

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра конструкції авіаційних двигунів

Пояснювальна записка до дипломної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему *Розробка та дослідження гідростатичних підшипників до паливного насосу ГТД (робочий процес)*

«ХАІ.203.262м.200.134._____»

Виконав: студент 6 курсу, групи 262м
Спеціальність 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка»
(шифр і назва напрямку підготовки,
спеціальності)

Освітня програма Авіаційні двигуни та енергетичні установки
(найменування)

Тристан С.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Керівник: Білогуб О.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Рецензент: Литвяк О.М.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Харків –2020

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ
(ПОВНЕ НАЙМЕНУВАННЯ)

Кафедра конструкції авіаційних двигунів
(ПОВНЕ НАЙМЕНУВАННЯ)

Рівень вищої освіти ДРУГИЙ (МАГІСТЕРСЬКИЙ)

Спеціальність 134 АВІАЦІЙНА-ТА РАКЕТНО-КОСМІЧНА ТЕХНІКА
(КОД ТА НАЙМЕНУВАННЯ)

Освітня програма АВІАЦІЙНІ ДВИГУНИ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ
(НАЙМЕНУВАННЯ)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, д. т. н., професор

_____ Спіфанов С. В.

“ _____ ” _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

_____ (ПРИЗВИЩЕ, ІМ'Я, ПО БАТЬКОВІ)

1. Тема кваліфікаційної роботи Розробка та дослідження гідростатичних підшипників до паливного насосу ГТД (робочий процес)

керівник кваліфікаційної роботи Білогуб Олександр Віталійович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету № _____ від “ _____ ” _____ 20__ року

2. Термін подання студентом кваліфікаційної роботи _____

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати)

5. Перелік графічного матеріалу _____

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Нормоконтроль _____ «___» _____ 20__ р.
(підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			

Студент

_____ (підпис)

Тристан С.О.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

_____ (підпис)

Білогуб О.В.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи магістра містить: 61 стор., 16 табл., 67 рис., 7 джерел. Дипломний проект магістра присвячений актуальній темі проектуванню шестеренного насосу на гідродинамічних підшипниках ковзання.

У теоретичному було приведено загальні теоретичні данні о шестеренних насосах їх переваги і недоліки. Також продемонстровані основні фізичні характеристики робочої рідини.

У другому розділі приведені основні цілі та задачі які стояли при виробництві цієї дипломної роботи. Також є початкові данні шестеренного колеса від котрого відштовхувалися для подальшого проектування.

У розділі «Розрахунок підшипників ковзання» приведені основні теоретичні данні пов'язанні з проектуванням і розрахунком підшипників ковзання, та показана математична модель якою користувалися під час роботи. Далі продемонстровані розрахунки циліндричного типу підшипника який проектувався під початкову шестерню. Виявленні взаємо залежності та зроблено вибір іншої конструкції підшипника для подальшої роботи, після проведених розрахунків обрана геометрія цапфи шестерні та для неї перераховано підшипники. Для них зроблені епюри тиску при різних обертах для розрахунку у конструктивній частині.

У Розділі конструкція приведені основні вузли які входять у робочу зборку насоса також приведені розрахунки на міцність пелюстки підшипника, перевірено працездатність втулки диференційного піджиму, розрахунок ресори, спроектована система уникнення запирання рідини у між зубному просторі (розвантажувальні канавки).

Випускна робота магістра виконана за допомогою електронно обчислювальної техніки. При виконанні використовувались розрахунковий модуль Hydrodynamic Bearing програми COMSOL Multiphysics та SOLIDWORKS Flow Simulation. При оформленні графічної частини використовувався графічний пакет SOLIDWORKS, версія 17.1. При оформленні розрахунково-пояснювальної записки використовувались програмні продукти Microsoft Office Word, Microsoft Office Excel, та прикладні програми операційної системи Microsoft Windows 10.

ШЕСТЕРЕННИЙ НАСОС, ПРОДУКТИВНІСТЬ , ГІДРОДИНАМІЧНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДШИПНИКА, ПЕЛЮСТКОВИЙ ПІДШИПНИК, РЕДУЦІЙНИЙ КЛАПАН.

Зміст

РЕФЕРАТ.....	4
ВСТУП.....	6
1 Цілі та початкові дані.....	7
1.1 Опис та проблематика.....	7
1.2 Початкові дані.....	7
2 Теоретичні дані.....	9
2.1 Загальна характеристика шестеренних насосів.....	9
2.2 Пристрій і принцип роботи.....	10
2.3 Конструктивні схеми шестеренних насосів.....	11
2.4 Основні елементи насосів.....	12
2.5. Забезпечення напору.....	13
2.6 Фізичні характеристики робочої рідини.....	15
3 Розрахунок підшипників ковзання.....	19
3.1 Теоретичні дані.....	19
3.2 Визначення впливу радіального зазору на працездатність підшипника.....	21
3.2 Порівняння різних конструкцій підшипників ковзання.....	25
3.3 Розрахунок розмірів шестерневої пари з урахуванням нового робочого діапазону частот обертання.....	33
3.4 Дослідження працездатності підшипника з новим навантаженням і оптимізація розмірів підшипника (довжини).....	34
3.5 Елюра тиску.....	36
4 Конструкція.....	39
4.1 Корпус.....	39
4.2 Втулки диференціального піджиму.....	42
4.3 Підшипник ковзання.....	43
Розрахунок на міцність.....	44
Висновки.....	46
4.4 Привідна ресора.....	47
4.5 Втулка з канавками для усунення запирання рідини.....	48
4.5 Шестерня.....	49
4.6 Клапан переливний.....	50
4.7 Вхідний штуцер.....	54
4.8 Кришка.....	55
4.9 Насос у зборі.....	57
Висновки.....	60
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	61

ВСТУП

Однією з основних систем Авіаційного двигуна і літака є система постачання паливом а саме паливна система. В її завдання входить безліч функцій, крім звичайних, таких як забезпечення роботи двигуна на розрахункових режимах і висотах, до можливості аварійного зливу а так же підзарядки в польоті. Крім перерахованого вище ще більшу роль відіграє паливна система в охолодженні масляної система, виконуючи відбір теплоти через ПМА. Для того ж щоб двигун функціонував в системі повинні знаходитися насоси великої продуктивності і напору. У паливних системах в основному використовуються плунжерні, шестеренні, відцентрові насоси. Так само як підкачуючими преднасосами використовують шнекові рішення та відцентрові агрегати із їх у порівнянні малих характеристиках. Найчастіше в навантажених лініях де потрібна високий тиск і витрата встановлюють плунжерний насос. Його плюси не скриті, це можливість регулювання витрати, малий відносний розмір, а так само велика продуктивність, але є і ряд недоліків. Такі як складність конструкції агрегату та, як наслідок, його дорожнеча. На противагу плунжерним рішенням є шестеренні насоси, чия простота і надійність покривала мінуси які вони мали, з лишком. До недоліків варто віднести їх розміри.

Основним фактором що впливає на великі розміри шестеренного насоса являється застосування підшипників кочення так як саме шестерні підлаштовують під розмір підшипника намагаючись знайти баланс зусиль на валу і тих зусиль які підшипник може витримати. Але праця над удосконаленням конструкцій продовжувалася.

В цей час шестеренні насоси отримують велике розповсюдження завдяки своїй простоті і надійності, на відміну від інших більш складних конструкцій. Але діаметральні розміри завеликі. Одним с шляхів розвитку системи шестеренного насосу є перехід на підшипники ковзання. Над такими системами вже давно міркували , ще у 60х роках 20го століття були конструкції низько напірних шестеренних насосів на підшипниках ковзання. Але для авіаційних агрегатів ще було недостатньо вантажопідйомності підшипників. Тому роботи продовжувалися. Значні досягнення отримали інженере на підприємстві ФЄД та до цього часу вони проектують та удосконалюють системи на підшипниках ковзання. Такі системи є як і для двигунів Д18Т.

1 ЦІЛІ ТА ПОЧАТКОВІ ДАННІ

1.1 Опис та проблематика

Основним питанням що розглядаються в даній роботі є проектування шестеренного насоса відштовхуючись від заданих параметрів шестерні. Також розглядаються питання поліпшення роботи насоса.

Як опори ,використовуються гідро-динамічних підшипники ковзання як альтернатива підшипникам кочення. Дослідуюмо потрібні варіанти конструкції опор, їх розміри . Розраховуємо альтернативну конструкцію насосу під підшипники ковзання. Головними вимогами є достатній прошарок рідини для формування гідродинамічного підйому , та мінімально можливі габарити агрегату.

Насос призначений для паливної системи двигуні Д18, передача потужності через коробку приводів.

