обслуговування.

Таблиця 3.3 – Відомість працюючих зведена

	005	010	015
Прийнята кількість верстатів	2	4	3
Коефіцієнт завантаження	0,75	0,75	0,75
Коефіцієнт багатOVERстатного обслуговування	2	2	1
Розрахункова кількість основних робітників	1,6	3,2	4,8
Прийнята кількість основних робітників	2	4	5
Загальна кількість основних робітників	11		
Прийнята кількість допоміжних робітників	3		
Прийнята кількість службовців	1		
Прийнята кількість ІТР	2		
Загальна кількість робітників	17		
Прийнята кількість МОП	1		

3.4 Розробка плану розташування обладнання

Розміщення верстатного обладнання на виробничих дільницях і механічних лініях визначається обраною організаційною формою виробничого процесу, протяжністю дільниць, кількістю та типами верстатів, характером міжопераційного транспорту, способом видалення стружки, а також низкою інших технологічних і планувальних чинників.

3.4.1 Вибір будівельних параметрів виробничого приміщення

Перед розробленням планування обладнання необхідно обґрунтувати основні будівельні параметри приміщення, зокрема сітку колон і висоту прольоту. Сітка колон визначається шириною прольоту L та кроком колон t , а висота прольоту H – відстанню від рівня підлоги до нижньої поверхні несучих конструкцій перекриття.

Зазначені параметри вибирають із уніфікованого ряду типових значень

з урахуванням вимог раціонального розміщення обладнання. Ширина прольоту повинна забезпечувати можливість компактного та зручного розташування кратної кількості рядів верстатів, як правило від двох до чотирьох, залежно від габаритних розмірів обладнання та прийнятої схеми його розміщення.

З урахуванням наведених вимог прийнято ширину прольоту, що відповідає поперечному розміру приміщення, $L=18$ м, а крок колон у поздовжньому напрямку – $t = 6$ м.

Висоту до головки підкранової рейки H_1 визначають на основі розрахунку загальної висоти прольоту з урахуванням габаритів підйомно-транспортного обладнання та технологічних вимог. Висота прольоту визначається за відповідною розрахунковою формулою:

$$H_1 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4[\text{м}], \quad (3.12)$$

де h_1 – максимальна висота обладнання, для данного цеху це вертикально-протяжний верстат моделі 6P13PФ3 з висотою 2760 мм;

h_2 – мінімальна відстань між обладнанням і вантажем, приймаємо 500 мм;

h_3 - висота транспортованого вантажу, приймаємо, мм;

$$h_3 = h_1 + 1000[\text{м}], \quad (3.13)$$

$$h_3 = 2760 + 1000 = 3760 \text{ (мм)}$$

h_4 – висота крану, 1000 мм.

$$H_1 = 2760 + 500 + 3760 + 1000 = 8020 \text{ (мм)}.$$

Стандартне значення H_1 складає 8160 мм, і відповідно висота цеху до

нижнього пояса ферми $H=10800\text{мм}$.

В якості несучих конструкцій приймаємо залізобетонну полігональну форму прольотом 18 м.

4 ЕКОНОМІКА ВИРОБНИЦТВА

4.1 Оцінювання експертами потенціалу використання технологічного процесу виготовлення деталі «Корпус підшипника»

Технологічний аудит проводять з метою оцінки комерційного потенціалу розробки, яка була розроблена і створена за результатом науково-технічної діяльності.

Для проведення технологічного аудиту залучено 3-х незалежних експертів які оцінили комерційний потенціал розробки за 12-ю критеріями, наведеними в (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Критерій	0	1	2	3	4
1	2	3	4	5	6
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні їх витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренція не має
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка документів та отримання дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Отримання документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Отримання документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки зведено в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Експерти		
	Експерт №1	Експерт №2	Експерт №3
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	3	2
2	2	1	1
3	2	1	2
4	1	2	1
5	3	3	2
6	1	2	2
7	3	3	4
8	1	2	2
9	4	3	3
10	3	2	2
11	4	4	2
12	4	2	3
Сума балів	СБ ₁ =30	СБ ₂ =28	СБ ₃ =26
Середньоарифметична сума балів СБ	28		

Згідно таблиці 4.2 розробка має рівень комерційного потенціалу вище середнього.

Так як в даній розробці використовується стандартне обладнання, то всі дії можуть виконуватися на підприємстві.

Ринками збуту продукції можуть бути промислові регіони України.

Потенційними покупцями нового товару можуть бути малі та середні машинобудівні та ремонтні підприємства з дрібносерійним, серійним та великосерійним виробництвом, які мають на меті використовувати в продукції

підшипники та їх установки.

Так як дане інноваційне рішення проектується, розраховується і впроваджується лише на даному виробництві, то використовуватись воно буде лише на даному підприємстві.

В даній магістерській роботі під час оцінювання якості продукції доцільно визначати абсолютний і відносний її рівні.

Абсолютний рівень якості інноваційного товару знаходять обчисленням вибраних для його вимірювання показників, не порівнюючи їх із відповідними показниками аналогічних виробів. Для цього необхідно визначити зміст основних функцій, які повинні реалізовувати інноваційне рішення, вимоги замовника до нього, а також умови, які характеризують експлуатацію, визначають основні параметри, які будуть використані для розрахунку коефіцієнта технічного рівня виробу. Система параметрів, прийнята до розрахунків, повинна достатньо повно характеризувати споживчі властивості інноваційного товару (його призначення, надійність, економічне використання ресурсів, стандартизація, тощо). Всі ці дані для кожного параметра заносимо до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Основні параметри інноваційного рішення

Параметри	Абсолютне значення параметра			Коефіцієнт вагомості параметра
	краще	середнє	гірше	
Зовнішній вигляд		7		10%
Точність розмірів	9			25%
Відповідність технологічній документації	10			20%
Наявність заусенців	9			25%
Важкість виконання			3	20%

Визначимо абсолютний рівень інноваційного рішення за формулою:

$$K_{\text{я.а.}} = \sum P_{\text{Hi}} \cdot \alpha_i, \quad (4.1)$$

де P_{Hi} – числове значення i -го параметру інноваційного рішення;

n – кількість параметрів інноваційного рішення, що прийняті для оцінки;

α_i – коефіцієнт вагомості відповідного параметра.

$$K_{\text{я.а.}} = 7 \cdot 0,1 + 9 \cdot 0,25 + 10 \cdot 0,2 + 9 \cdot 0,25 + 3 \cdot 0,2 = 7,8.$$

Далі визначимо відносний рівень якості окремих параметрів інноваційного рішення, порівнюючи його показники з абсолютними показниками якості аналогу і занесемо їх у відповідну колонку таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Основні параметри товару та конкурентів

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Конкурент	Новий		
Зовнішній вигляд	Гірший	Кращий	1,3	0,1
Точність розмірів	Гірша	Краща	1,25	0,25
Відповідність технологічній документації	Непона	Повна	1,15	0,2
Наявність заусенців	Присутня	Частково присутня	1,1	0,25
Важкість виконання	Легко	Важко	0,86	0,2
Економія на втратах від браку	20 грн	70 грн	-	-

Відносний рівень якості інноваційного рішення визначаємо за формулою:

$$K_{я.в.} = \sum q_i \cdot \alpha_i, \quad (4.2)$$

$$K_{я.в.} = 1,3 \cdot 0,1 + 1,25 \cdot 0,25 + 1,15 \cdot 0,2 + 1,1 \cdot 0,25 + 0,86 \cdot 0,2 = 1,12$$

Відносний коефіцієнт показника якості інноваційного рішення більший одиниці, це означає, що інноваційний продукт якісніший базового товару-конкурента на 12%.

Конкурентоспроможність продукції — це комплексна багатоаспектна характеристика товару, що визначає його переваги на ринку порівняно з аналогічними товарами-конкурентами як за ступенем відповідності конкретній потребі, так і за витратами на їх задоволення.

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (K) з урахуванням вище зазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{т.п.}}{I_{е.п.}} \quad (4.3)$$

де $I_{т.п.}$ — індекс технічних параметрів (відносний рівень якості інноваційного рішення); $I_{е.п.}$ — індекс економічних параметрів.

Індекс економічних параметрів визначається за формулою:

$$I = \frac{\sum P_{н.е.}}{\sum P_{б.е.}} \quad (4.4)$$

де $P_{Неі}$, $P_{Беі}$ — економічні параметри відповідно нового та базового товарів.

Якщо $K > 1$, то інноваційне рішення вважається більш конкурентоспроможним, ніж товар-конкурент; якщо $K < 1$, то рівень конкурентоспроможності інноваційного рішення є нижчим, ніж у товару-конкурента; якщо $K = 1$, то ця ситуація інтерпретується як тотожність рівнів конкурентоспроможності обох товарів.

Оскільки індекс технічних параметрів дорівнює відносному рівню якості нашого інноваційного продукту, то він буде рівним 1,12. За формулою (4.4)

розрахуємо індекс економічних параметрів інноваційного рішення:

$$I = \frac{17,8}{20} = 0,89$$

Тоді, користуючись формулою 4.3, розрахуємо загальний показник конкурентоспроможності:

$$K = \frac{1,12}{0,89} = 1,26$$

Оскільки $K > 1$ ($K=1,26$), то запропоноване виготовлення деталі «Корпус підшипника» є більш доцільним і конкурентоспроможним в порівнянні з аналогами.

4.2 Розрахунок кошторису капітальних витрат на розробку технологічного процесу виготовлення деталі «Корпус підшипника»

Розрахунок капітальних витрат на розробку або модернізацію технологічного процесу, включає розрахунок таких основних статей витрат [36]: основна заробітна плата, додаткова зарплата, нарахування на зарплату, вартість обладнання, витрати на оренду і облаштування приміщення, додаткові інструменти та пристосування, накладні витрати.

Основна заробітна плата розробників, яка розраховується за формулою [36]:

$$Z_0 = \frac{M \cdot t}{T_p} \quad (\text{грн.}) \quad (4.5)$$

де M_{ni} - місячний посадовий оклад конкретного розробника, грн.; t_i - число днів роботи конкретного розробника, грн.; T_p - середнє число робочих днів в місяці, $T_p = 21 \dots 23$ дні.

В 2025 році величини окладів коливаються в межах 18000 ÷ 40000 грн.

Зроблені розрахунки зводимо до таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Результати розрахунку основної заробітної

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн
Керівник проекту	35000	1591	9	14 319
Інженер-конструктор I категорії	25000	1136	12	13632
Інженер-технолог вищ. категорії	25000	1136	12	13632
Всього				27264

Додаткова заробітна плата розробників.

Додаткова заробітна плата розраховується як 10...12% від основної заробітної плати розробників за формулою [37]:

$$Z_{\text{дод}} = N_{\text{дод}} Z_o, [\text{грн}] \quad (4.6)$$

де $N_{\text{дод}}$ – норма нарахування додаткової заробітної плати.

$$Z_d = 27264 \cdot 0,1 = 2726,4 \text{ (грн).}$$

Нарахування на заробітну плату розробників.

Нарахування на заробітну плату розробників Z_n розраховується як 22% від суми основної та додаткової заробітної плати розробників:

$$N_3 = (27264 + 2726,4) \cdot 0,22 = 6597,88 \text{ (грн).}$$

Вартість обладнання визначається за прейскурантом гуртових цін на металорізальні верстати або за даними базового підприємства за відпускними і договірними цінами. До балансової вартості обладнання окрім прейскурантної вартості верстатів входять витрати на їх транспортування і монтаж на ділянці, ці витрати приймаються в розмірі 10...12% від вартості обладнання.

Балансову вартість нового обладнання розраховують за формулою:

$$V_{\text{обл}} = \sum_{i=1}^k C_i \cdot C_{\text{пр.і}} \cdot K_i, [\text{грн}] \quad (4.7)$$

де C_i – ціна придбання одиниці обладнання даного виду, марки, грн.;

$C_{\text{пр.і}}$ – прийнята кількість одиниць обладнання відповідного найменування, які встановлені на ділянці, шт.;

K_i – коефіцієнт, що ураховує доставку, монтаж, налагодження обладнання тощо, ($K_i = 1,10...1,12$);

k – кількість найменувань обладнання встановленого на ділянці. Зроблені розрахунки зводимо до таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Вартість обладнання

Найменування обладнання	Ціна, грн	Кількість	Вартість, грн	Примітка
Токарно-револьверний верстат з ЧПК 1В340Ф3	400 000	6	2 400 000	$K=1.12$
Вертикально-фрезерний верстат з ЧПК 6Р13РФ3	250 000	3	750 000	
Всього			3 150 000	3 528 000

Витрати на оренду або придбання приміщень для облаштування технологічного процесу визначаються, як добуток потрібної площі на вартість оренди 1 м². В якості індикативної вартості можна прийняти вартість оренди –

40000 грн. за 200 м² площі виробничого приміщення. Вартість облаштування приміщення під нове виробництво розраховують за формулою:

$$B_{\text{буд.}} = C_{\text{пл}} \cdot S_{\text{заг}} = 200 \cdot 1000 = 200\,000 \text{ (грн)}. \quad (4.8)$$

де $C_{\text{пл}}$ – приблизна вартість переобладнання 1 м² приміщень ($C_{\text{пл}} \approx 200 \dots 1000$ грн./кв.м); $S_{\text{заг}}$ – загальна площа виробництва, м².

Додаткові інструменти та пристосування для впровадження даного виробництва.

Витрати на придбання нового інструменту можна розрахувати за формулою:

$$O = \sum_1^n C_i \cdot N_i \cdot K_i, \text{ [грн.]} \quad (4.9)$$

де: C_i — ціна придбання інструменту даного виду, марки, грн.; N_i — кількість однотипного виду інструменту, шт.; K_i — коефіцієнт, що ураховує доставку, налагодження інструменту тощо, $K_i = 1,1$; n — кількість видів інструменту.

Зроблені розрахунки зводимо до таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Витрати на інструмент

Найменування інструменту	Ціна, грн	Кількість	Вартість, грн	Примітка
Різець прохідний	265.0	8	2120	K=1,1
Різець підрізний	253.0	5	1265	
Фреза торцева	287.0	7	2009	
Свердло центрувальне	155.0	4	620	
Всього			7644	8404

Інші витрати (накладні витрати) — приймаються, як 250% від суми основної

заробітної плати розробників.

$$I = 27264 \cdot 250 / 100\% = 68\,160 \text{ (грн)}.$$

Сума всіх попередніх статей дає капітальні витрати на організацію виробництва – К.

$$K = 27\,264 + 2726,4 + 6597,88 + 3528000 + 40\,000 + 200\,000 + 8\,404 + \\ + 68\,160 = 3\,881\,152,28 \text{ (грн)}.$$

4.3 Розрахунок виробничої собівартості одиниці продукції

Розрахунок виробничої собівартості одиниці продукції передбачає визначення таких статей витрат: витрати на матеріали, витрати на комплектуючі та напівфабрикати, витрати на силову електроенергію, витрати на основну заробітну плату, додаткова заробітна плата робітників, нарахування на заробітну плату робітників, загальновиробничі витрати.

Витрати на матеріали

Якщо вихідні заготовки виробів, які в подальшому потребують механічної обробки, виготовлені на підприємстві у відповідних виробничих підрозділах заготівельного виробництва (ливарних, пресових цехах або дільницях тощо), то вартість основного матеріалу з урахуванням утилізації відходів визначається за формулою [38]:

$$M_j = S_{\text{заг}j} - V_j \cdot C_{\text{в}j}, \text{ [грн]} \quad (4.10)$$

де $S_{\text{заг}j}$ – виробнича собівартість заготовки, грн.