1.2 Початкові данні

Початковою точкою дослідження стала реальна шестерня с заданими геометричними розмірами та також відомою ступню підвищення тиску . В якості робочої рідини використовуємо керосин ТС-1 , воно потрапляє у насос після ПМО тому має близько 353(К).

Основні геометричні розміри приведені на Рисунку 1.1. та Таблиця 1.1;

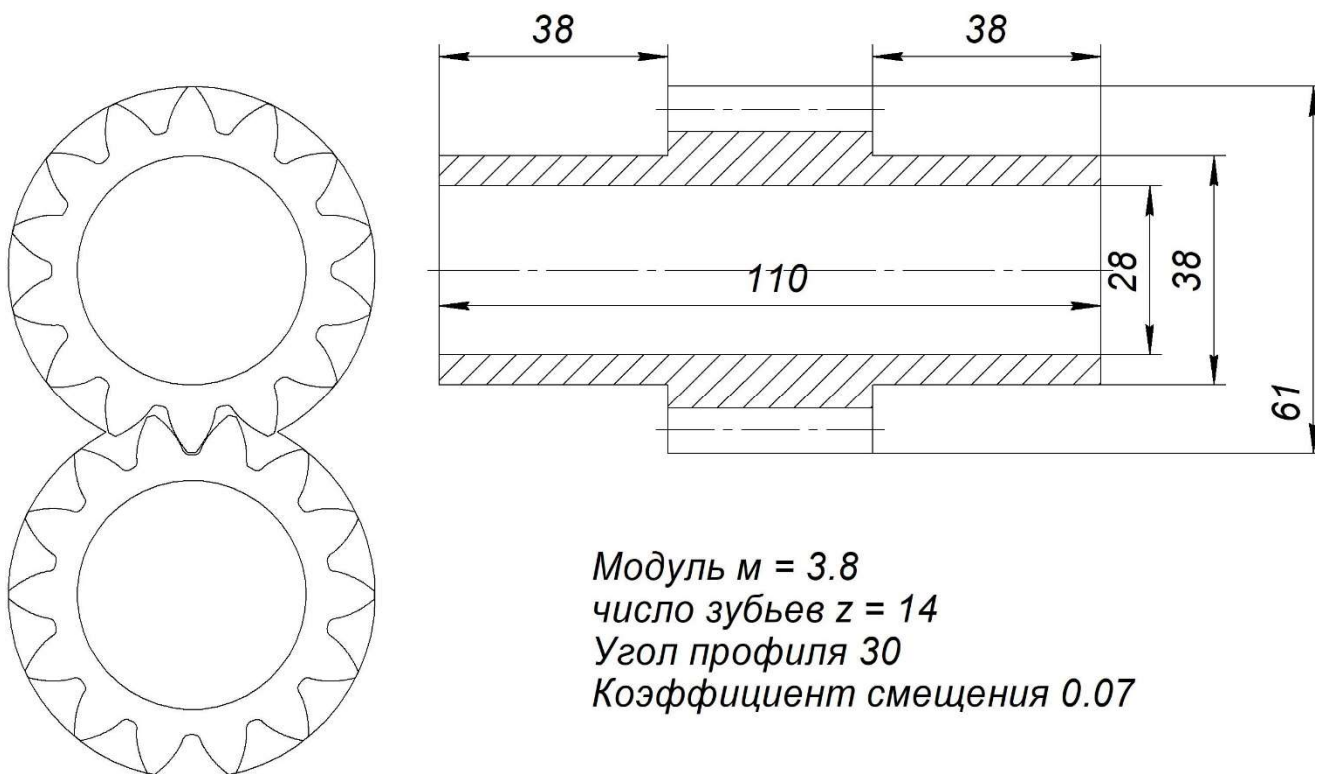


Рисунок 1.1– Початкові данні

Таблиця 1.1 Вхідні данні вала-шестерні

Наіменування	Позначення	Значення
Кількість зубів	z	14
Кут профілю вихідного контуру	F_i (град)	30
Модуль зубів	M (мм)	3,8
Ділильний діаметр	D (мм)	53,2
Діаметр западин зубів	D_d (мм)	43,7
Діаметр вершин зубів	D_a (мм)	60,8
Діаметр основного кола	D_b (мм)	46,072
Товщина зуба по ділильному колу	S (мм)	6,159
Підвищення тиску на ступені	D_p (МПа)	10
Температура рідини	T (К)	363

Попередній розрахунок насоса приведено на Трблиці 1.2 з шестернею зазначеної на Рисунку 1.1

Таблиця 1.2 Результати розрахунку показників

Q_{id} (m^3/c)	η_{ob}	b (м)	K	ΔP (МПа)	η_h	N_h (Вт)	P_b (Н)	M (Н/м)	P_m (Н)	n ($\frac{об}{хв}$)
0.00273	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	24859,17	12842,48	80,657	1750,667	3300
0.002978	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	30391,83	12842,48	80,657	1750,667	3600
0.003227	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	32924,48	12842,48	80,657	1750,667	3900
0.003475	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	35457,13	12842,48	80,657	1750,667	4200
0.003723	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	37989,78	12842,48	80,657	1750,667	4500
0.003971	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	40522,44	12842,48	80,657	1750,667	4800
0.004219	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	43055,09	12842,48	80,657	1750,667	5100
0.004468	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	45587,74	12842,48	80,657	1750,667	5400
0.004716	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	48120,39	12842,48	80,657	1750,667	5700
0.004964	0.8	0.034	1.15	10^7	0.784	50653,04	12842,48	80,657	1750,667	6000

Продуктивність яка задана вище враховує близько 30% запасу.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДАННІ

2.1 Загальна характеристика шестеренних насосів

Насоси - найбільш поширені агрегати авіаційних силових установок. Їх призначення - перетворення механічної енергії що підводиться до насоса в енергію потоку що перекачується рідини, яка виявляється в тиску і швидкості.

У силових установках насоси виконують різні функції: подають паливо для роботи двигуна, робочу рідину для приводів різних механізмів, які обслуговують двигун, силову установку, літальний апарат і т.д., прокачують масло для змащування поверхонь і відводу тепла від нагрітих деталей.

В авіації застосовують насоси об'ємного типу і лопаткові (динамічні).

Робота об'ємних насосів заснована на принципі періодичного зміни робочого об'єму їх насосних (качають) елементів. При збільшенні робочого об'єму відбувається заповнення його рідиною у всмоктуючої магістралі, при зменшенні - витіснення рідини в видаткову магістраль.

Кожен гойдає елемент об'ємного насоса за один цикл витіснює строго певний обсяг рідини, постійний для даного насоса і режиму його роботи.

Тиск за насосом визначається гідравлічним супротивом магістралей і агрегатів, розташованих за насосом. Цьому об'ємний насос теоретично може створювати необмежено високі тиску. Насправді створюване об'ємним насосом тиск обмежується міцністю і жорсткістю деталей насоса і ступенем ущільнення його качаючого вузла.

За характером руху качаючого елемента, шестеренний насос (рис. 2.1) можна віднести к ротаційним.

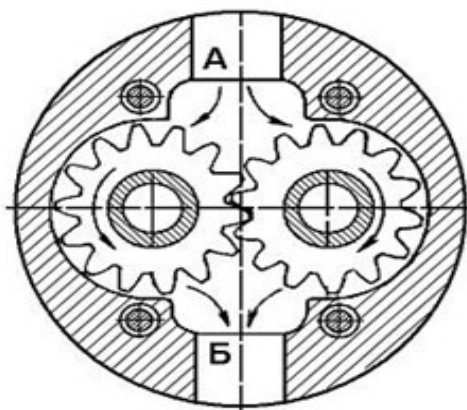


Рисунок 2.1 - Схема шестеренного насоса

Рідина в такому насосі з порожнини А переноситься в порожнину Б в міжзубовому просторі шестерень при їх обертанні. У плунжерному насосі рідина подається за допомогою зворотно-поступального руху качаючого елемента, а в ротаційному - обертального. Остання обставина дозволяє виконати ротаційний насос компактніше плунжерного, а при тих же габаритних розмірах ротаційний насос забезпечує більшу продуктивність.

Ротаційний насос працює без органів розподілу рідини на вході і виході, тоді як в Плунжерні насоси наявність їх обов'язково.

Об'ємний насос, працюючи при постійній частоті обертання і змінному перерізі на виході, забезпечує теоретично постійні витрати Q при змінному тиску p .