V_i - маса відходів i -го найменування, кг (гр.);

$C_{\text{в}}$ - ціна відходів i -го найменування, грн./кг; n - кількість видів матеріалів.

Таблиця 4.8 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн.	Витрачено, кг	Величина відходів, кг	Ціна відходів, грн./кг	Возвратні відходи, грн, (-)	Вартість витраченого матеріалу, грн.	Примітка
Сталь 45Л	26,53	3,7	1	4,00	4	94,16	К=1.1
Всього							103,58

Витрати на силову електроенергію

Електрична енергія на дільниці витрачається на живлення електродвигунів, електронагрівальних приладів, які використовуються при виготовленні продукції, апаратури.

Витрати на силову електроенергію (B_e) розраховують за формулою:

$$B_e = B \cdot \Pi \cdot \Phi \cdot K_{\Pi}, [\text{грн}] \quad (4.11)$$

де B - вартість 1 кВт-години електроенергії. В 2025 році $B=10,5$ грн./кВт.

Π — установлена потужність обладнання, кВт;

Φ — фактична кількість годин роботи обладнання по виготовленню одного виробу, год.;

K_{Π} – коефіцієнт використання потужності, $K_{\Pi} < 1$ (прийmemo 96%).

Результати розрахунку витрат на електроенергію покажемо у вигляді таблиці 4.9.

Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) розраховуються на основі норм часу, які необхідні для виконання технологічних операцій по виготовленню одного виробу [38]:

$$Z_p = \sum_1^n t_i \cdot C_i \cdot K_c, [\text{грн}] \quad (4.12)$$

де t_i — норма часу (трудомісткість) на виконання технологічної операції, год;

n — число робіт по видах та розрядах;

K_c – коефіцієнт співвідношень ($K_c = 1 \div 5$);

C_i — погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує відповідну технологічну операцію:

Таблиця 4.9 – Розраховані витрати на електроенергію

Обладнання	Потужність, кВт/год	Нормо-години, год.	Сума, кВт
Токарно-револьверний верстат з ЧПК 1В340Ф30 (6 шт.)	11	0,2	2,11
Вертикально-фрезерний з ЧПК 6Р13РФ2	17	0,1	1,63
Всього споживана потужність, кВт			3,74
Вартість споживаної електроенергії, грн.			39,29

$$C_i = \frac{M_m \cdot K_i}{T_p \cdot T_{zm}}, [\text{грн/год}] \quad (4.13)$$

де M_m - мінімальна місячна оплата праці, грн. $M_m = 8000$ грн.;

K_i – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду (для 3 розряду – 1,35);

T_p — число робочих днів в місяці. Приблизно $T_p = 22$.

T_{zm} — тривалість зміни, $T_{zm} = 8$ год.

Зроблені розрахунки зводимо до таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Витрати на заробітну плату

Вид обладнання	Трудомісткість, н-годин	Розряд роботи	Погодиннатарифна ставка,грн.	Величина оплати,грн
Токарно-револьверний з ЧПК	0,2	3	92,05	18,41
Вертикально-фрезерний з ЧПК	0,1	3	92,05	9,21
Всього				27,62

Додаткова заробітна плата робітників.

Розраховується як 10 – 12 % від основної заробітної плати робітників:

$$З_{д} = 27,62 \cdot 0,1 = 2,76 \text{ (грн)}.$$

Нарахування на заробітну плату робітників.

Нарахування на заробітну плату розробників $З_{н}$ розраховується як 22 % від суми основної та додаткової заробітної плати розробників за формулою:

$$З_{н} = (З_{о} + З_{дод}) \cdot Н_{зп}, \text{ [грн]} \quad (4.14)$$

де $Н_{зп}$ – норма нарахування на заробітну плату розробників.

$$Н_{з} = (27,62 + 2,76) \cdot 0,22 = 6,68 \text{ (грн)}.$$

Загальновиробничі статті витрат.

Загальновиробничі витрати (в відсотках до основної заробітної плати основних робітників) для механічного устаткування складають 250 ... 280%. Прийmemo 250%. Тоді:

$$ЗВ = 27,62 \cdot 250\% / 100\% = 69,05 \text{ (грн)}.$$

Сума всіх попередніх статей утворює виробничу собівартість одиниці продукції:

$$S = 103,58 + 39,29 + 27,62 + 2,76 + 6,88 + 69,05 = 249,18 \text{ (грн).}$$

4.4 Розрахунок терміну окупності капітальних вкладень

Економічний ефект від впровадження модернізованого технологічного процесу розраховується за формулою:

$$E = (S_1 - S_2) \cdot N, \text{ [грн]} \quad (4.15)$$

де S_1 – виробнича собівартість виготовленої продукції конкурента (926 грн.); S_2 – виробнича собівартість виготовленої продукції власного виробництва; N – обсяги виготовлення продукції.

Тоді величина економічного ефекту складе:

$$E = (312 - 249,18) \cdot 78240 = 4\,915\,036,8 \text{ (грн).}$$

Термін окупності капітальних вкладень розраховують за формулою:

$$T_o = \frac{K(\Delta K)}{\Pi}, \text{ [років]} \quad (4.16)$$

де K (або ΔK) — капітальні вкладення або додаткові капітальні вкладення, необхідні для реалізації нового технологічного процесу, нової дільниці, цеха тощо, або для їх модернізації, грн.; E – економічний ефект від впровадження нового технологічного процесу.

$$T_o = 3\,528\,000 / 4\,915\,036,8 = 0,72 \text{ (року).}$$

Термін окупності організації виробництва складає 0,72 року, що менше нормативного терміну окупності, який складає 3 – 5 років, а величина економічного ефекту складе 4 915 036,8 грн. Тому виробництво деталей типу «Корпус підшипника» є економічно доцільним.

ВИСНОВКИ

1. У ході аналізу умов роботи деталі «Корпус підшипника» встановлено, що вона працює в умовах місцевого циклічного навантаження з коефіцієнтом асиметрії циклу $R = 0$ при частоті обертання вала $n = 1000$ об/хв. За таких умов річна кількість циклів навантаження становить $5,26 \cdot 10^8$, а необхідний ресурс для мінімального терміну служби 5 років – не менше $2,63 \cdot 10^9$ циклів, що відповідає області багатоциклової втоми.

2. За результатами чисельного аналізу напружено-деформованого стану встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в базовій конструкції корпусу не перевищують 83 МПа, що значно нижче допустимих напружень для всіх розглянутих конструкційних сталей, чавунів та алюмінієвих сплавів при коефіцієнті запасу $n = 1,5$. Таким чином, критерій статичної міцності для деталі не є визначальним.

3. Визначено, що ключовим фактором працездатності «Корпусу підшипника» є жорсткість посадкової поверхні $\text{Ø}62\text{H}7$. Гранично допустима деформація цієї поверхні, прийнята на рівні 0,015 мм (50 % від допуску H7), не перевищується для оптимізованої геометрії деталі. Для досягнення вказаної вимоги було прийнято рішення про зміну матеріалу деталі на сталь 45, при цьому максимальні переміщення в зоні посадкового отвору за результатами FEM-аналізу для конструкційних сталей становлять 0,006–0,014 мм, що забезпечує стабільну роботу підшипникового вузла.

4. Параметричний аналіз геометрії корпусу, виконаний у середовищі ANSYS Workbench з використанням планування чисельного експерименту, показав істотний вплив радіусів галтелей та товщини стінки на рівень напружень. Оптимізація геометрії дозволила знизити максимальні еквівалентні напруження в критичній зоні до 52-54 МПа з 83 МПа, тобто більш ніж у 2 рази порівняно з базовою конструкцією.

5. За результатами оптимізації прийнято раціональні геометричні параметри деталі: радіус перехідних галтелей 5 мм (змінено на 6 мм під час проектування заготовки), товщина стінки – 14 мм. Такі параметри забезпечують зменшення концентрації напружень і підвищення рівномірності їх розподілу в масиві корпусу.

6. Розроблені маршрути механічної обробки деталі «Корпус підшипника» дозволяють отримати необхідну точність посадкового отвору $\text{Ø}62\text{H}7$ з використанням типового універсального обладнання. Нормування часу показало можливість забезпечення виробничої програми $N = 18000$ деталей на рік без перевантаження обладнання та персоналу.

7. Розрахунок параметрів ділянки механічної обробки показав, що прийнята структура обладнання, чисельність персоналу та виробничі площі є достатніми для виконання заданої програми випуску з резервом по завантаженню, що створює передумови для розширення номенклатури оброблюваних деталей. Для виконання приведеної програми необхідно 9 верстатів та 11 основних працівників.

8. В економічному розділі встановлено, що основними складовими собівартості виготовлення деталі «Корпус підшипника» є витрати машинного часу та матеріалу. Проведені розрахунки підтвердили економічну доцільність організації ділянки механічної обробки за умови серійного виробництва з програмою 18000 шт/рік та вказали, що термін окупності становитиме менше 1 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кіндрачук М. В., Черняк Я. П., Корнієнко А. П. Деталі машин : підручник. – Київ : НТУУ «КПІ», 2014. – 496 с.
2. Білик С. І., Ковальчук М. В. Основи розрахунку машин і механізмів : навч. посіб. – Львів : Львівська політехніка, 2016. – 312 с.
3. Shigley J. E., Mischke C. R., Budynas R. G. Mechanical Engineering Design. – 9th ed. – New York : McGraw-Hill, 2011. – 1056 p.
4. Juvinall R. C., Marshek K. M. Fundamentals of Machine Component Design. – 6th ed. – Hoboken : Wiley, 2017. – 912 p.
5. SKF Group. Rolling bearings catalogue. – Göteborg : SKF, 2018. – 1700 p.
6. Тимошенко С. П., Гуд'єр Дж. Теорія пружності. – К. : Наукова думка, 1980. – 560 с.
7. Harris T. A., Kotzalas M. N. Rolling Bearing Analysis. – 5th ed. – Boca Raton : CRC Press, 2007. – 1040 p.
8. NASA. Fastener Design Manual. – NASA Reference Publication 1228. – Washington, 1990. – 153 p.
9. ISO 16047:2005. Fasteners – Torque/clamp force testing. – Geneva : ISO, 2005.
10. VDI 2230 Blatt 1. Systematic calculation of highly stressed bolted joints. – Düsseldorf : VDI Verlag, 2015.
11. Budynas R. G., Nisbett J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. – 10th ed. – New York : McGraw-Hill, 2015. – 1088 p.
12. Peterson R. E. *Stress Concentration Factors*. 2nd ed. New York : John Wiley & Sons, 1974. 560 p.
13. Pilkey W. D., Pilkey D. F. *Peterson's Stress Concentration Factors*. 3rd ed. Hoboken : John Wiley & Sons, 2008. 688 p.
14. Harris T. A., Kotzalas M. N. *Rolling Bearing Analysis*. 5th ed. Boca Raton : CRC Press, 2007. 1040 p.

15. ISO 281:2007. *Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life*. Geneva : International Organization for Standardization, 2007.
16. Stephens R. I., Fatemi A., Stephens R. R., Fuchs H. O. *Metal Fatigue in Engineering*. – 2nd ed. – New York : Wiley-Interscience, 2001. – 496 p.
17. Pilkey W. D., Pilkey D. F. *Peterson’s Stress Concentration Factors*. – 3rd ed. – Hoboken : Wiley, 2008. – 560 p.
18. ASM Handbook. Vol. 19. *Fatigue and Fracture*. – Materials Park, OH : ASM International, 1996. – 2740 p.
19. ASM Handbook. Vol. 1. *Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*. – Materials Park, OH : ASM International, 1990. – 1120 p.
20. Bathe K. J. *Finite Element Procedures*. – Upper Saddle River : Prentice Hall, 1996. – 1037 p.
21. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L. *The Finite Element Method*. Vol. 1. – 6th ed. – Oxford : Butterworth-Heinemann, 2005. – 736 p.
22. Budynas R. G., Nisbett J. K. *Shigley’s Mechanical Engineering Design*. – 10th ed. – New York : McGraw-Hill, 2015. – 1136 p.
23. Dowling N. E. *Mechanical Behavior of Materials*. – 4th ed. – Boston : Pearson, 2013. – 960 p.
24. Oberg E., Jones F. D., Horton H. L., Ryffel H. H. *Machinery’s Handbook*. – 30th ed. – New York : Industrial Press, 2016. – 3000 p.
25. Callister W. D., Rethwisch D. G. *Materials Science and Engineering: An Introduction*. – 9th ed. – Hoboken : Wiley, 2014. – 992 p.
26. Ковальчук М. В., Білик С. І. *Технологія машинобудування. Заготовки : навч. посіб.* – Львів : Львівська політехніка, 2015. – 368 с.
27. Маслов Я.В., Кухар Д.А., Савуляк В.В. Вплив топології та матеріалу корпусних деталей на напружено-деформований стан і втомну довговічність / матеріали тез доповідей «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2026)» . – Вінниця, 20.10.2025 - 19.06.2026. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2026/paper/view/26858>
28. ISO 76:2006. *Rolling bearings – Static load ratings*. – Geneva : ISO, 2006.

29. ANSYS® Academic Research Mechanical User's Guide. – Canonsburg, PA : ANSYS Inc., 2022.
30. ANSYS® Workbench Theory Guide. – Canonsburg, PA : ANSYS Inc., 2022.
31. Дусанюк Ж.П. Методичні вказівки до виконання контрольних робіт з дисципліни "Проектування механоскладальних дільниць та цехів " для студентів заочної форми навчання спеціальностей "Технологія машинобудування" та "Менеджмент організацій машинобудування" / Ж.П. Дусанюк, С.В. Дусанюк – Вінниця: ВДТУ, 2002 – 58 с.
32. Добрянський С.С., Малафєєв Ю.М., Пуховський Є.С. Проектування і виробництво заготовок / підручник. – К.: НТУУ «КПІ», 2014. – 353 с.
33. Технологічні основи машинобудування. [Електронний ресурс]: підручник для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / С.С. Добрянський, Ю.М. Малафєєв; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 379 с.
34. Технологія машинобудування. Курсове проектування : навчальний посібник. / О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк, В. П. Пурдик. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 123 с.
35. Механоскладальні дільниці та цехи в машинобудуванні [Текст] : практикум / Ж. П. Дусанюк, С. В. Репінський, В. В. Савуляк, О. В. Сердюк. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 148 с.
36. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень [Текст] : навчальний посібник / В. В. Кавецький, І. В. Причепя, Л. О. Нікіфорова. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 137 с.
37. Кавецький В. В., Козловський В. О. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні [Текст] : навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

(обов'язковий)

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НАВЧАЛЬНОЇ (КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ) РОБОТИ

Назва роботи: Дільниця Механічної обробки деталі типу «Корпус підшипника»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота

(кваліфікаційна робота, курсовий проект (робота), реферат, аналітичний огляд, інше
(зазначити))

Підрозділ Кафедра технологій та автоматизації машинобудування
(кафедра, факультет (інститут), навчальна група)

Науковий керівник доц. Савуляк В.В.