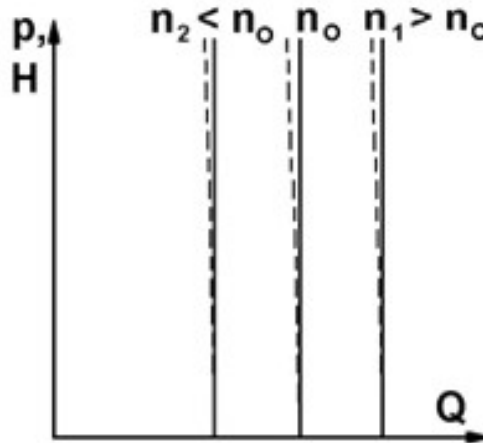


Рисунок 2.2 - Напірні характеристики шестеренного насоса

Для усіх типів насосів швидкості руху ротора обмежені вимогою відсутності кавітації, а й з цієї точки зору Лопатеві насоси можуть працювати при великих окружних швидкостях руху ротора, ніж об'ємні.

Перевага лопаткових насосів - рівномірність по часу подається ними потоку рідини, в той час як об'ємні насоси створюють пульсуючий потік.

Недолік лопаткових насосів - нездатність починати роботу без попередньої заливки рідиною, що пояснюється наявністю великих зазорів в їх качаючому вузлі.

2.2 Пристрій і принцип роботи

В даний час шестеренні насоси широко поширені.

Перевага шестеренних насосів:

- простота конструкції;
- невелика кількість обертових і тертьових деталей;
- малі габаритні розміри;
- можливість збільшення в одному агрегаті кількості секцій і ступенів;
- надійність в роботі.

Недолік шестеренних насосів - поступове збільшення зазорів в процесі експлуатації внаслідок зносу деталей качаючого вузла і зменшення продуктивності насоса.

Качаючий вузол шестеренного насоса складається з двох (іноді з трьох або чотирьох) що знаходяться в зачепленні шестерень, встановлених з мінімальними зазорами в спеціальних розточеннях (колодязях) корпусу, сполучених з порожнинами входу і виходу.

Рідина подається насосом за допомогою перенесення її в западинах шестерень з порожнини входу в порожнину виходу і витіснення в порожнині

виходу зубами однієї шестерні з западин іншого. Потрапляючи в порожнину входу, зуби виходять із западин, а в визволена обсяг западин знову надходить рідина, процес повторюється.

2.3 Конструктивні схеми шестеренних насосів

Залежно від числа секцій в одному агрегаті розрізняють насоси одно секційні та багатосекційні.

При використанні багатосекційного насоса зменшуються його габаритні розміри і маса, а також спрощується привід насоса.

Залежно від числа ступенів насоси поділяють на одноступінчасті і багатоступінчасті.

У багатоступінчатому насосі кожна попередня щабель розраховується на велику продуктивність, ніж подальша, для створення на вході в наступний щабель необхідного напору. Надлишок рідини за ступенем відводиться на вхід через редукційний клапан, відрегульований на певний тиск.

За допомогою багатоступінчастого насоса можна значно підвищити тиск, однак при цьому падає об'ємний ККД всього агрегату.

Залежно від кількості шестерень в одному качаючому вузлу розрізняють двошестерінчасті (Рисунок .2.3) і мношестерневі (частіше три шестерінчасті) насоси (Рисунок.2.3). Підшипники провідної шестерні три шестерінчастого насоса розвантажені від зусиль тиску рідини. Насос більш компактний, має меншу масу.

Залежно від форми зуба розрізняють насоси прямозубі, косо зубі і шевронними шестернями.

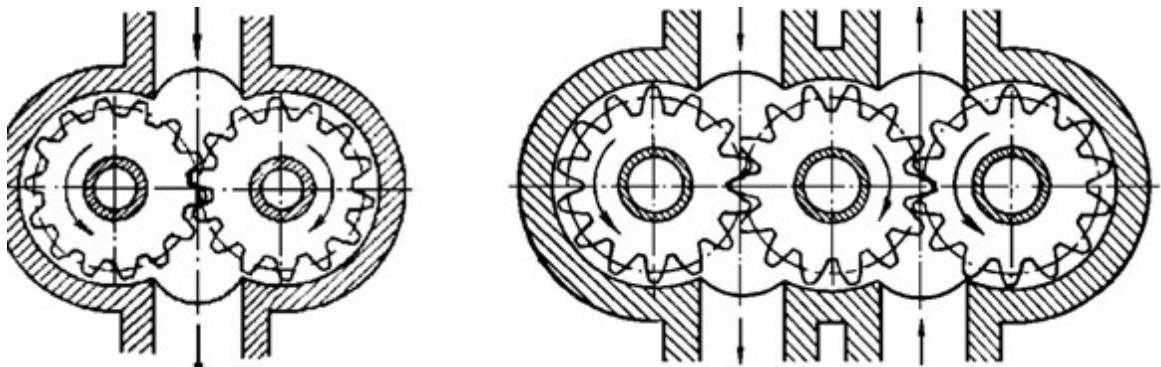


Рисунок 2.3 - Схема двух- та трьохшестерневих насосів.

Прямозубе зачеплення має недолік - при неточному виготовленні профілів спостерігаються поштовх подібний рух веденої шестерні, шум і швидкий знос робочих поверхонь, пульсації подачі.

У косо зубих і шевронних шестернях вхід в зачеплення і вихід з нього відбуваються поступово, досягається безшумна і плавна робота, відсутні пульсації і замикання рідини в западинах.

У косозубих шестернях виникають осьові зусилля, які прижимають шестерні до торців. Цей недолік усунуто в шевронних шестернях, однак останні відрізняються більш складною технологією виготовлення.

Залежно від типу зачеплення розрізняють насоси з шестернями зовнішнього зачеплення, які отримали найбільше поширення, і насоси з шестернями внутрішнього зачеплення (героїдні). Останні відрізняються компактністю і поліпшеними кавітаційними характеристиками. Число зубів внутрішньої шестерні на два - три зуба менше, ніж кільцевої. Усмоктувальні і нагнітаючі порожнини поділяються за допомогою серпоподібного роздільник. Існують також насоси зі спеціальним профілем зуба, в них відсутня розділовий елемент: внутрішня шестерня цих насосів має на один зуб менше, ніж кільцева. Недолік насосів з внутрішнім зачепленням - більш висока вартість їх виготовлення.

За величиною робочого тиску шестеренні насоси підрозділяють на три групи:

- низького тиску - до 2 МПа;
- середнього тиску - від 2 до 10 МПа;
- високого тиску - понад 10 МПа.

2.4 Основні елементи насосів

Корпус насоса призначений для розміщення всіх деталей насоса, а також порожнин входу і виходу рідини з відповідними каналами, в тому числі дренажними.

Качаючий вузол насоса, що складається з окремих качаючих (насосних) елементів, забезпечує подачу рідини, повідомляючи їй необхідну енергію.

Ведучий валик насоса призначений для передачі механічної енергії качати вузлу.

Елементи ущільнення качаючого вузла і ведучого валика зменшують внутрішні витоку і ізолюють внутрішню порожнину насоса з боку приводу.

Перепускні клапани повертають надмірну кількість рідини з виходу насоса на вхід, якщо в насосі не передбачена можливість регулювання продуктивності.

Механізм регулювання продуктивності забезпечує необхідну зміну витрати при постійних обертах ротора.

Запірні клапани (або крани) перешкоджають перетіканню рідини самопливом з баків в систему через зазори в качаючому вузлу непрацюючого насоса.

Шестерні виготовляють як разом з валиками, так і окремо від них. У першому випадку спрощується конструкція і технологія виготовлення, у другому - обробка посадкових поверхонь і торців шестерень (обидві шестерні за один прохід).

Посадка шестерень на валики може бути здійснена за допомогою шпонок, штифтів і кульок. Шпонка передає великі крутний момент, штифти застосовують при вузьких шестернях, а кульки забезпечують можливість само установки шестерень.

Матеріали шестерень - леговані сталі 12ХНЗА, 18ХНВА, 38ХМШ.

Зуби і торці шліфують, торці іноді притирають. Іноді шестерні виготовляють з бронзи і аустенітних сталей (тобто з матеріалів з підвищеним коефіцієнтом лінійного розширення), що-б запобігти значних змін зазорів при виготовленні корпусів з легких сплавів. Валики виконують з легованих цементованих і азотованих сталей, осі - з легованих сталей, а також чавуну, бронзи, дюралюмінію.

Підшипники. У високо напірних насосах застосовують голчасті підшипники без внутрішніх кілець. Тіла кочення розміщують в кільцевих канавках, виконаних на валиках шестерень. Зовнішні кільця запресовують в корпус.

У мало навантажених насосах використовують підшипники ковзання при проходженні-ня. Втулки підшипників виготовляють з бронзи. Сталеві валики можуть працювати безпосередньо з марнування поверхонь від-верст в корпусах з алюмінієвих сплавів.

Торцеве ущільнення. Плаваючі втулки торцевого ущільнення забезпечують збереження практично нульовий величини торцевих зазорів між шестернями і корпусом протягом всього терміну служби насоса.