(прізвище, ініціали, посада)

Показники звіту подібності

Plagiat.pl (StrikePlagiarism)		Unicheck	
КП1		Оригінальність	
КП2			
Тривога/Білі знаки	/	Схожість	

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне)

- Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.
- Виявлені у роботі запозичення с недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Заявляю, що ознайомлений (-на) з повним звітом подібності, який був згенерований Системою щодо роботи

Автор _____
(підпис)

Кухар Д.А.
(прізвище, ініціали)

Опис прийнятого рішення

Особа, відповідальна за перевірку _____ доц. Сердюк О.В.
(прізвище, ініціали)

Експерт _____ зав. кафедри ТАМ, проф. Козлов Л.Г.
(підпис) (прізвище, ініціали, посада)

Додаток А
Технічне завдання

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

зав. кафедри ТАМ

д.т.н., проф. Л.Г.Козлов

(підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на магістерську кваліфікаційну роботу
ДІЛЬНИЦЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ ТИПУ «КОРПУС
ПІДШИПНИКА»
08-64.МКР.010.00.000.ТЗ

Керівник роботи: к.т.н., доцент каф. ТАМ
Савуляк В.В.

« ____ » _____ 2025 р.

Виконавець: студент 2 курсу, групи 1ПМ-20м
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

Кухар Д.А.

« ____ » _____ 2025 р.

Вінниця ВНТУ 2025

1. Підстава для виконання магістерської кваліфікаційної роботи:

- а) актуальність розробки обумовлена тим, що в сучасних умовах розвитку машинобудування необхідно приймати прогресивні інженерні рішення при проектуванні технологічних процесів механічної обробки деталей виробів з метою забезпечення їх точності, надійності, довговічності, економічності;
- б) наказ про затвердження теми магістерської кваліфікаційної роботи.

2. Мета і призначення МКР

- а) Метою магістерської роботи є проектування ділянки механічної обробки корпусної деталі «Корпус підшипника» з обґрунтуванням технології виготовлення, параметрів працездатності деталі та економічної доцільності її виробництва;
- б) призначення розробки – виконання магістерської кваліфікаційної роботи.

3. Джерела розробки для виконання МКР

Джерела розробки: завдання на магістерську кваліфікаційну роботу, дане технічне завдання, довідникова та технічна література, креслення деталі «Корпус підшипника» з сплаву Ал-8 (мас 0,6 кг);

- річна програма випуску розрахункового представника – 18000 шт.;

4. Вимоги до виконання МКР

МКР повинно використовувати математичні моделі, схеми та рішення, адекватність яких підтверджена попередніми дослідженнями, обґрунтованими висновками, експериментальними даними.

Магістерська кваліфікаційна робота повинна складатися з 2-х частин:

- 1-а частина – розрахунково-пояснювальна записка;
- 2-а частина – графічна.

Склад кожного розділу (частини) наведений у рекомендованому змісті та основних вимогах до оформлення МКР, розроблених та затверджених кафедрою

технологій та автоматизації машинобудування (ТАМ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ).

5. Етапи МКР та очікувані результати

№ етапу	Назва етапу	Термін виконання		Очікувані результати
		початок	кінець	
1	Основні теоретичні та практичні дослідження проведені попередниками	10.10.2025	30.11.2025	Формування задачі досліджень, розділ 1
2	Методика теоретичних (експериментальних) досліджень об'єкту вивчення	10.10.2025	1.12.2025	Об'єкт дослідження, розділ 1
3	Математичне моделювання та аналіз результатів дослідження	30.10.2025	3.12.2025	розділ 2, публікація результатів
4	Підготовка економічної частини	10.10.2025	30.05.2025	розділ 3, апробація
5	Оформлення пояснювальної записки, графічного матеріалу та презентації	1.12.2025	5.12.2025	пояснювальна записка

6 Економічні показники: термін окупності; економічний ефект.

7. Матеріали, що подаються до захисту МКР

Пояснювальна записка МКР і ілюстративні матеріали, протокол попереднього захисту МКР на кафедрі, відзив наукового керівника, відзив опонента, анотації до МКР українською та іноземною мовами, довідка про відповідність оформлення МКР діючим вимогам, довідка про результати перевірки на плагіат.

8. Порядок контролю виконання та захисту МКР

Виконання етапів науково-дослідницької частини МКР контролюється науковим керівником згідно зі встановленими термінами. Представлення МКР на захист відбувається після проходження попереднього захисту на засіданні кафедральної комісії та її позитивного висновку. Готова робота, з усіма необхідними компонентами і підписами подається на кафедри за два дні до захисту. Захист МКР відбувається на засіданні Державної екзаменаційної комісії, затвердженої наказом ректора.

9. Вимоги до оформлення МКР

Вимоги викладені в «Положенні про порядок підготовки магістрів у Вінницькому національному технічному університеті» з урахуванням змін, що подані у бюлетені ВАК України № 9-10, 2011р. та на основі ДСТУ 3008:2015.

10. Вимоги щодо технічного захисту інформації в МКР з обмеженим доступом

Вимоги відсутні.

Додаток Б
Графічна частина

Додаток Б
(обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА
ДІЛЬНИЦЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ ТИПУ «КОРПУС
ПІДШИПНИКА»

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Дільниця механічної обробки деталі типу «Корпус підшипника»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(бакалаврська кваліфікаційна робота / магістерська кваліфікаційна робота)

Підрозділ кафедра технологій та автоматизації машинобудування
(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism (КПІ) 19,41 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак академічного плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту.
- У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- У роботі виявлено ознаки академічного плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень. Робота до захисту не приймається.

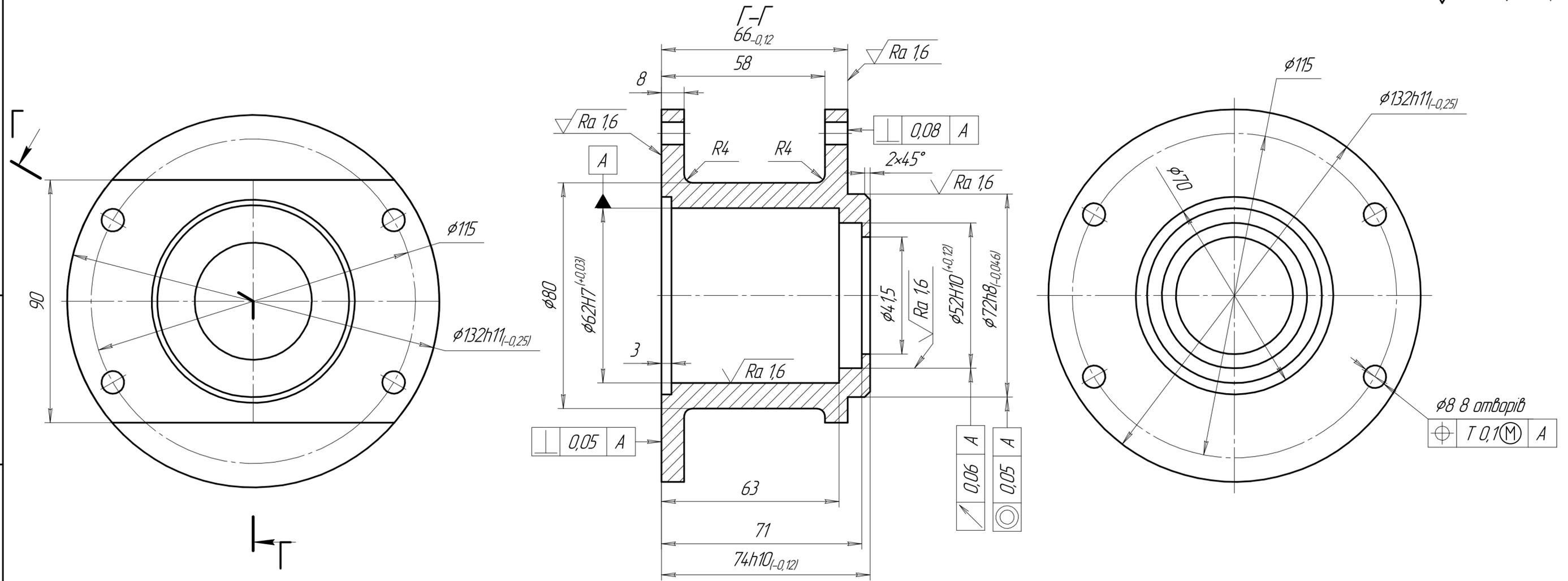
Експертна комісія:

_____	_____
(прізвище, ініціали, посада)	(підпис)
_____	_____
(прізвище, ініціали, посада)	(підпис)

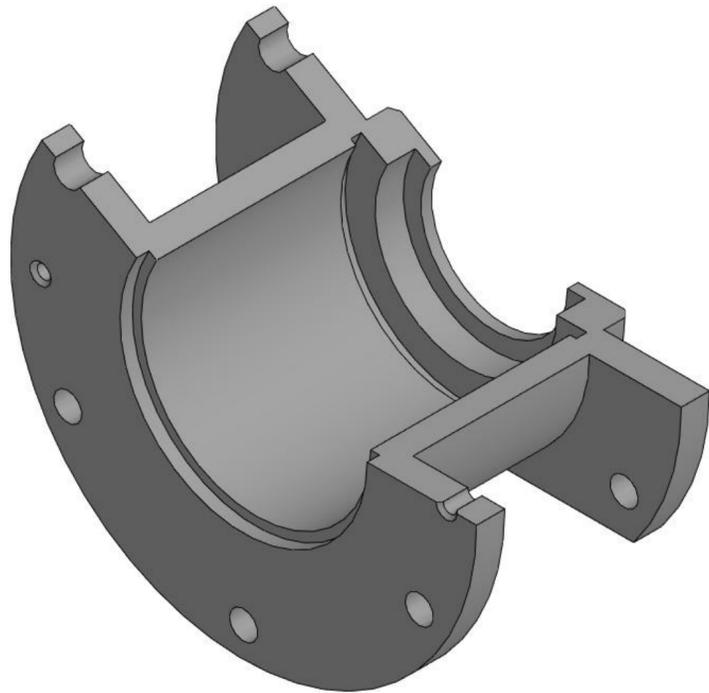
Особа, відповідальна за перевірку _____ Сердюк О.В.
(підпис) (прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник _____	_____ <u>Савуляк В.В.</u>
(підпис)	(прізвище, ініціали, посада)
Здобувач _____	_____ <u>Кухар Д.А.</u>
(підпис)	(прізвище, ініціали)

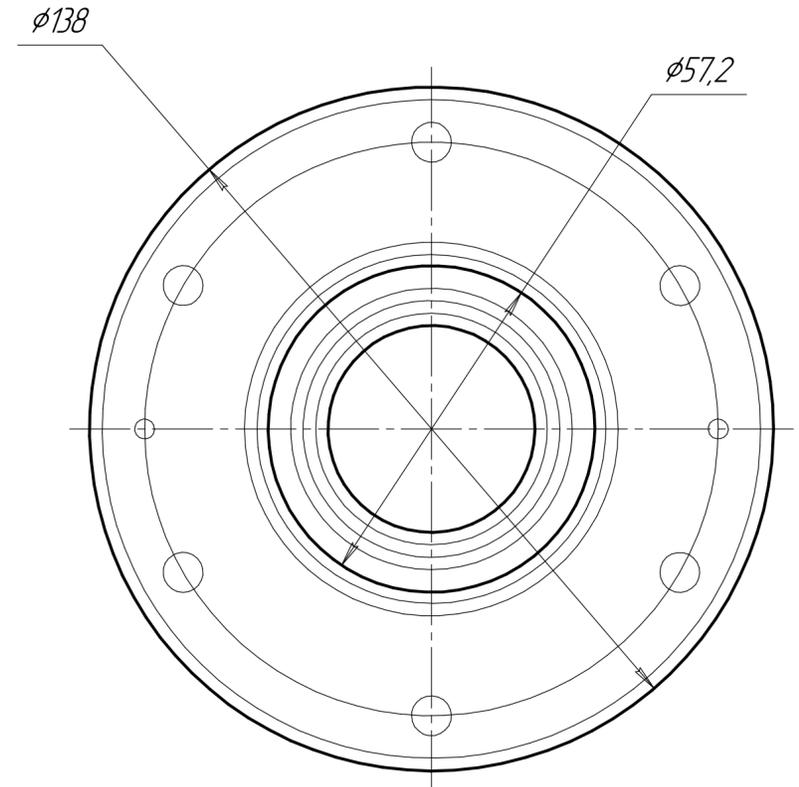
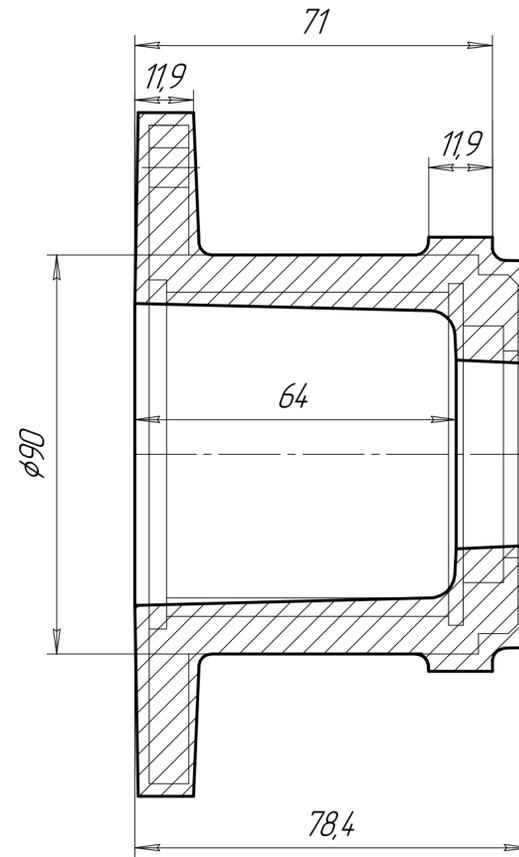
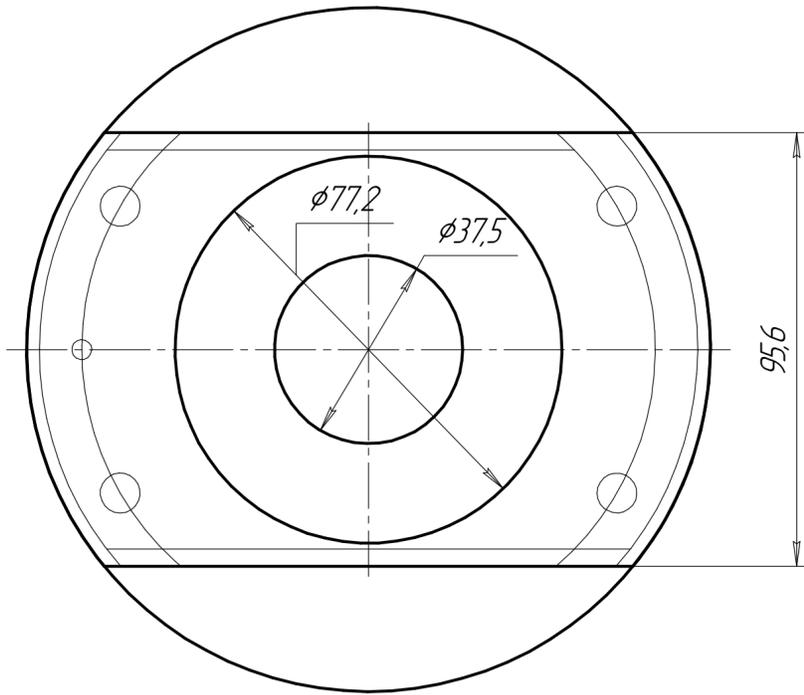


Об'ємна модель деталі "Корпус підшипника"

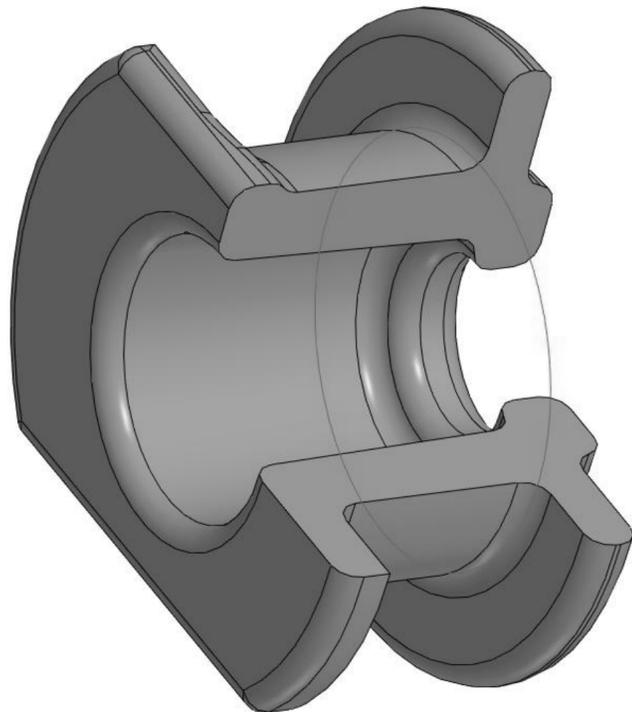


- 100...120 HB
- Невказані вказані радіуси заокруглень $R3...5\ \text{мм}$
- Невказані вказані ливарні радіуси $1...3^\circ$
- Невказані граничні відхилення: отворів $H14$, валів $h14$, інші $\pm IT\ \frac{14}{2}$

				08-64.МКР.010.00.01		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Корпус підшипника (базовий варіант)	
Разроб.	Кухар Л.А.					
Проб.	Савуляк В.В.				Лист	1
Т.контр.					Листов	1
Н.контр.	Сердюк О.В.				АЛВ ГОСТ 2685-75 ВНТУ, зр.1ПМ-24М	
Утв.	Козлов Л.Г.					



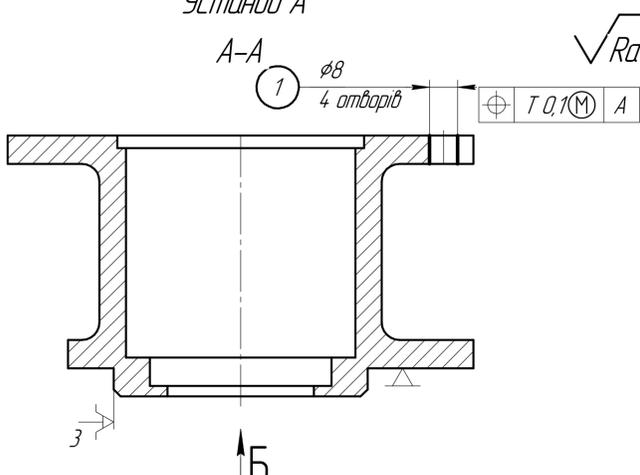
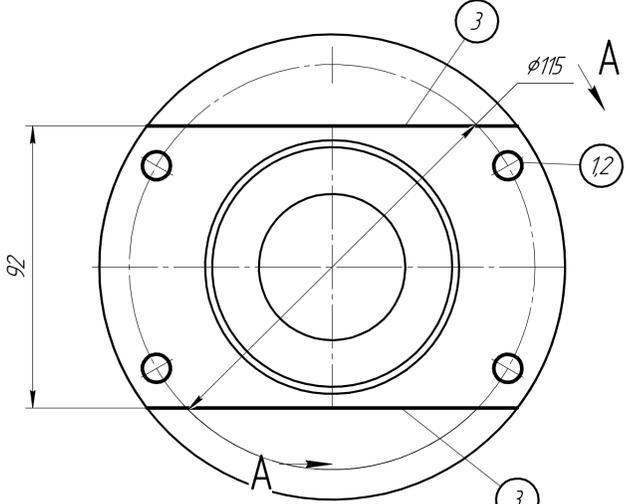
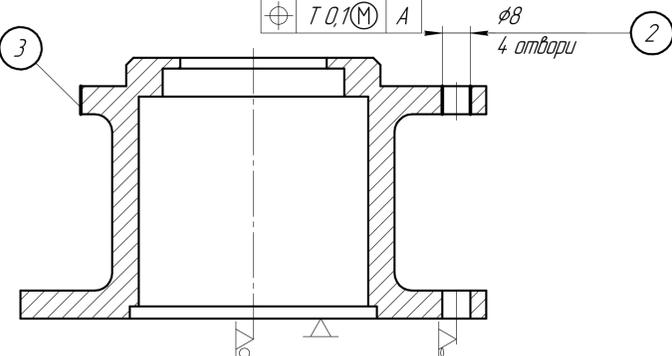
Об'ємна модель заготовки деталі "Корпус підшипника"



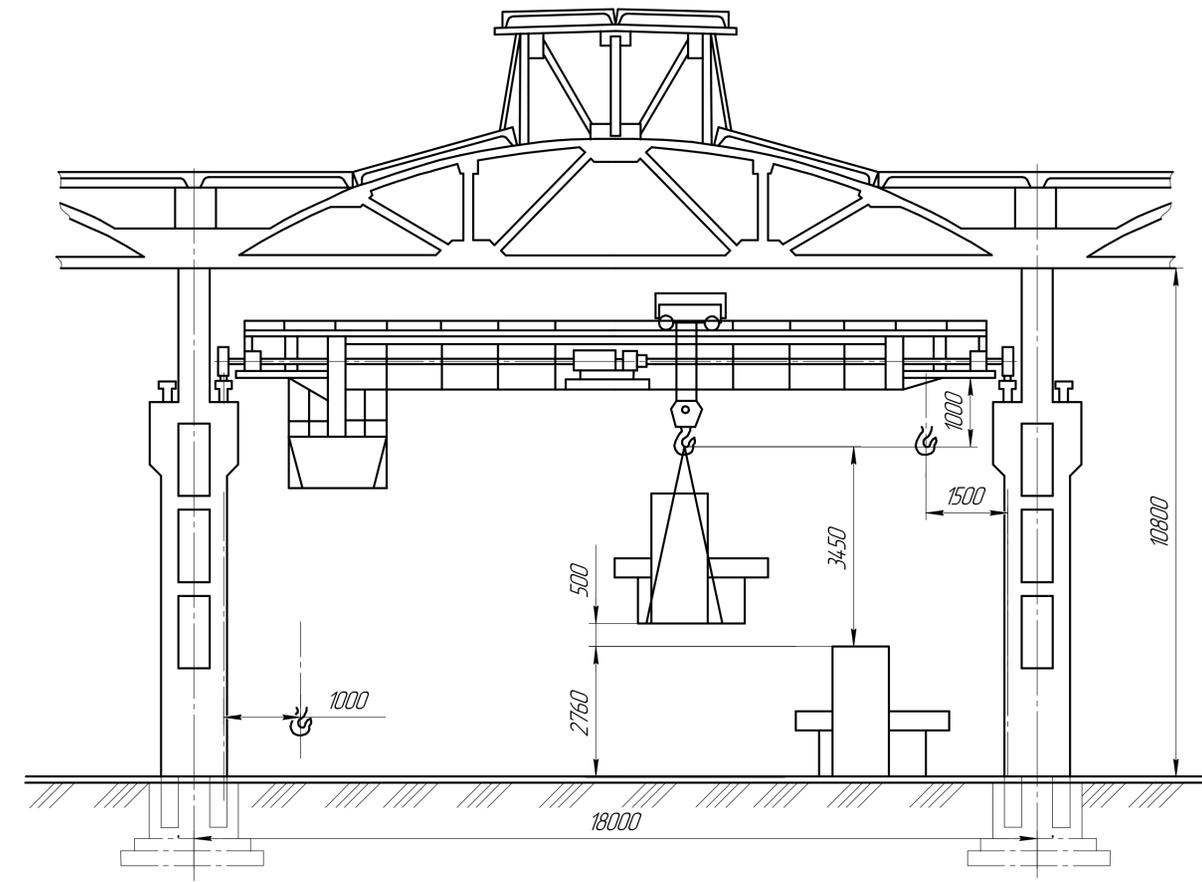
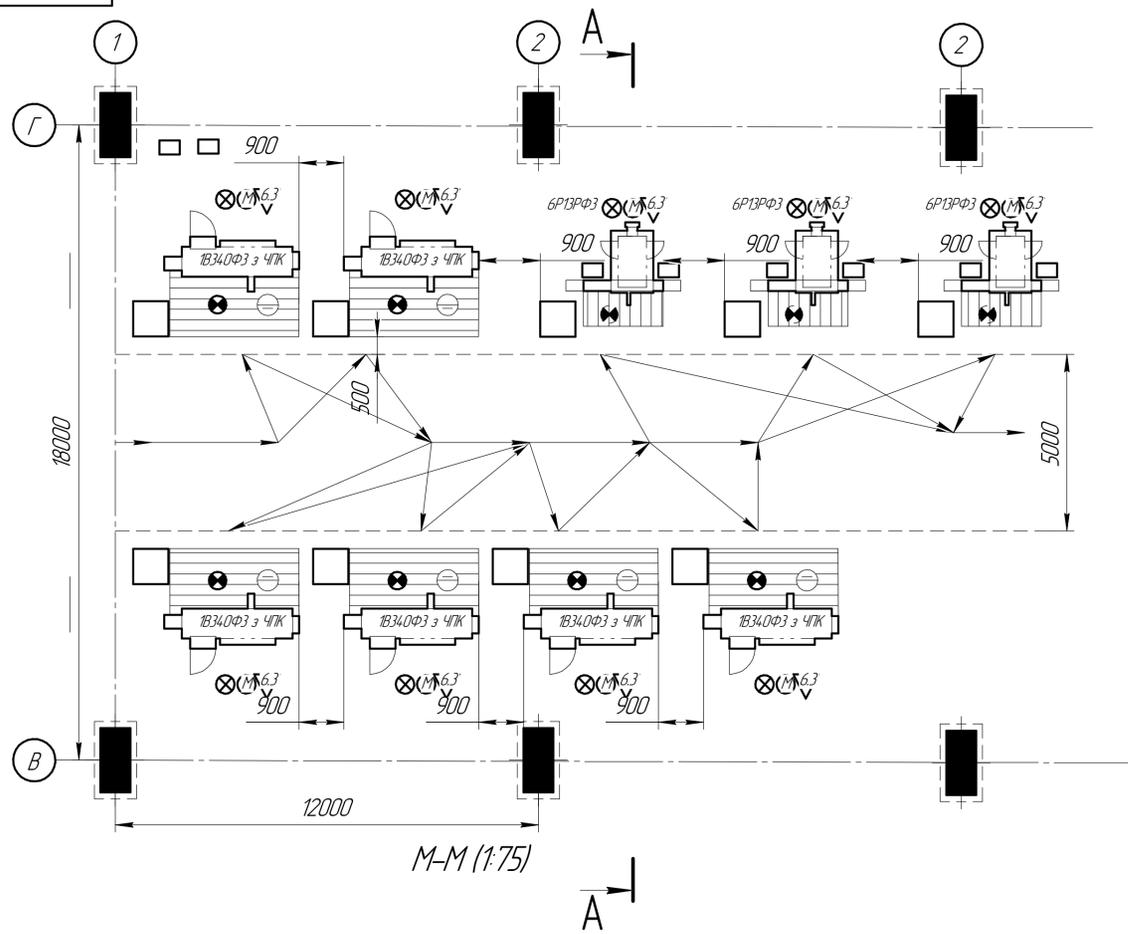
1. 100...120НВ
2. Точність вилівка 7-5-6-7 ГОСТ 26645-85
3. Маса 2,7-0,8-0,2-3,7 ГОСТ 26645-85
4. Невказані радіуси заокруглень R4...5 мм
5. Невказані ливарні нахили 1...3°
6. Зміщення по площині роз'єму не більше 0,64 мм

08-26.БДР.005.00.002						
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Корпус підшипника (лиття в ПГФ)	Лист	Маса
Разроб.	Кухар Л.А.		02.12.25		2,7	1:1
Проб.	Савилюк В.В.		02.12.25	Лист 1 Листов 1		
Т.контр.						
Н.контр.	Сердюк О.В.		02.12.25	Сталь 45Л ГОСТ 977-88	ВНТУ, гр.1ПМ-24М	
Утв.	Козлов Л.Г.		02.12.25			

Перб. примен.	
Спроб. №	
Підп. і дата	
Взам. инв. №	
Инд. № дідл.	
Підп. і дата	
Инд. № подл.	

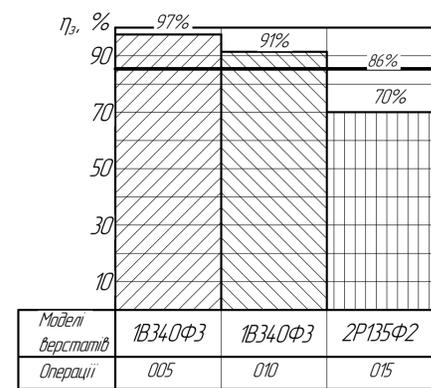
№ оп-ї	Операції і переходи	Ескіз та схеми установки	Тип обладнання
015	<p>Вертикально-фрезерна з ЧПК Установ А</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Встановити і закріпити заготовку 2. Центрувати 4 отв. 1 однократно. 3. Свердлити 4 отв. 1 однократно 4. Зняти деталь <p>Установ Б</p> <ol style="list-style-type: none"> 5. Встановити і закріпити заготовку 6. Центрувати 4 отв. 2 однократно. 7. Свердлити 4 отв. 2 однократно 8. Фрезерувати 2 поверхні 3 однократно. 9. Зняти деталь 	<p>Установ А</p>  <p>Установ Б</p>  	<p>Вертикально-фрезерний верстат з ЧПК 6P13PФ2</p>

Мас. № 0001. Підп. і дата. Взам. инв. №. Инв. № 0001. Підп. і дата.

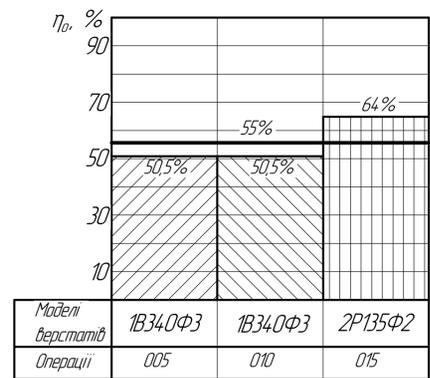


Елементи розрахованої ділянки

Графік завантаження обладнання



Графік завантаження обладнання за основним часом



Технічна характеристика ділянки

- Площа ділянки (м²)
виробнича - 200м²
- Кількість основних працівників (верстатників) - 11 чол.
допоміжного персоналу - 3 чол.
ІТР - 2 чол.
службовців - 1 чол.
МОП - 1 чол.
- Сумарна кількість верстатів - 9 шт.

08-64.МКР.009.00.300				Лист	Масштаб
Взм. Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	Ділянка механічної обробки деталей типу "Корпус підшипника"	1:1
Розроб.	Хижара Д.А.		02.02.25		
Проб.	Савуляк В.В.		02.02.25	Лист	Листів 1
Т.контр.				ВНТУ, гр. 1ПМ-24м	
Н.контр.	Сердюк О.В.		02.02.25	Копірабат	
Утв.	Козлов Л.Г.		02.02.25		

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту

Магістерська кваліфікаційна робота
на тему
ДІЛЬНИЦЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ ТИПУ «КОРПУС ПІДШИПНИКА»

Виконав: студент 2 курсу,
групи 1ПМ-24м
спеціальності 131 –
«Прикладна механіка»
Кухар Д.А.
Керівник: к.т.н., доцент
Савуляк В.В.