Плаваючі втулки підтискаються до торців шестерень пружинами 1, створюють початковий контакт, і тиском палива, що підводиться до втулок з порожнини високого тиску по свердлінням 2. Величину зусилля притиснення втулок до торців шестерень вибирають достатній-ний для ущільнення і не дуже великий, щоб не викликати значного тертя в насосі.

2.5. Забезпечення напору

Головна функція насоса - забезпечення необхідного тиску (напору) рідини і продуктивності (витрати). Перша вимога визначає конструкцію тих елементів насоса, від яких залежить величина витоків, і в значній мірі технологію виготовлення кожного вузла; друга вимога - розміри і частоту обертання ротора насоса.

Величина створюваного насосом тиску при інших рівних умовах визначається ступенем ущільнення качає вузла, а так-же міцністю і жорсткістю деталей насоса.

Витік рідини з порожнини високого тиску в порожнину низького відбувається в шестеренних насосів через радіальний і торцевий зазори між шестернями і корпусом (Рисунок 2.4). Витоку за профілем зачіпляються зубів при високій точності виготовлення шестерень можуть бути повністю усунені завдяки щільному контакту в за-цепленіє від крутного моменту.

Наближено можна вважати, що уздовж радіального зазору тиск рідини між порожнинами входу і виходу змінюється за лінійним законом (Рисунок 2.5). Під впливом перепаду тисків від-ходить перетікання рідини з порожнини виходу в порожнину входу.

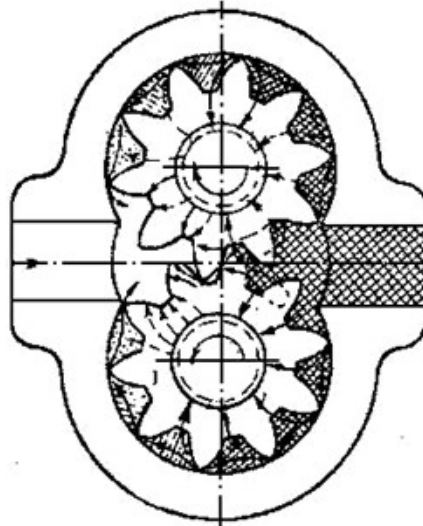


Рисунок 2.4 - Напрямок витоків в зазорах шестерневого насоса

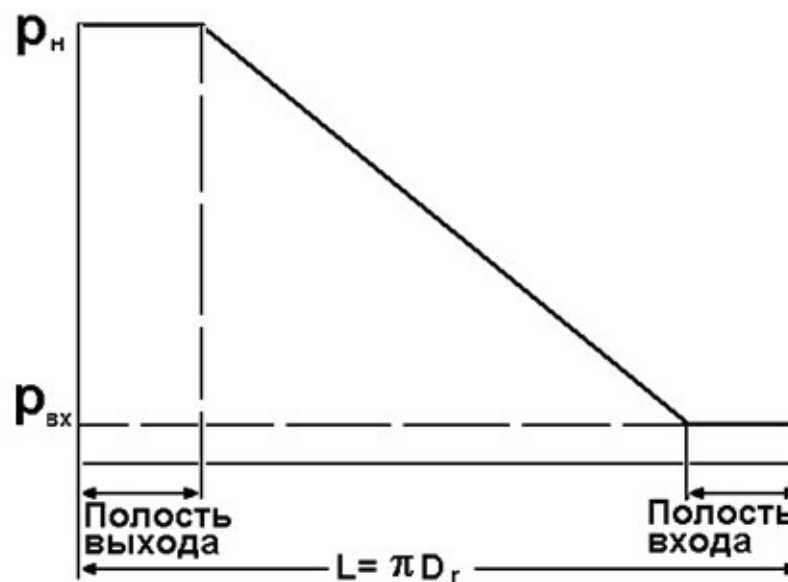


Рисунок 2.5 - Зміна тиску в радіальному зазорі при концентрично розташуванні шестерень в колодязях.

Перетіканню рідини через радіальний зазор перешкоджають шестерні, що обертаються в напрямку, протилежному потоку витоків. Крім того, перетікання рідини через звуження і розширення прохідного перетину (тобто повз зубів і западин) також призводить до зменшення напору витоків.

У зв'язку з цим значення радіальних зазорів порівняно не-велика. Практично радіальний зазор коливається в межах від 0,02 до 0,2 мм, причому мінімальні значення зазору застосовують в насосах, що працюють при тисках понад 10 МПа.

У торцевому зазорі витоку відбуваються в основному по радіусу шестерень від денця западини до підшипника і далі на бік входу, а також частково поперек зубів, що знаходяться поблизу полюса зачеплення. В обох випадках рідини доводиться подолати тільки вузький пасок, причому обертання шестерень тут не перешкоджає перетіканню рідини.

Торцеві зазори впливають на витоку сильніше радіальних, по-цьому їх величина вибирається меншою і становить 0,01 ... 0,1 мм в залежності від тиску і в'язкості рідини.

Витоку через торцеві зазори складають 76 ... 95% сумарних внутрішніх витоків в насосі.

Щоб забезпечити роботу насоса без заклинювання з малими зазорами в качаючому вузлі корпусу, шестерні обробляють з високим ступенем точності. Непаралельність шліфованих торців шестерень і площини корпусу і не перпендикулярність їх осей шестерень допускається не більше 0,01 мм на радіусі 50 мм.

Для компенсації не перпендикулярності осі обертання шестерень торцевих поверхнях корпусу шестерні зв'язуються з валиками за допомогою трьох кульок, що дозволяє шестерням в процесі роботи самим встановлюватися (див. Рис. 13).

Зменшення перетікання рідини досягається також підвищенням жорсткості деталей. Для цього корпусі роблять ребра, а кришки виконують підвищеної товщини і сферичної форми. Щільне прилягання стиків забезпечується великою кількістю стяжних болтів. Щоб рідина, що проникла під тиском в стик, не розкрила його, вона відводиться по системі каналів на всмоктування.

При високому, а також середньому тиску нагнітання, але малої в'язкості рідини застосовують спеціальне ущільнення торцевих зазорів за допомогою бронзових втулок, притискає до торців шестерень робочим тиском нагнітається рідини. При цьому для усунення перекосу втулок використовують диференційний підтиск їх до шестерням відповідно до характером дійсного розподілу тиску в торцевому зазорі і робочих порожнина

2.6 Фізичні характеристики робочої рідини

За завданням, робочою рідиною ми обираємо керосин ТС-1 його отримують прямою перегонкою сірчистої нафти (цільова фракція - 150-250 ° С Найбільш поширений вид авіа керосину для дозвукової авіації. Використовується як у військовій, так і в цивільній техніці.

Нижче приведені табличні дані характеристик важливих для розрахунку.

Кожна характеристика зроблена у відношенні температури , також побудовано графік з лінією тренда для поліпшення апроксимування. Залежності щільності від температури приведені у Рисунку 2.6 та Таблиці 2.1, залежності динамічної в'язкості від температури на Рисунку 2.7 та Таблиці 2.2 а також одна з найважливіших є залежність тиску насиченого пару від температури Рисунок 2.8 та Таблиця 2.3 [6].

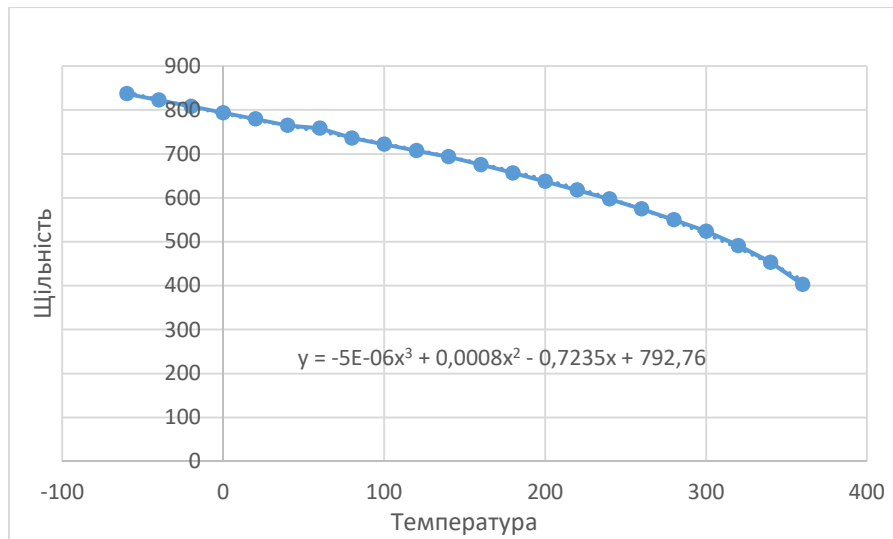


Рисунок 2.6– Залежність щільності від температури

Таблиця – 2.1 Залежність щільності від температури

Температура С ⁰	Щільність кг/м ³
-60	837,2
-40	822,8
-20	808,4
0	794
20	779,6
40	765,2
60	758,8
80	736,4
100	722
120	707,6
140	693,6
160	676
180	657
200	637,8
220	618
240	597,7
260	575
280	550
300	524,3
320	491,4
340	453,4
360	403