Вінниця ВНТУ 2025

Мета і завдання роботи

Метою магістерської роботи є проектування дільниці механічної обробки корпусної деталі «Корпус підшипника» з обґрунтуванням технології її виготовлення, оцінкою працездатності конструкції та аналізом економічної доцільності виробництва.

- **Об'єкт і предмет дослідження**
- **Об'єктом** дослідження є дільниця механічної обробки корпусних деталей у машинобудуванні.
- **Предметом** дослідження є технологічні процеси механічної обробки, конструктивні параметри та економічні показники виготовлення деталі «Корпус підшипника».

Наукова новизна роботи

У роботі вперше для деталі типу «Корпус підшипника» в умовах середньосерійного виробництва:

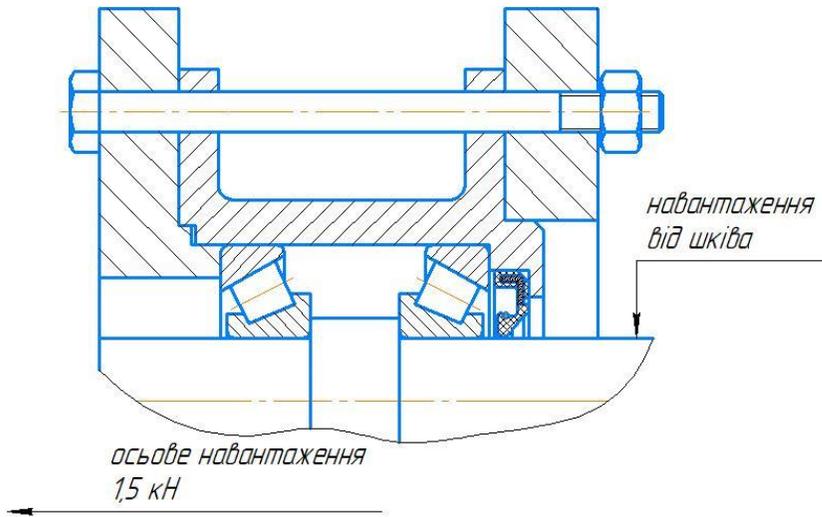
- Кількісно встановлено вплив геометричних параметрів корпусу (товщина стінок, радіуси галтельних переходів) на напружено-деформований стан і локальну концентрацію напружень у зонах посадкових поверхонь підшипника за допомогою чисельного моделювання методом скінченних елементів.
- Встановлено зв'язок між результатами FEM-аналізу та вибором параметрів литої заготовки, що дозволило узгодити вимоги до міцності та жорсткості деталі з показниками точності, припусків і шорсткості поверхонь заготовки.
- Показано можливість використання результатів чисельного аналізу як інструмента для прийняття технологічних рішень, зокрема при виборі способу отримання заготовки та параметрів механічної обробки корпусних деталей.

Практичне значення одержаних результатів

Основні практично значущі результати полягають у такому:

- Розроблено та обґрунтовано конструктивні параметри корпусу підшипника, які забезпечують його працездатність у заданих умовах експлуатації та можуть бути використані при проектуванні аналогічних корпусних деталей.
- Запропоновано раціональні параметри литої заготовки для корпусу підшипника зі сталі 45Л з урахуванням середньосерійного виробництва, що дозволяє зменшити припуски на механічну обробку та скоротити кількість технологічних переходів.
- Розроблено маршрут механічної обробки основних поверхонь корпусу, виконано вибір обладнання та інструменту, а також проведено нормування часу, що дає можливість практичного впровадження запропонованої технології на машинобудівних підприємствах.

Спрощена схема монтажу та навантаження деталі «Корпус підшипника»



- Вихідні дані для розрахунку навантажень:
- радіальна сила від шківів $F_r = 5,9$ кН;
 - відстань від точки прикладання сили до правого підшипника $e = 80$ мм;
 - відстань між підшипниками $L = 18$ мм;
 - зовнішня осьова сила на валу $F_{a_зовн} = 1,5$ кН, напрямок дії – вліво;
 - болтове коло шпильок $D_b = 115$ мм, радіус $r = 57,5$ мм;
 - шпильки М8, клас міцності 5.8;
 - момент затягування шпильок $T = 10$ Н·м;
 - з'єднання сухе (без мастила).

Згідно з каталогами виробників, для підшипника 31305 контактний кут становить приблизно $28,8^\circ$

Результати розрахунку навантажень на корпус

Радіальні навантаження на посадки підшипників:

- права посадка: $R_2 = 32,12$ кН, прикладена до циліндричної поверхні посадки правого підшипника;
- ліва посадка: $R_1 = 26,22$ кН, прикладена до посадки лівого підшипника у протилежному напрямку.

Осьові навантаження на упорні поверхні:

- бурт корпусу підшипника (правий): $F_{a2\Sigma} = 16,1$ кН, напрямок – вправо;
- упорна поверхня корпусу лівого: $F_{a1\Sigma} = 15,86$ кН, напрямок – вліво (прикладається лише при моделюванні повного вузла).

Критичні зони «Корпуса підшипника», причини виникнення та параметри контролю

Критична зона	Причина виникнення концентрації напружень	Параметри контролю в ANSYS
Посадочні поверхні під зовнішні кільця підшипників (Ø62H7)	Передача радіальних реакцій підшипників на корпус; нерівномірний розподіл контактного тиску; перекіс підшипників при дії перекидного моменту	Контактний тиск по довжині посадки; σ_e ; перевірка крайового контакту
Упорні бурти підшипників	Передача осьових сил від підшипників; локальний контакт по торцю; зміна перерізу в зоні бурта	Контактний тиск по торцю; σ_e у корені бурта; σ_1 (головне напруження)
Галтельні переходи	Різка зміна жорсткості та площі поперечного перерізу; сумісна дія осьових сил і згину	σ_e у галтельній зоні; локальні максимуми; збіжність сітки
Отвори у фланці під шпильки (Ø8, болтове коло Ø115)	Ослаблення перерізу отворами; дія попереднього натягу шпильок; перерозподіл стиску/розкриття фланця від моменту	σ_e навколо контурів отворів; контактний тиск між фланцями; сила у шпильках
Фланцева поверхня стику корпусів	Нерівномірний розподіл стиску від шпильок; тенденція до розкриття стику під дією моменту	Контактний тиск; зона можливого розкриття; реакції в контакті
Проточки та пази під ущільнення (кільцеві канавки)	Зменшення ефективного перерізу; наявність надрізу з малим радіусом у корені	σ_e у корені проточки; головні напруження

Ключові вимоги до деталі «Корпус підшипника»

1. Забезпечення втомної довговічності при кількості циклів не менше $2,63 \cdot 10^9$.
2. Обмеження пружних деформацій посадкової поверхні $\varnothing 62H7$ до рівня, який не порушує працездатність підшипникового вузла, що становить 50% від допуску на розмір посадкової поверхні, тобто 0,015 мм.
3. Стабільність геометрії посадкового отвору протягом усього терміну служби за рахунок рівномірного розподілу навантаження по поверхні.
4. Технологічна придатність матеріалу, що забезпечує прогнозовані механічні та втомні властивості в критичній зоні та дозволяє отримати заготовку форми наближеної до кінцевої деталі.

Вид змодельованої деталі в Ansys

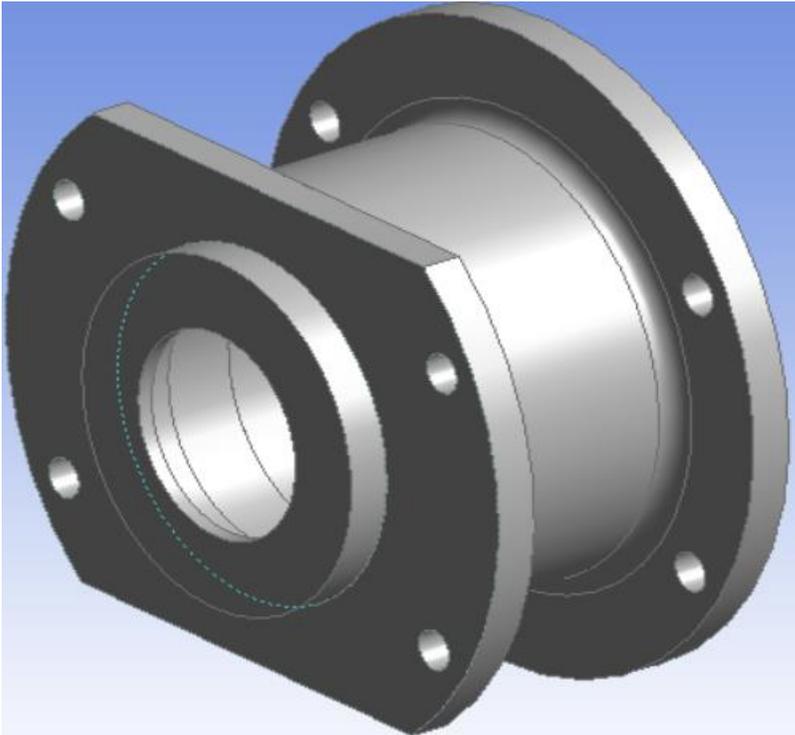
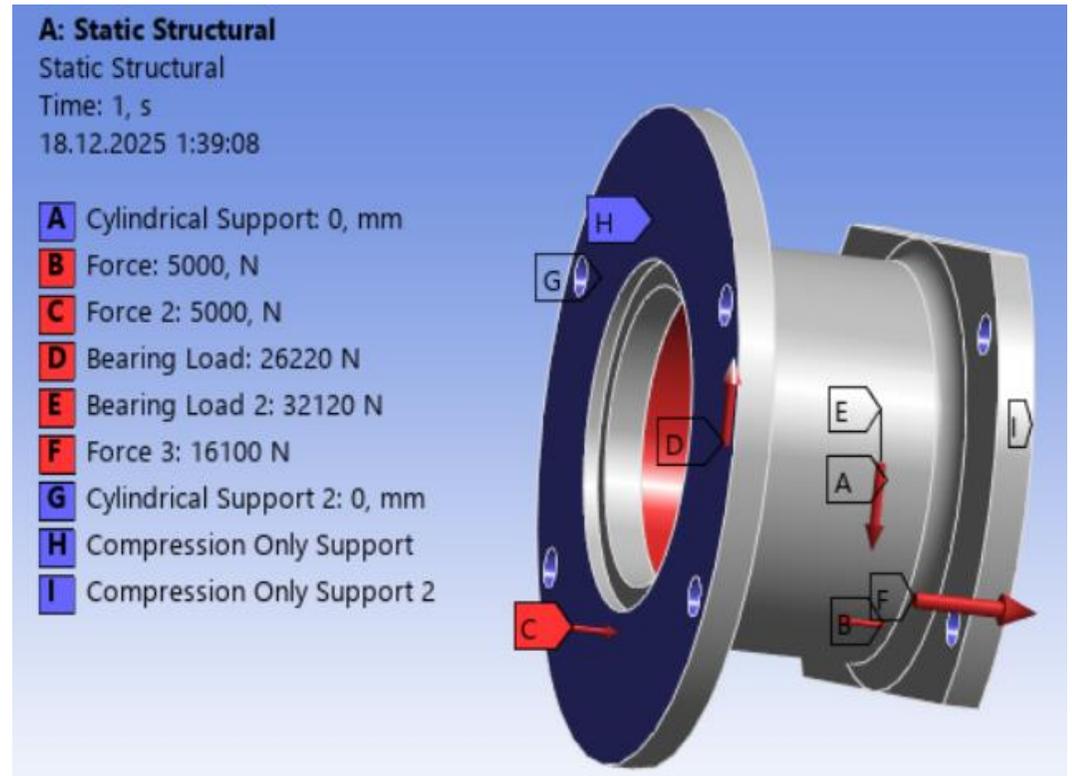
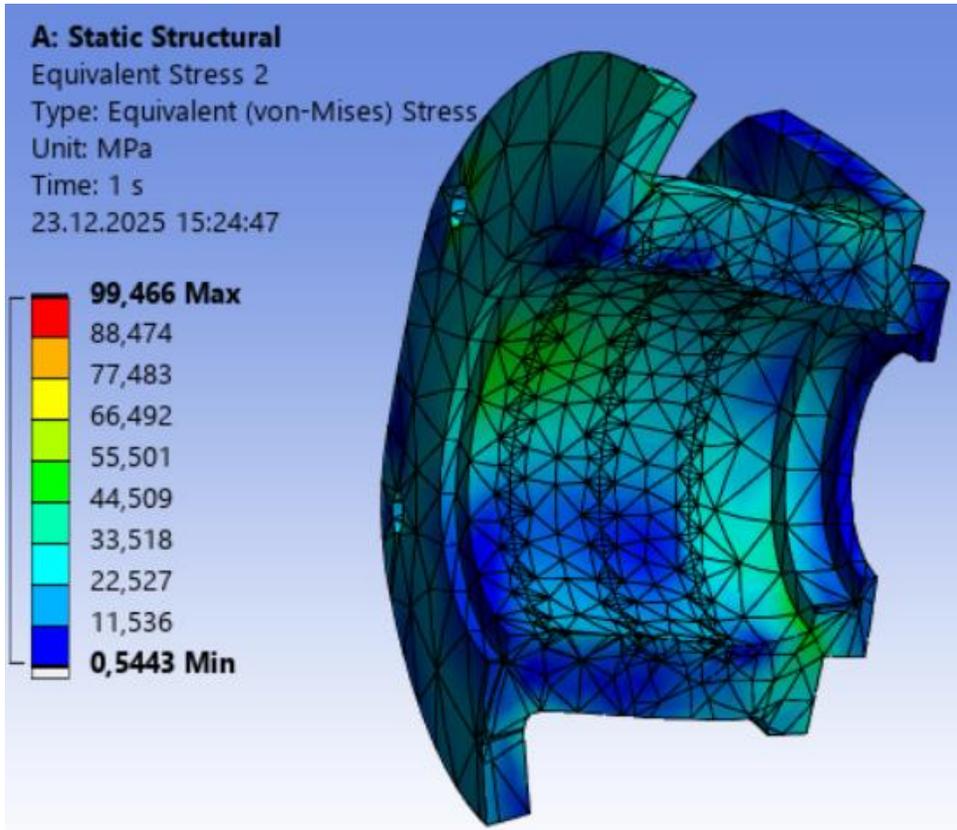


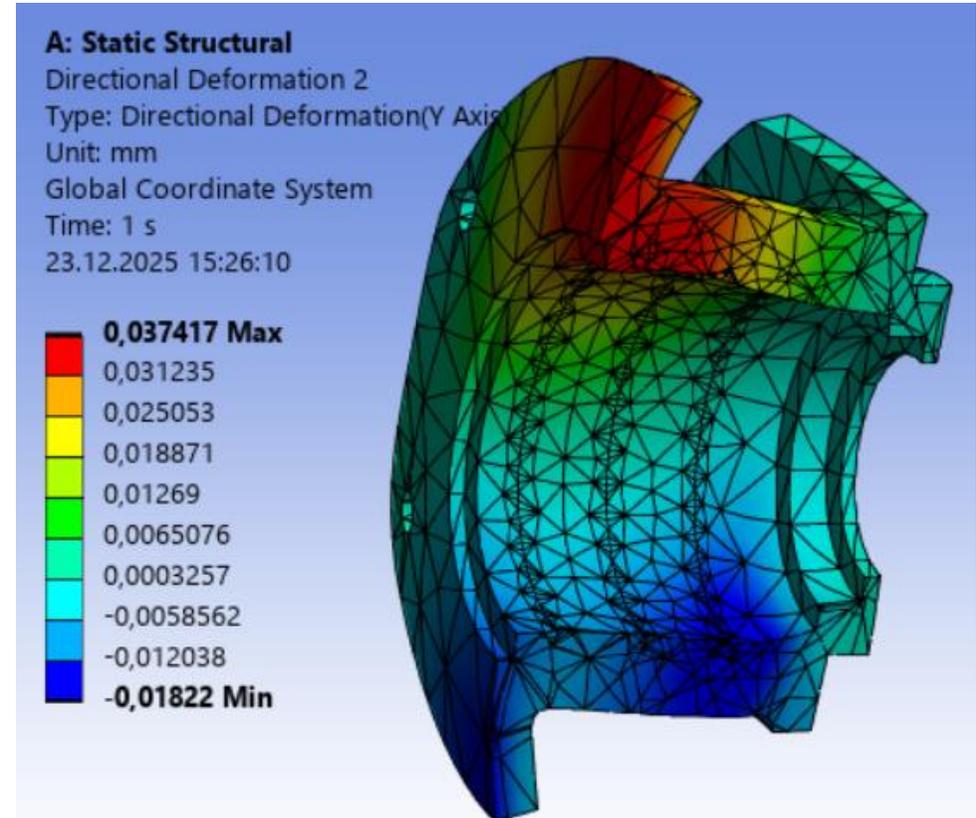
Схема прикладання навантаження та закріплення деталі



Розподіл напружень по посадковій поверхні деталі базової конструкції



Розподіл деформацій по деталі базової конструкції



Геометричні параметри оптимізації конструкції:

- товщина стінки корпусу;
- радіус заокруглень переходу між стінкою корпусу і фланцем

Результати чисельного експерименту

Товщина стінки, мм	Радіус галтелі, мм	Еквівалентні максимальні напруження (МПа)	Напрявлені мінімальні деформації, мм	Напрявлені максимальні деформації, мм
Для алюмінієвих сплавів				
10,5	6	73,1928	-0,028	0,051
6	6	120,7861	-0,056	0,097
15	6	62,4198	-0,018	0,036
10,5	4	78,73	-0,029	0,052
10,5	8	65,5	-0,026	0,049
6	4	140,48	-0,063	0,100
15	4	52,80	-0,018	0,036
6	8	107,94	-0,051	0,092
15	8	116,58	-0,017	0,035
Для чавунів				
10,5	6	75,84	-0,018	0,033
6	6	120,44	-0,036	0,062
15	6	64,67	-0,012	0,023
10,5	4	81,82	-0,019	0,034
10,5	8	65,19	-0,017	0,032
6	4	143,81	-0,041	0,065
15	4	52,36	-0,012	0,023
6	8	109,5	-0,033	0,059
15	8	123,35	-0,011	0,023

Цільові функції оптимізації

- Мінімізація максимальних еквівалентних напружень;
- Мінімізація деформацій ділянки посадкової поверхні 62H7 в напрямку осі Y по абсолютним значення

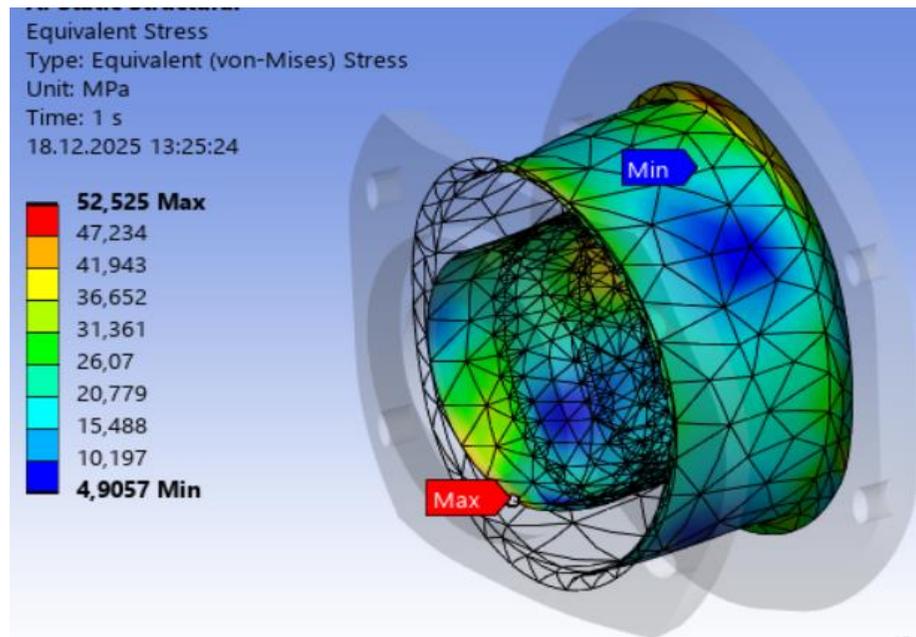
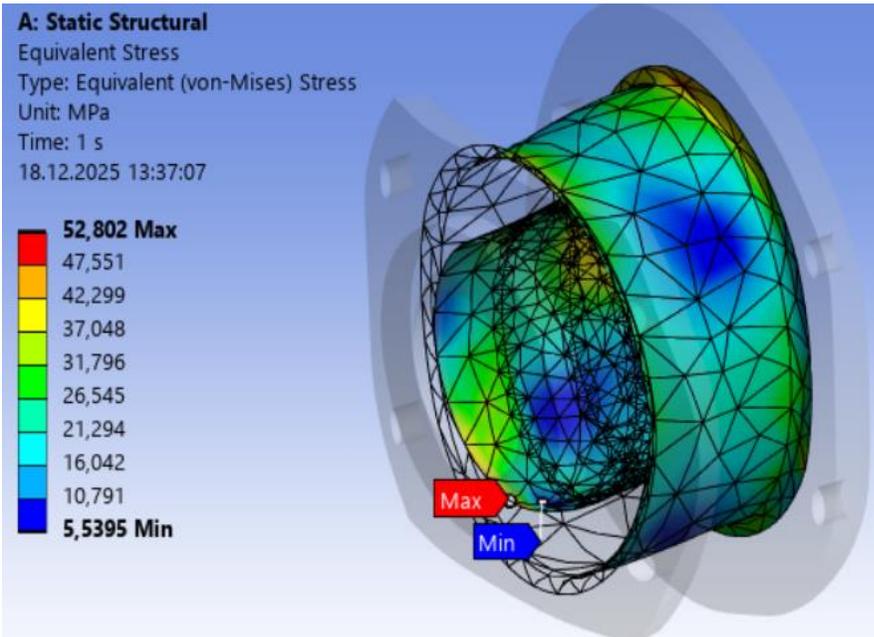
Оптимальні геометричні параметри деталі отримані в Ansys Optimization

Name	P2 - S (mm)	P3 - R_zaokr (mm)	P6 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P7 - Directional Deformation Minimum (mm)		P8 - Directional Deformation Maximum (mm)	
			Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
Candidate Point 1	14,977	4,0102	★ 52,647	-0,19%	★★ -0,0065305	-0,06%	⇒ 0,012899	0,02%
Candidate Point 2	14,985	4,0349	★ 52,686	-0,12%	★★ -0,0065273	-0,01%	⇒ 0,012899	0,01%
Candidate Point 3	14,988	4,0615	★ 52,75	0,00%	★★ -0,0065265	0,00%	⇒ 0,012897	0,00%

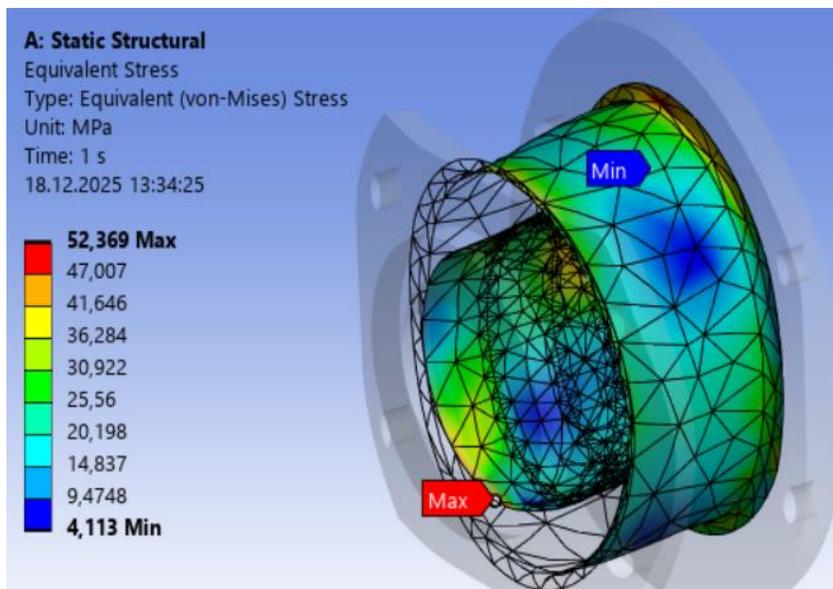
Розподіл напружень по посадковій поверхні деталі оптимізованої геометрії

Алюмінієві сплави

Конструкційні сталі

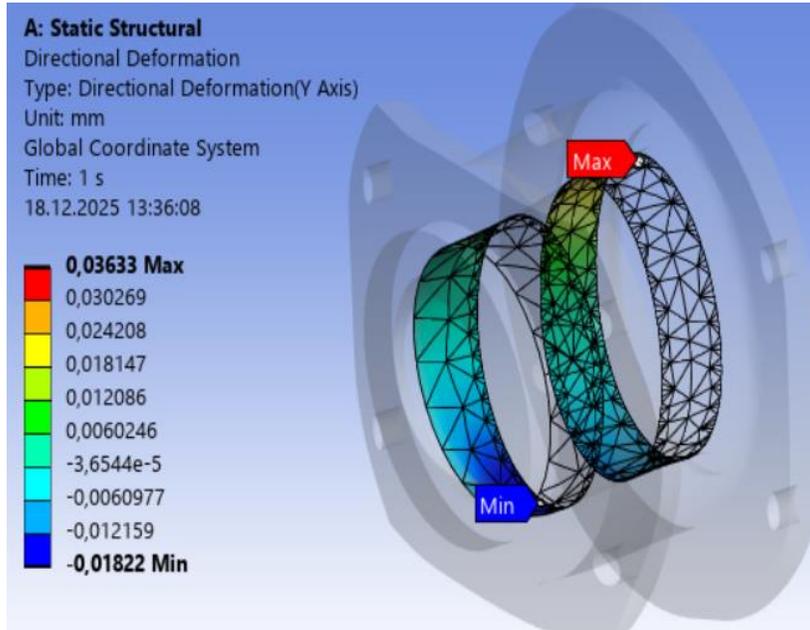


Чавуни

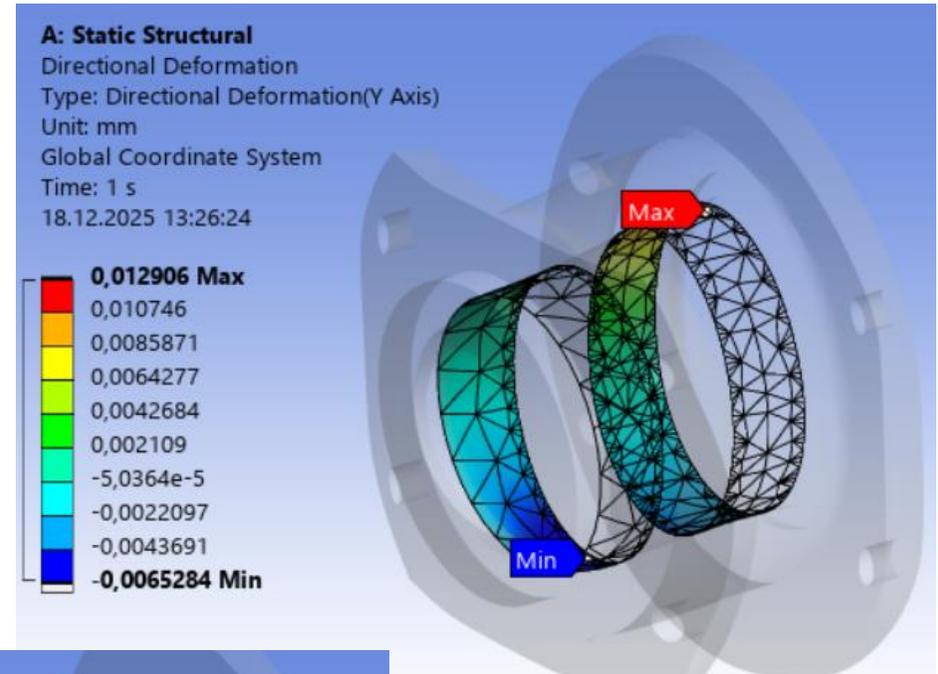


Розподіл деформацій посадкової поверхні деталі оптимізованої конструкції

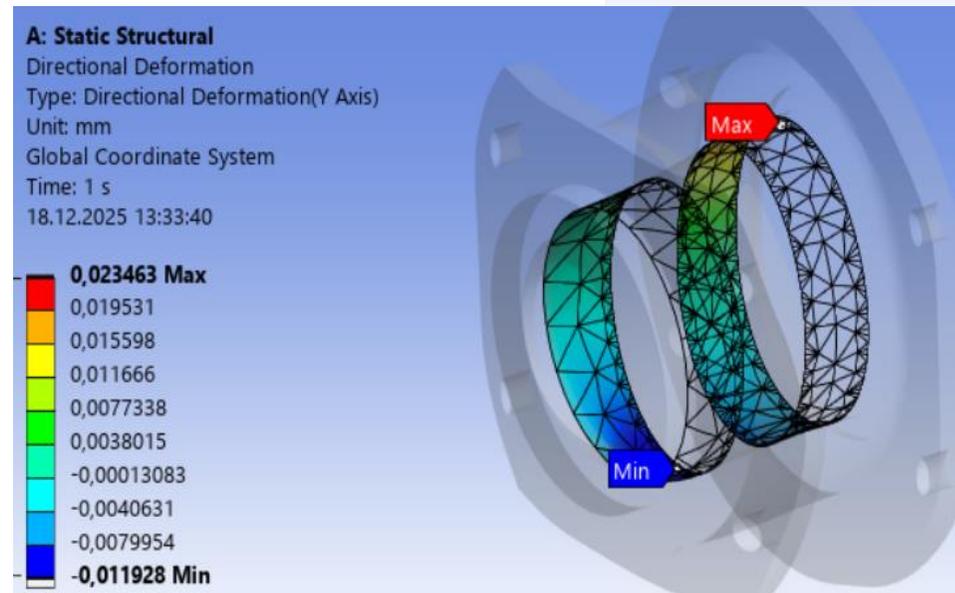
Алюмінієвий сплав



Конструкційна сталь



Чавуни



Зведені результати розрахунку параметрів втомної міцності

Матеріал	Поверхня	K_f	$\sigma_{a,eff}$, МПа	Σ_G	n_f
Сталь 45	литво	1.70	64.3	0.256	3.9
Сталь 45	поковка	1.70	50.5	0.211	4.7
Al 6061-T6	литво	1.60	60.5	0.875	1.14
Al 6061-T6	поковка	1.60	47.5	0.722	1.38
Al 7075-T6	литво	1.60	60.5	0.509	1.96
Al 7075-T6	поковка	1.60	47.5	0.423	2.36
EN-GJL-150	литво	1.65	62.4	1.43	0.70
EN-GJL-150	поковка	1.65	46.5	1.07	0.93