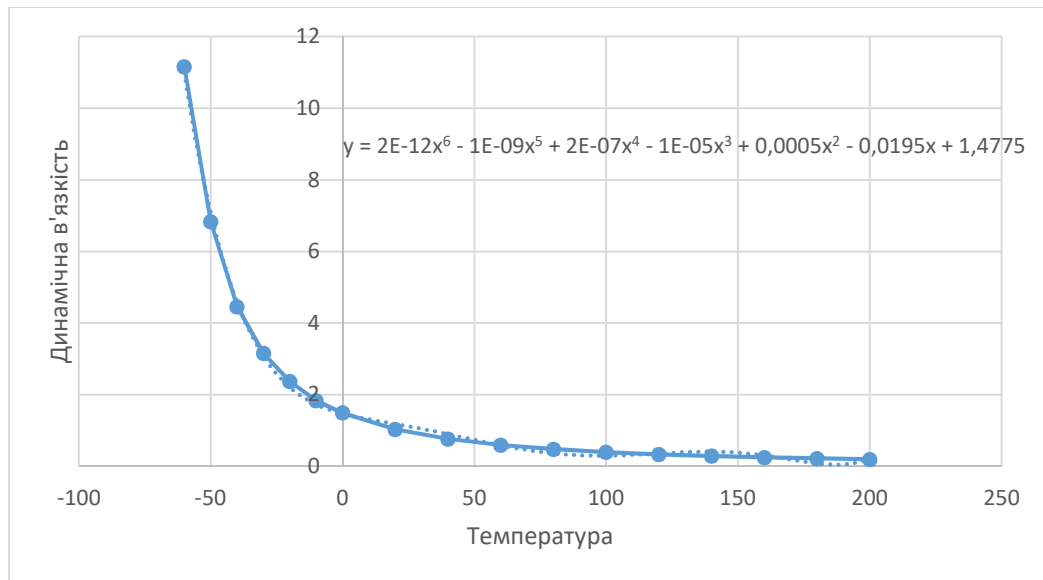


Рисунок 2.7 – Залежність динамічної в'язкості від температури

Таблиця – 2.2 Залежність динамічної в'язкості від температури

Температура С ⁰	Динамічна в'язкість Па
-60	0,01116
-50	0,00684
-40	0,00446
-30	0,00316
-20	0,00238
-10	0,00184
0	0,0015
20	0,00104
40	0,000772
60	0,000602
80	0,000485
100	0,000401
120	0,000339
140	0,000291
160	0,000253
180	0,000223
200	0,000198

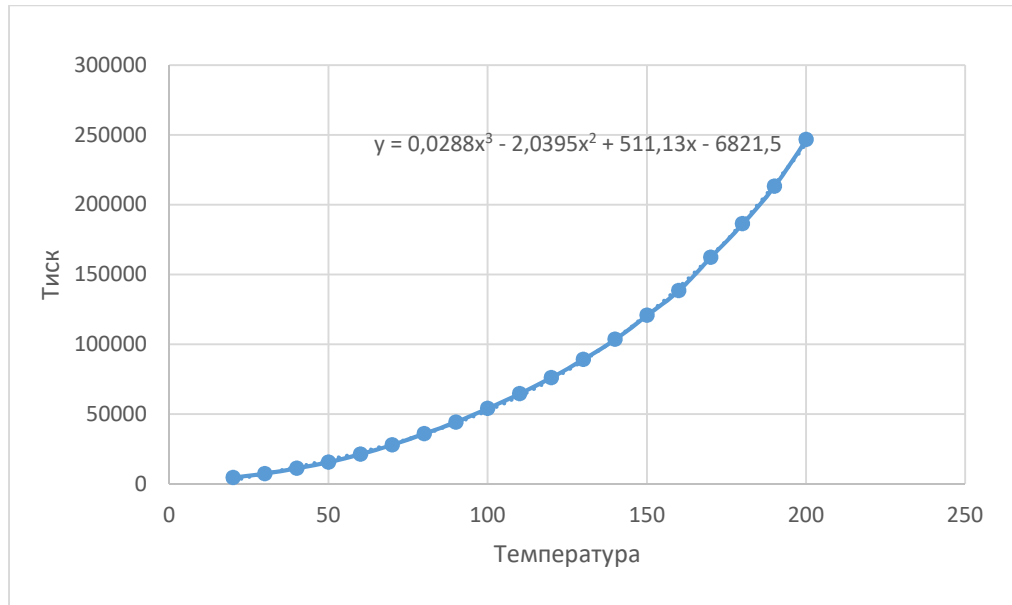


Рисунок 2.8 – Залежність тиску насиченого пару від температури

Таблиця -2.3 Залежність тиску насиченого пару від температури

Температура C°	Тиск насиченого пару	
	Па	мм.рт.ст.
20	4666,283	35
30	7466,048	56
40	11199,072	84
50	15598,707	117
60	21331,565	160
70	27997,68	210
80	35997,017	270
90	44396,321	333
100	54128,848	406
110	64661,308	485
120	76260,347	572
130	89325,931	670
140	103591,416	777
150	120789,990	906
160	138655,177	1040
170	162386,544	1218
180	186384,555	1398

3 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

3.1 Теоретичні дані

Загальні відомості

При рідинному терті робочі опорні поверхні вала (цапфа) і вкладиша (підп'ятник) розділені шаром робочої рідини, товщина якої повинна бути більше суми висот шорсткостей двох поверхонь. При цьому реакція ротора на опорі компенсується гідродинамічними силами потоку рідини в клиновому зазорі. У радіальних підшипниках клинова форма зазору властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється завдяки зміщенню центру цапфи вала і вкладиша (Рисунок 3.1). При обертанні вала ротора цапфа спливає в рідині і зміщується в бік обертання.

Для визначення параметрів підшипників роторів в режимі рідинного тертя розглянемо основи теорії гідродинаміки.

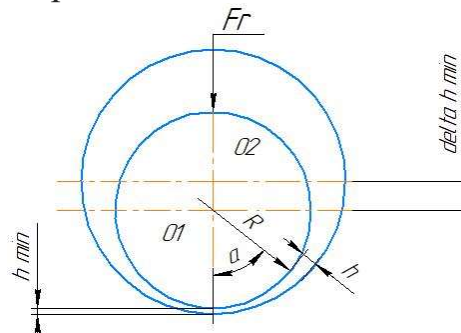


Рисунок 3.1 - Клиновий зазор в підшипнику ковзання.

Гідродинаміка в'язкої рідини при ламінарному плинні масла між двох пластин

Дослідження режиму рідинного тертя в підшипниках заснована на гідродинамічній теорії мастила. Ця теорія базується на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, які пов'язують тиск, швидкість і опір грузлого зрушення.

При русі рідини між двома пластинами, одна з яких навантажена силою F , при певному нахилі пластини і швидкості потоку V виникає тиск з сторони потоку, яке компенсує вертикальну силу (Рисунок 3.2).

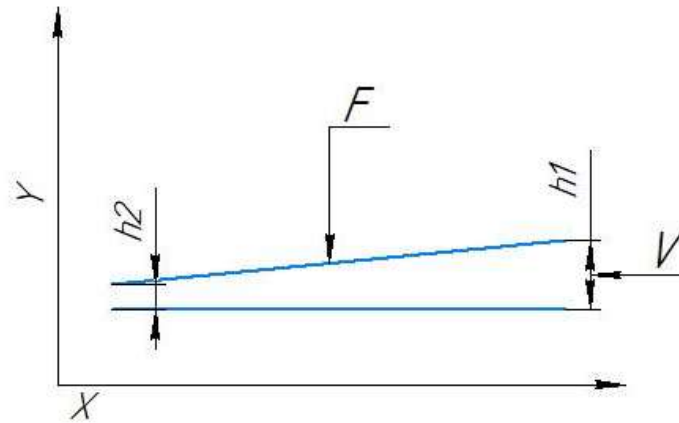


Рисунок 3.2 – Течія рідини між двома пластинами

При ширині пластини набагато більше її довжини складну просторовість завдання можна звести до плоскої в координатах x - y .

Основним рівнянням, що визначає рух потоку рідини в сужаючомуся каналі, є закон Ньютона [4].

$$\tau = \mu dV/dy \quad (1)$$

де τ - напруження зсуву від внутрішнього тертя при зсуві шарів рідини;

μ - динамічна в'язкість рідини;

V - швидкість течії.