Кількість циклів до втомного руйнування для оптимізованої конструкції деталі

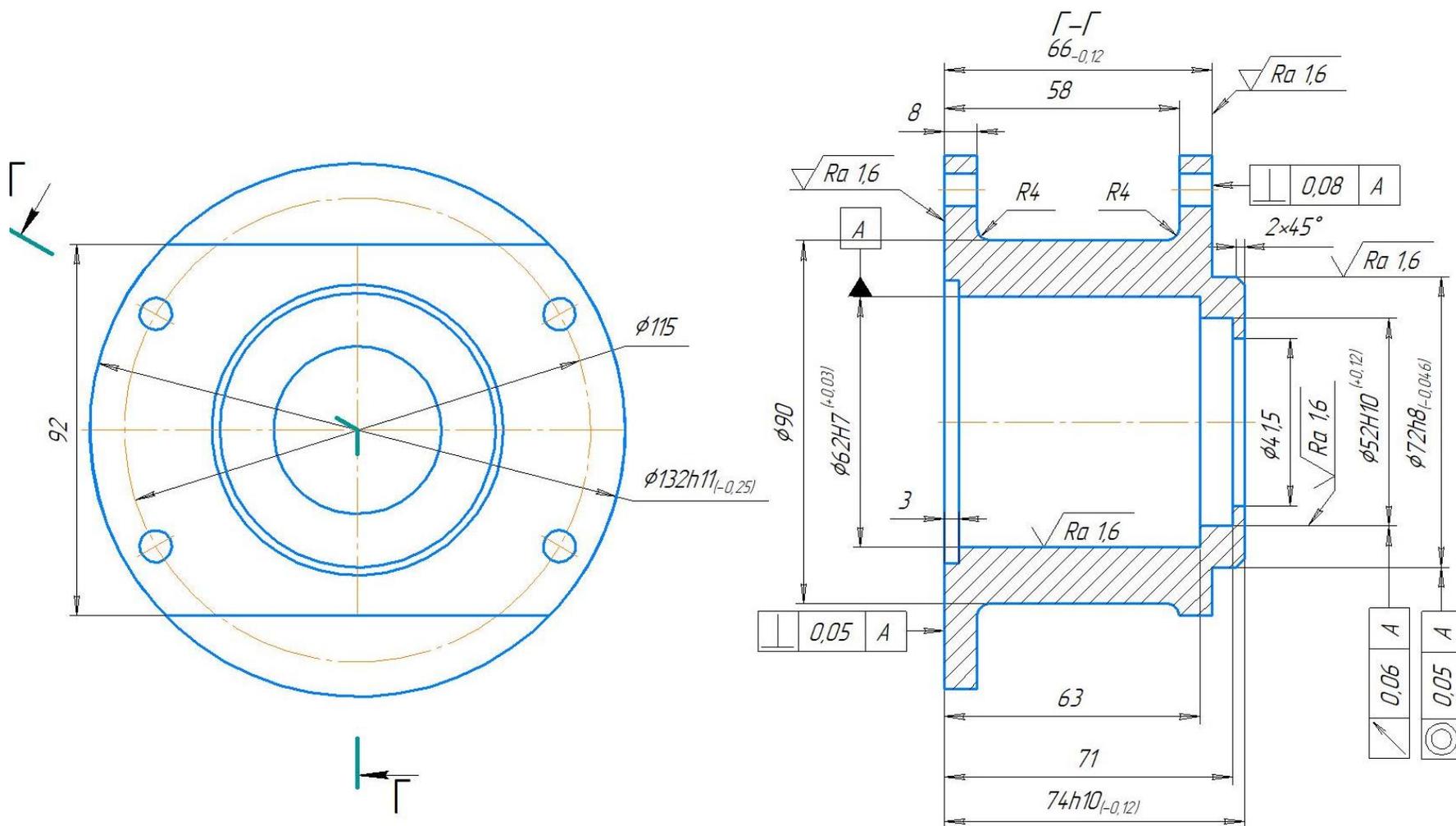
Матеріал	Поверхня	$\sigma_{a,eff}$, МПа	N_f , циклів	Еквівалент, років при частоті обертання 1000 об/хв
Сталь 45	литво	34,45	$9,38 \cdot 10^{17}$	$1,78 \cdot 10^9$
Сталь 45	поковка	27,06	$1,92 \cdot 10^{19}$	$3,65 \cdot 10^{10}$
Al 6061-T6	литво	34,16	$5,13 \cdot 10^{13}$	$9,76 \cdot 10^4$
Al 6061-T6	поковка	26,84	$7,48 \cdot 10^{14}$	$1,42 \cdot 10^6$
Al 7075-T6	литво	33,30	$1,75 \cdot 10^{16}$	$3,33 \cdot 10^7$
Al 7075-T6	поковка	26,16	$2,55 \cdot 10^{17}$	$4,86 \cdot 10^8$

Значення максимальних деформацій посадкового місця в напрямку навантаження

Конструкція деталі	Максимальна деформація посадкового місця u_{max} , мм		Мінімальна (за напрямом) деформація посадкового місця u_{max} , мм	
	Алюмінієвий сплав	Конструкційна сталь	Алюмінієвий сплав	Конструкційна сталь
Оптимізована конструкція деталі	0,036	0,013	-0,018	-0,006

З урахуванням вимог працездатності та втомної міцності в якості матеріалу деталі слід обрати конструкційну сталь типу сталь 45/сталь 45Л. З урахуванням матеріалу деталі, її форми та серійності, підходять наступні способи отримання заготовки: прокатні заготовки, кування, штампування, лиття в кокіль, пресування. З можливих способів отримання заготовок, враховуючи топологію та очікувану ефективність виготовлення, обираємо лиття в піщано-глинисті форми або лиття в холоднотвердіючі форми.

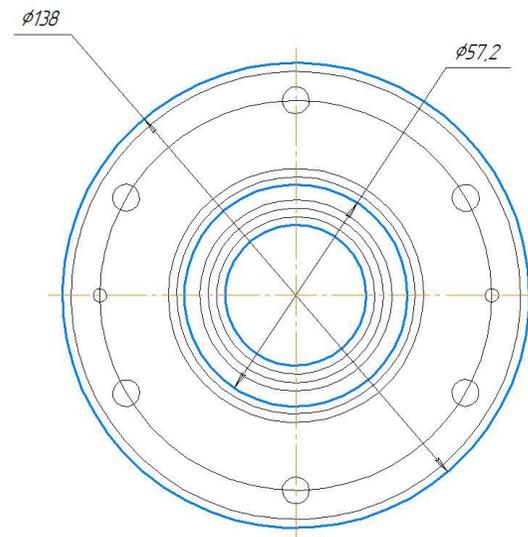
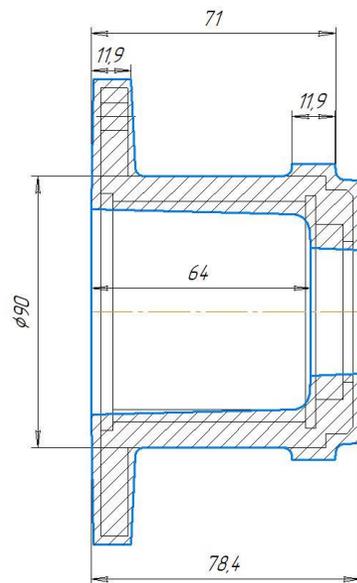
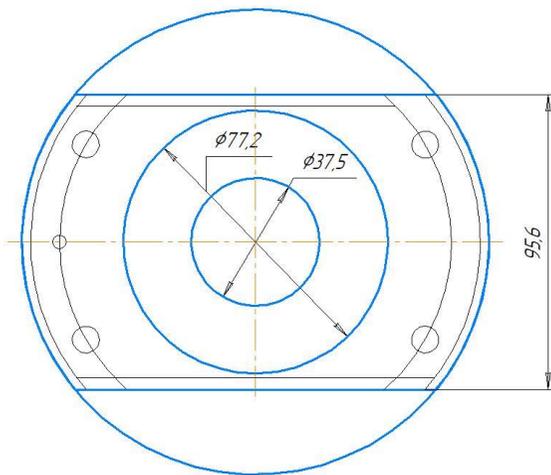
Оптимізована конструкція деталі «Корпус підшипника»



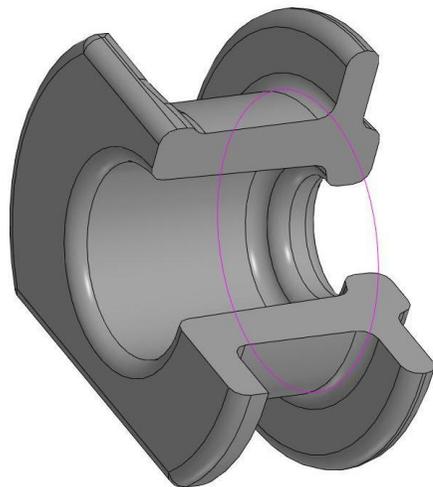
Пропонований матеріал деталі – Сталь 45Л

Товщина стінки – 14 мм

Радіус заокруглень – 4 мм



Об'ємна модель заготовки деталі "Корпус підшипника"

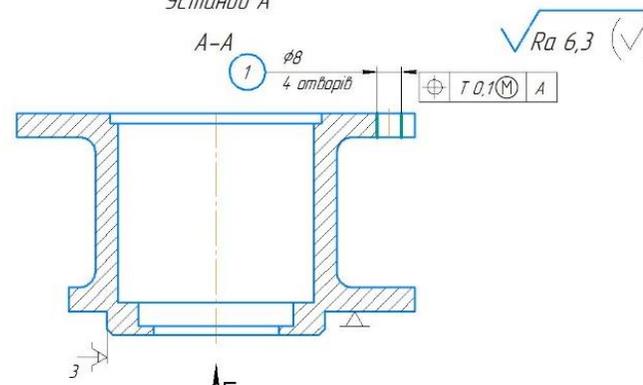
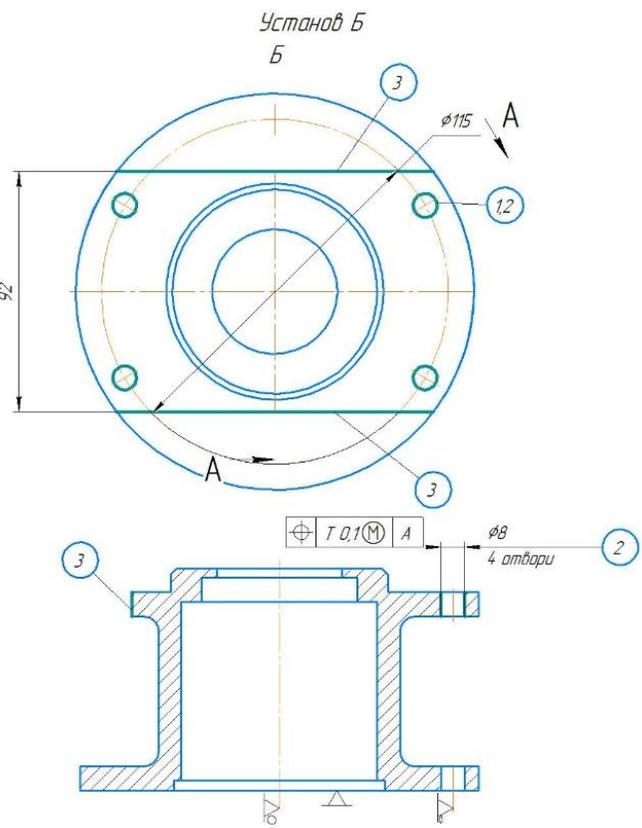


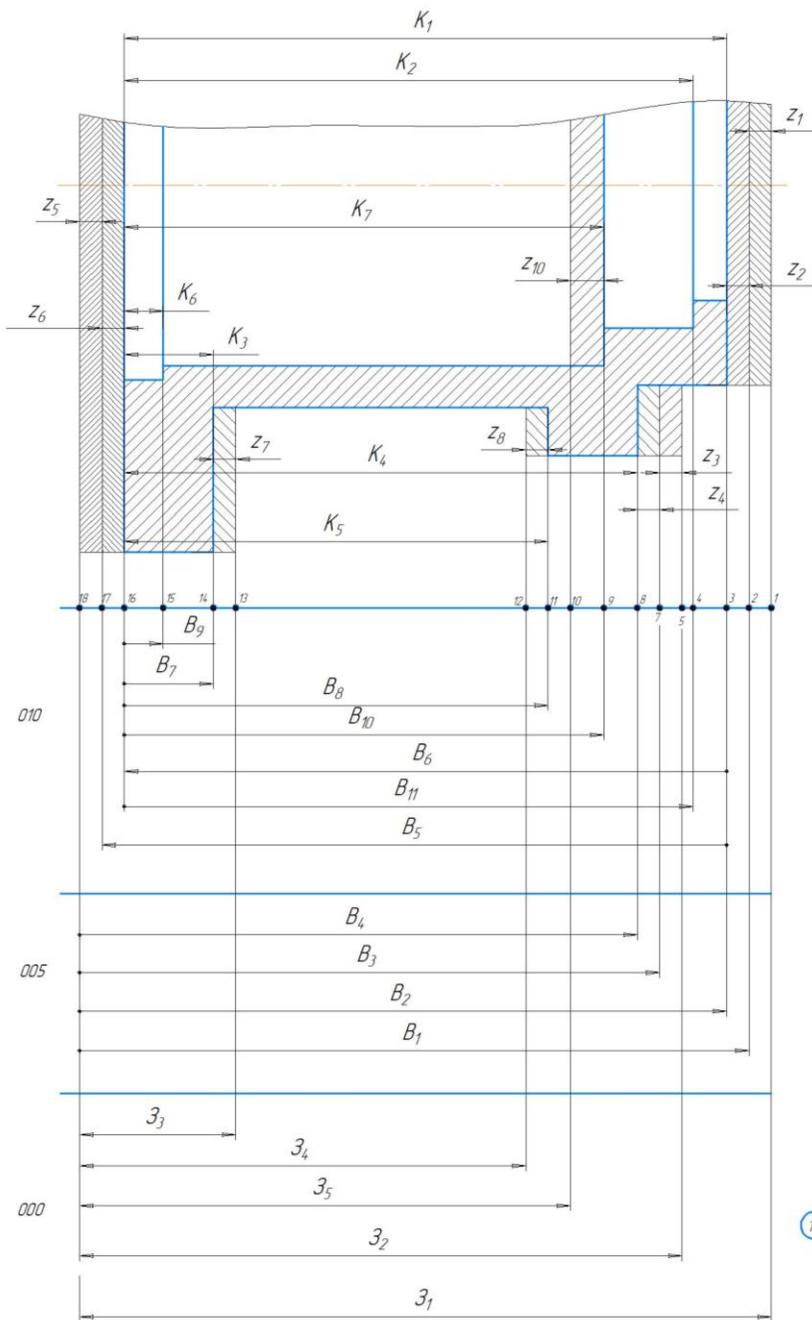
1. 100...120HB
2. Точність вилитка 7-5-6-7 ГОСТ 26645-85
3. Маса 2,7-0,8-0,2-3,7 ГОСТ 26645-85
4. Невказані радіуси заокруглень R4...5 мм
5. Невказані ливарні нахили 1.3°
6. Зміщення по площині роз'єму не більше 0,64 мм

				08-26.БДР.005.00.002				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Корпус підшипника (лиття в ПГФ)	Лит	Маса	Масштаб
Разроб.	Кучар Д.А.			01.02.25			2,7	1:1
Проб.	Сабунжк В.В.			02.02.25				
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.	Сердюк О.В.			02.02.25	Сталь 45Л ГОСТ 977-88	ВНТУ, гр.ПМ-24м		
Утв.	Козлов Л.			02.02.25				

Маршрут механічної обробки деталі «Корпус підшипника»

№ оп-ї	Операції і переходи	Ескіз та схеми установки	Тип обладнання
005	<p style="text-align: center;"><i>Токарна ЧПК</i></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Встановити і закріпити заготовку 2. Точити по контуру пов. 1, 2, 3 попередньо 3. Точити по контуру пов. 3 попередньо, пов. 1, 2 остаточно. 4. Точити пов. 3 попередньо 5. Точити пов. 3 остаточно 6. Точити пов. 4 однократно 7. Зняти деталь 		<p>Токарно-револьверний верстат з ЧПК 1В340Ф3</p>
010	<p style="text-align: center;"><i>Токарна ЧПК</i></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Встановити і закріпити заготовку 2. Точити пов. 1 попередньо, пов. 2 попередньо. 3. Точити пов. 1 остаточно, пов. 2 остаточно 4. Точити по контуру пов. 6, 8 попередньо, пов. 3, 7, 9, 10 однократно 5. Точити по контуру пов. 6, 8 попередньо 6. Точити по контуру пов. 6 попередньо, пов. 8 остаточно 7. Точити пов. 6 остаточно 8. Точити пов. 11 однократно 9. Зняти деталь 		<p>Токарно-револьверний верстат з ЧПК 1В340Ф3</p>

№ оп-ї	Операції і переходи	Ескіз та схеми установки	Тип обладнання
015	<p>Вертикально-фрезерна з ЧПК Установ А</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Встановити і закріпити заготовку 2. Центрувати 4 отв. 1 однократно. 3. Свердлити 4 отв. 1 однократно 4. Зняти деталь <p>Установ Б</p> <ol style="list-style-type: none"> 5. Встановити і закріпити заготовку 6. Центрувати 4 отв. 2 однократно. 7. Свердлити 4 отв. 2 однократно. 8. Фрезерувати 2 поверхні 3 однократно. 9. Зняти деталь 	<p>Установ А</p>  <p>Установ Б</p> 	Вертикально-фрезерний верстат з ЧПК 6Р13РФ2



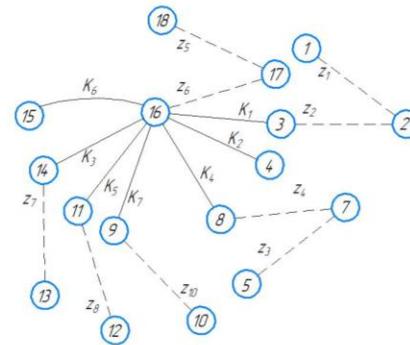
Міжопераційні технологічні розміри

Розмір	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇	B ₈	B ₉	B ₁₀	B ₁₁
MAX	76,17	75,42	68,08	67,4	74,54	74	8	58	3	63	71
MIN	75,82	75,14	67,8	67,14	74,4	73,9	7,64	57,38	2,7	62,38	70,9

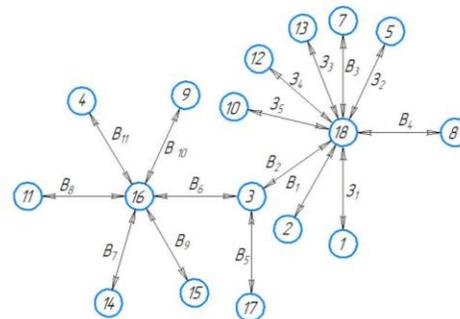
Припуски на обробку та розміри заготовок

Припуск	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₁₀	z ₁	z ₂	z ₃	z ₄	z ₅
MAX	2,85	1,03	2,78	0,94	0,88	0,56	2,94	2	1	78,67	70,58	11,72	59,12	64,12
MIN	0,6	0,6	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	76,77	68,68	10,12	57,52	63,52

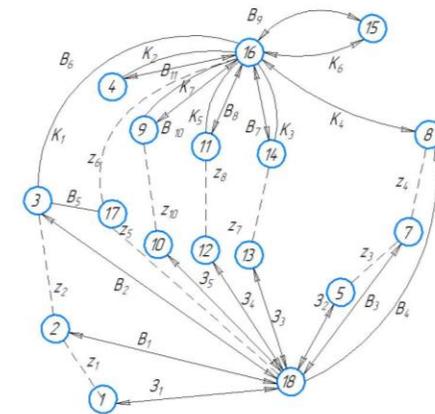
Вихідний граф-дерево

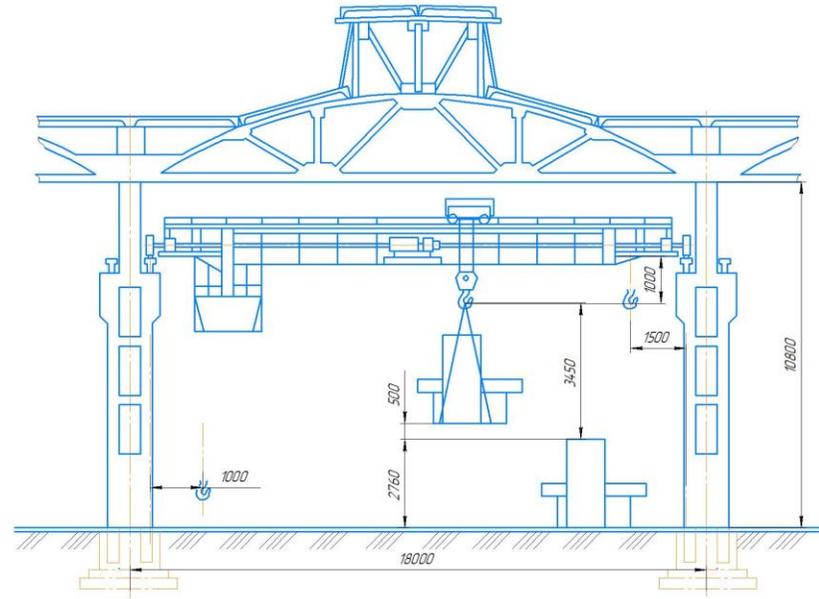
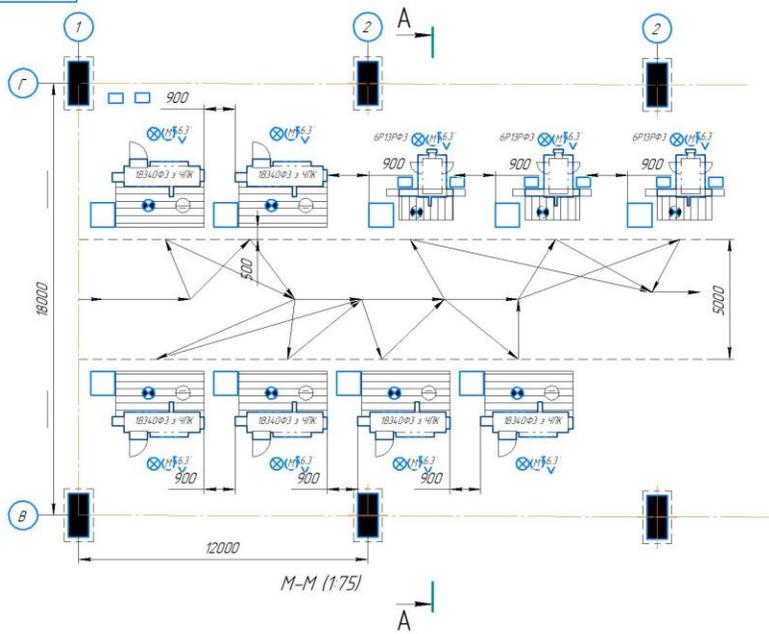


Похідний граф-дерево



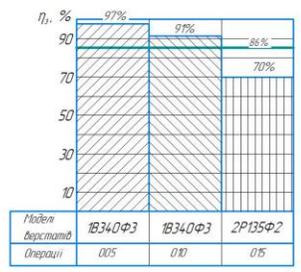
Сумщений граф-дерево



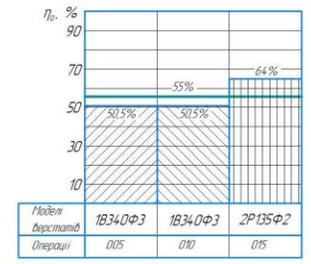


Елементи розрахованої ділянки

Графік завантаження обладнання



Графік завантаження обладнання за основним часом



Технічна характеристика ділянки

- Площа ділянки (м²) виробнича - 200м²
- Кількість основних працівників (верстатників) - 11 чол.
допоміжного персоналу - 3 чол.
ІТР - 2 чол.
слуховодців - 1 чол.
МОП - 1 чол.
- Сумарна кількість верстатів - 9 шт.

				08-64.МКР.009.00.300		
Місц.	Лист	№ докум.	Лист	Лист	Лист	Лист
Ділянка механічної обробки деталей типу "картун підшипника"				Лист	Лист	Лист
Вироб.	Картун Д.В.	01.01.01				
Проект.	Сабуров В.В.	01.01.01				
Ілюстр.						
Інженер.	Савченко О.В.	01.01.01				
Мет.	Козлов Л.Г.	01.01.01				
				ВНТУ, гр. 1ПМ-24М		
				Формат А1		

Лист 1 з 1
Лист 2 з 2
Лист 3 з 3
Лист 4 з 4
Лист 5 з 5
Лист 6 з 6
Лист 7 з 7
Лист 8 з 8
Лист 9 з 9
Лист 10 з 10
Лист 11 з 11
Лист 12 з 12
Лист 13 з 13
Лист 14 з 14
Лист 15 з 15
Лист 16 з 16
Лист 17 з 17
Лист 18 з 18
Лист 19 з 19
Лист 20 з 20
Лист 21 з 21
Лист 22 з 22
Лист 23 з 23
Лист 24 з 24
Лист 25 з 25
Лист 26 з 26
Лист 27 з 27
Лист 28 з 28
Лист 29 з 29
Лист 30 з 30
Лист 31 з 31
Лист 32 з 32
Лист 33 з 33
Лист 34 з 34
Лист 35 з 35
Лист 36 з 36
Лист 37 з 37
Лист 38 з 38
Лист 39 з 39
Лист 40 з 40
Лист 41 з 41
Лист 42 з 42
Лист 43 з 43
Лист 44 з 44
Лист 45 з 45
Лист 46 з 46
Лист 47 з 47
Лист 48 з 48
Лист 49 з 49
Лист 50 з 50
Лист 51 з 51
Лист 52 з 52
Лист 53 з 53
Лист 54 з 54
Лист 55 з 55
Лист 56 з 56
Лист 57 з 57
Лист 58 з 58
Лист 59 з 59
Лист 60 з 60
Лист 61 з 61
Лист 62 з 62
Лист 63 з 63
Лист 64 з 64
Лист 65 з 65
Лист 66 з 66
Лист 67 з 67
Лист 68 з 68
Лист 69 з 69
Лист 70 з 70
Лист 71 з 71
Лист 72 з 72
Лист 73 з 73
Лист 74 з 74
Лист 75 з 75
Лист 76 з 76
Лист 77 з 77
Лист 78 з 78
Лист 79 з 79
Лист 80 з 80
Лист 81 з 81
Лист 82 з 82
Лист 83 з 83
Лист 84 з 84
Лист 85 з 85
Лист 86 з 86
Лист 87 з 87
Лист 88 з 88
Лист 89 з 89
Лист 90 з 90
Лист 91 з 91
Лист 92 з 92
Лист 93 з 93
Лист 94 з 94
Лист 95 з 95
Лист 96 з 96
Лист 97 з 97
Лист 98 з 98
Лист 99 з 99
Лист 100 з 100

ВИСНОВКИ

У ході аналізу умов роботи деталі «Корпус підшипника» встановлено, що вона працює в умовах місцевого циклічного навантаження з коефіцієнтом асиметрії циклу $R = 0$ при частоті обертання вала $n = 1000$ об/хв. За таких умов річна кількість циклів навантаження становить $5,26 \cdot 10^8$, а необхідний ресурс для мінімального терміну служби 5 років – не менше $2,63 \cdot 10^9$ циклів, що відповідає області багатоциклової втоми.

За результатами чисельного аналізу напружено-деформованого стану встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в базовій конструкції корпусу не перевищують 83 МПа, що значно нижче допустимих напружень для всіх розглянутих конструкційних сталей, чавунів та алюмінієвих сплавів при коефіцієнті запасу $n = 1,5$. Таким чином, критерій статичної міцності для деталі не є визначальним.

Визначено, що ключовим фактором працездатності «Корпусу підшипника» є жорсткість посадкової поверхні $\varnothing 62H7$. Гранично допустима деформація цієї поверхні, прийнята на рівні 0,015 мм (50 % від допуску H7), не перевищується для оптимізованої геометрії деталі. Для досягнення вказаної вимоги було прийнято рішення про зміну матеріалу деталі на сталь 45, при цьому максимальні переміщення в зоні посадкового отвору за результатами FEM-аналізу для конструкційних сталей становлять 0,006–0,014 мм, що забезпечує стабільну роботу підшипникового вузла.

Параметричний аналіз геометрії корпусу, виконаний у середовищі ANSYS Workbench з використанням планування чисельного експерименту, показав істотний вплив радіусів галтелей та товщини стінки на рівень напружень. Оптимізація геометрії дозволила знизити максимальні еквівалентні напруження в критичній зоні до 52-54 МПа з 83 МПа, тобто більш ніж у 2 рази порівняно з базовою конструкцією.

За результатами оптимізації прийнято раціональні геометричні параметри деталі: радіус перехідних галтелей 5 мм (змінено на 6 мм під час проектування заготовки), товщина стінки – 14 мм. Такі параметри забезпечують зменшення концентрації напружень і підвищення рівномірності їх розподілу в масиві корпусу.

Розроблені маршрути механічної обробки деталі «Корпус підшипника» дозволяють отримати необхідну точність посадкового отвору $\varnothing 62H7$ з використанням типового універсального обладнання. Нормування часу показало можливість забезпечення виробничої програми $N = 18000$ деталей на рік без перевантаження обладнання та персоналу.

Розрахунок параметрів дільниці механічної обробки показав, що прийнята структура обладнання, чисельність персоналу та виробничі площі є достатніми для виконання заданої програми випуску з резервом по завантаженню, що створює передумови для розширення номенклатури оброблюваних деталей. Для виконання приведеної програми необхідно 9 верстатів та 11 основних працівників.

В економічному розділі встановлено, що основними складовими собівартості виготовлення деталі «Корпус підшипника» є витрати машинного часу та матеріалу. Проведені розрахунки підтвердили економічну доцільність організації дільниці механічної обробки за умови серійного виробництва з програмою 18000 шт/рік та вказали, що термін окупності становитиме менше 1 року.

ДЯКУЮ ЗА УВАГУ!