Продеференціюємо обидві частини рівняння (1)

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2V}{dy^2} \quad (2)$$

Так як на одному кордоні поверхні пластини швидкість дорівнює нулю, то різні шари потоку мають різну швидкість і між ними є градієнт по осі "y", а за рахунок звуження каналу є градієнт тиску по осі "x".

Розглядаючи рівновагу елементарного об'єму у вигляді

$$dp * dy = -dr * dx$$

і підставляючи

$$d\tau/dy = -dp/dx$$

в (1) будемо мати основне рівняння гідродинаміки для сталої двовірної течії рідини

$$\frac{d^2V}{dy^2} = G/\mu \quad (3)$$

де G - градієнт надлишкового тиску в зазорі, $G = -dp/dx$.

Інтегруючи двічі отримуємо

$$V = \frac{Gy^2}{2\mu} + C_1y + C_2 \quad (4)$$

Постійні інтегрування C_1 і C_2 знайдемо з граничних умов при завданні швидкостей на кордоні пластин. Верхня пластина набігає на рідину зі швидкістю V і проганяє її через зазор.

Остаточно отримуємо

$$V = -\frac{Gy}{2\mu} (h - y) + \frac{Vh}{h} \quad (5)$$

де h - поточна товщина шару масла в зазорі.

Об'ємний витрата на одиницю ширини пластини дорівнює

$$Q = \int_0^h V dy = -\frac{Gh^3}{12\mu} + \frac{Vh}{2} \quad (6)$$

З умови нерозривності потоку рідини значення Q не повинно залежати від "x" (в усіх перетинах зазору постійно).

З впливає, що градієнт тиску G повинен визначатися з умови

$$\frac{dp}{dx} = -G = 6\mu \left(-\frac{V}{h^2} + \frac{2Q}{h^3} \right) \quad (7)$$

З огляду на $h = h_1 - \alpha x$, де α - кут нахилу верхньої пластини, після інтегрування в межах від h_1 до h і граничними умовами $p = 0$ при $h = h_1$ матимемо

$$P = -\frac{6\mu}{a} \left[V \left(\frac{1}{h} - \frac{1}{h_1} \right) - Q \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right] \quad (8)$$

Розрахункова модель

Розрахунки виконані у програмі COMSOL Multiphysics. Фізична модель – рівняння Рейнольдса. Система рівнянь продемонстровані на рисунку 3.3

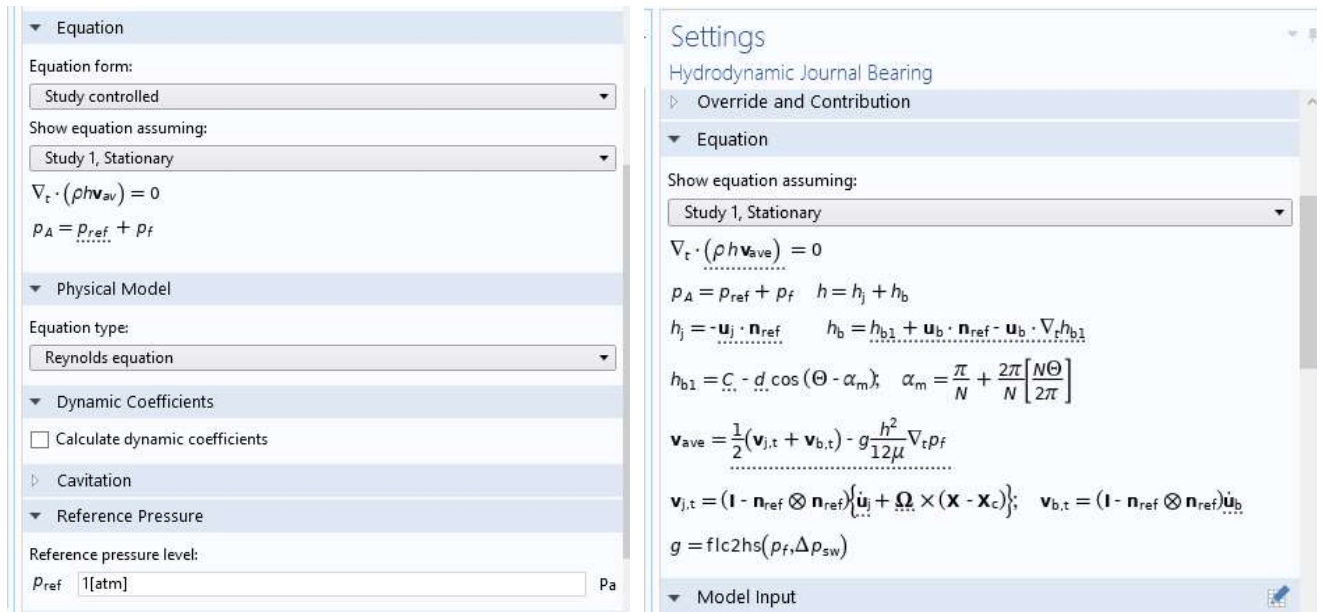


Рисунок 3.3 Математична модель

В подальших розрахунках знаходимо мінімальну товщину робочої рідини критерій працездатності підшипників це - мінімальний шар робочої рідини (гасу) повинен бути більше допустимої величини : $[h_{min}]$ дорівнює 5мкм. Це значення враховує суму шорсткості робочих поверхонь , деформацію валу і запас в 1,5 мкм.

3.2 Визначення впливу радіального зазору на працездатність підшипника

В якості об'єкта дослідження прийнята найпростіша конструкція підшипника ковзання, а саме циліндричній підшипник (рисунок 1) [4].

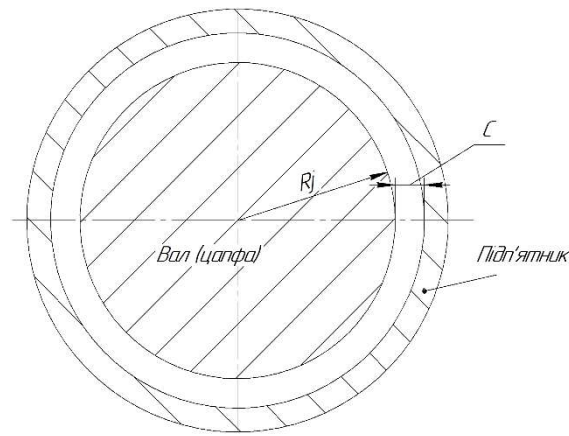


Рисунок 3.4 – Схема гідродинамічного циліндричного підшипника ковзання

Першим кроком визначена характеристика підшипника при різних навантаженні і частоті обертання. Розрахунки виконані для семи випадків навантаження (від 40% до 100% максимального навантаження) та в діапазоні частот обертання від 500 до 3500 рад/с. Характеристика підшипника - графік залежності відносного ексцентриситету e/C (e - ексцентриситет, C - радіальний зазор) від навантаження на підшипник при постійній частоті обертання, або від частоти обертання при постійному навантаженні на підшипник. Геометричні параметри для розрахунків приведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Геометричні параметри розглянутого підшипника

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Радіус цапфи	R_j	мм	19
Довжина цапфи	H	мм	38
Радіальний зазор	C	мм	0.02

Знайдені значення мінімального шару робочої рідини (палива) зі значень відносного ексцентриситету і радіального зазору за формулою:

$$h_{min} = C \cdot (1 - e/C)$$

Характеристика підшипника визначена як залежність h_{min} від частоти обертання при постійному навантаженні на підшипник. Набір кривих відповідає різним значенням навантаження. Результати наведені на рисунку 3.5

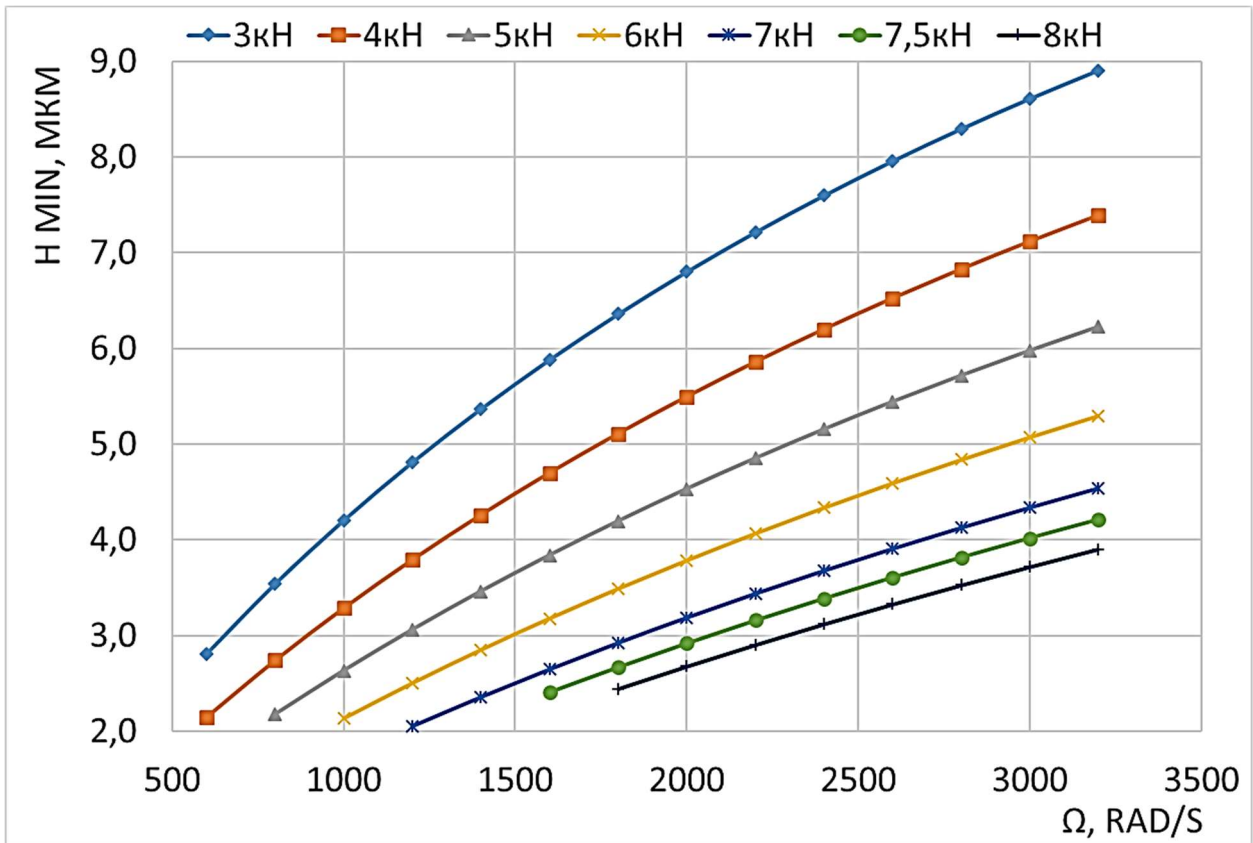


Рисунок 3.5 – Результати розрахунку характеристики підшипника

Виходячи з результатів розрахунків впливає, що зі збільшенням навантаження на підшипник, h_{\min} зменшується (для однієї і тієї ж частоти обертання). При цьому робочий діапазон частот обертання, точніше його нижня межа зміщується в бік збільшення частот обертання.

З метою визначення впливу радіального зазору на характеристику підшипника виконані розрахунки з різними радіальними зазорами від 10 мкм до 25 мкм із кроком 5 мкм. Розрахунки виконані з різним навантаженням, відповідним навантаженню на ведучій шестерні: 7,2 кН, 7,5 кН, 7,8 кН. Як і в розрахунках вище, визначені значення мінімального шару палива у підшипнику. Характеристики згруповані на один графік по навантаженню, кожна окрема лінія відповідає характеристиці підшипника з різними значеннями радіальних зазорів. Результати розрахунків приведені на рисунках 3.3 – 3.5.

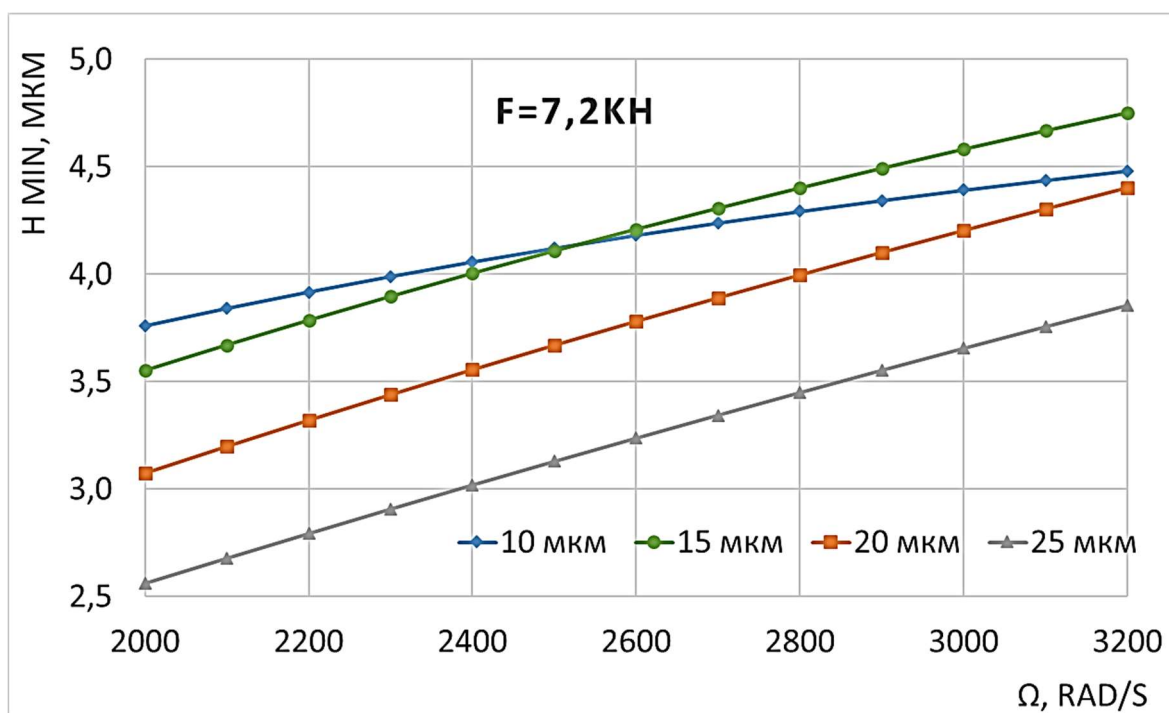


Рисунок 3.6 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок $F=7,2$ кН)

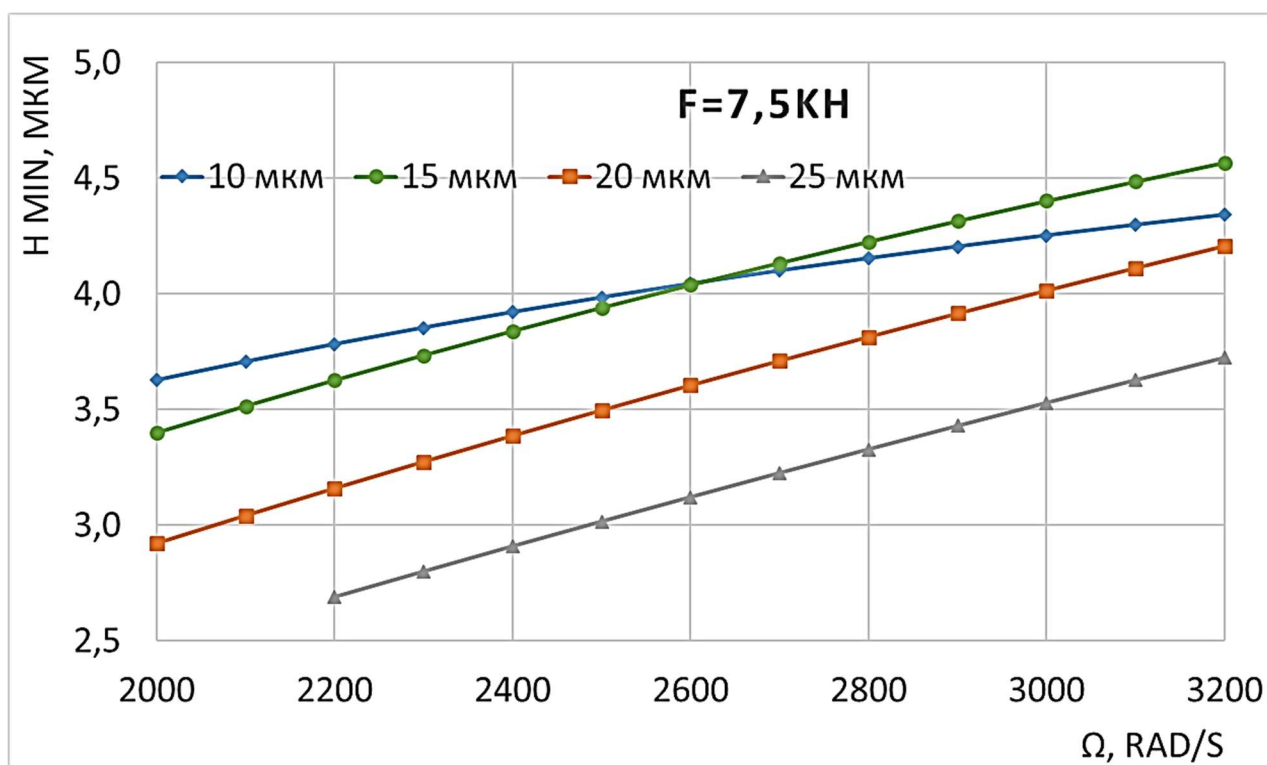


Рисунок 3.7 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок $F=7,5$ кН)

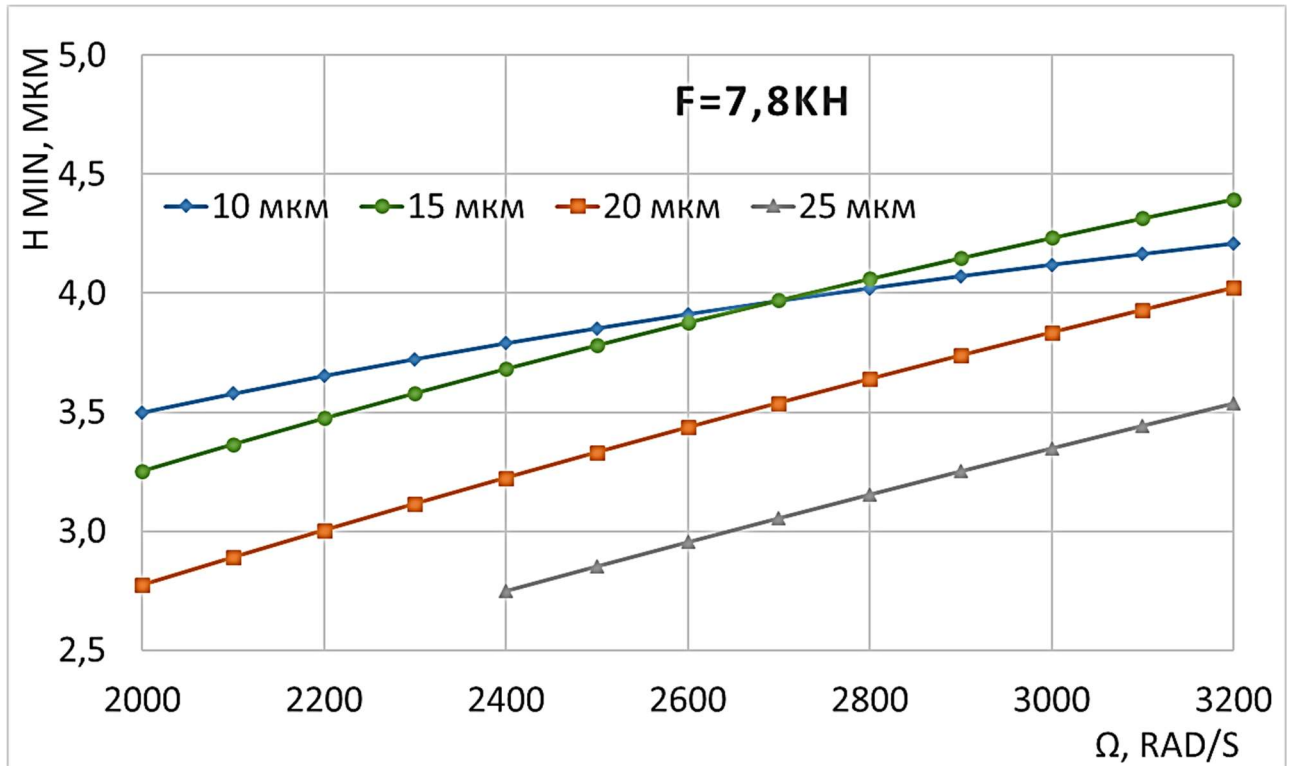


Рисунок 3.8 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок $F=7,8$ кН)

З розрахунків випливає, що зі збільшенням радіального зазору зменшується h_{\min} . Слід пам'ятати, що забезпечення радіального зазору в 10 мкм складна технологічна задача, і економічно більш витратна.

Висновок

Зі збільшенням навантаження на підшипник, h_{\min} зменшується (для однієї і тієї ж частоти обертання). При цьому діапазон частот обертання зміщується в бік збільшення частот обертання. Збільшення радіального зазору приводить до зменшення h_{\min} . На наступні розрахунки (і у конструктивному виконанні підшипників) радіальний зазор назначається рівним 15 мкм.

3.2 Порівняння різних конструкцій підшипників ковзання

Існують різні конструктивні виконання підшипників ковзання. У даній роботі розглянуті і проаналізовані мультипелюсткові (2-х, 3-х и 4-х пелюсткові) підшипники. Еліптичний підшипник не розглядався, так як принципово він нічим не відрізняється від 2-х пелюсткового підшипника. Різниця між двома 3-х (рис.3.6 б і в) і 4-х (рис.3.6 г і д) пелюстковими підшипниками полягає в орієнтуванні пелюсток щодо напрямлення дії сили. Схеми підшипників представлені на рисунку 3.6

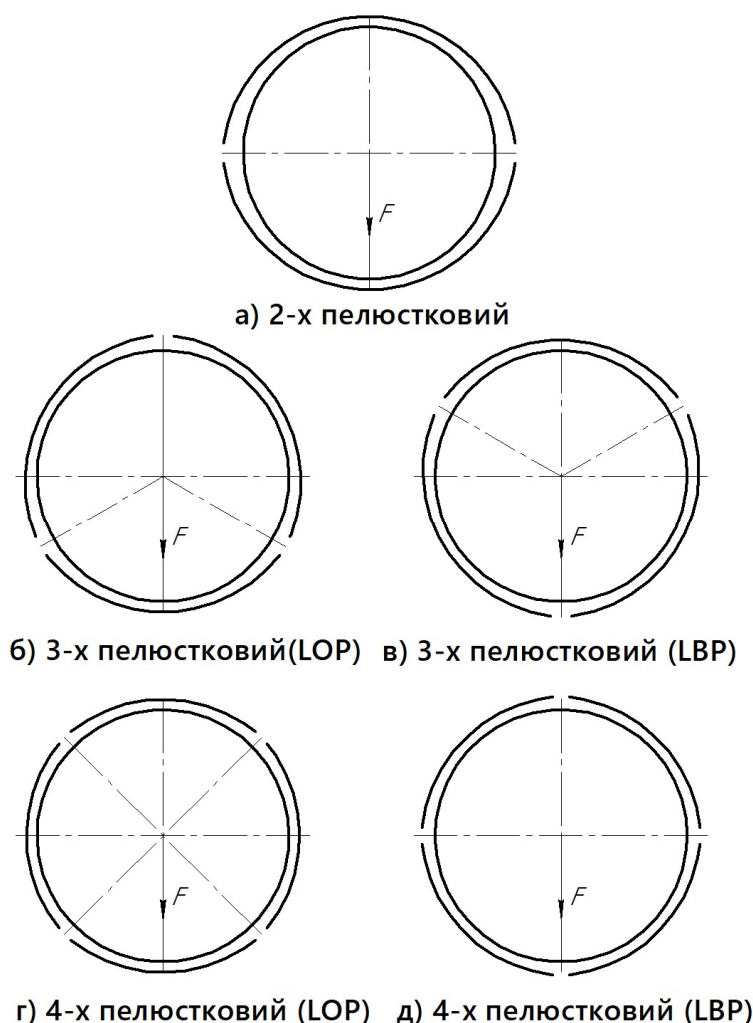


Рисунок 3.9 - Конструктивні виконання підшипників ковзання

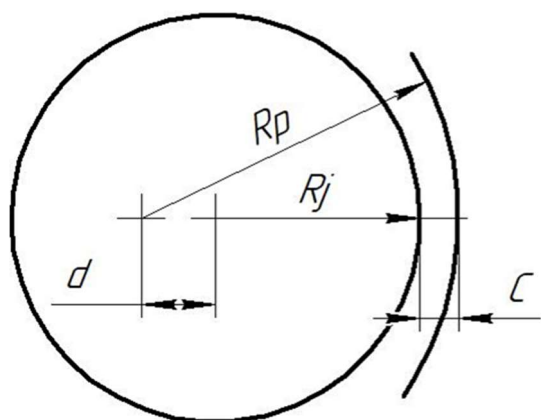


Рисунок 3.10 - Принципова схема пелюсткового підшипника

$R_p - R_j = d + C$ де: R_p – радіус пелюстка; R_j – радіус цапфи; C – зазор; d – допоміжний параметр підшипника.

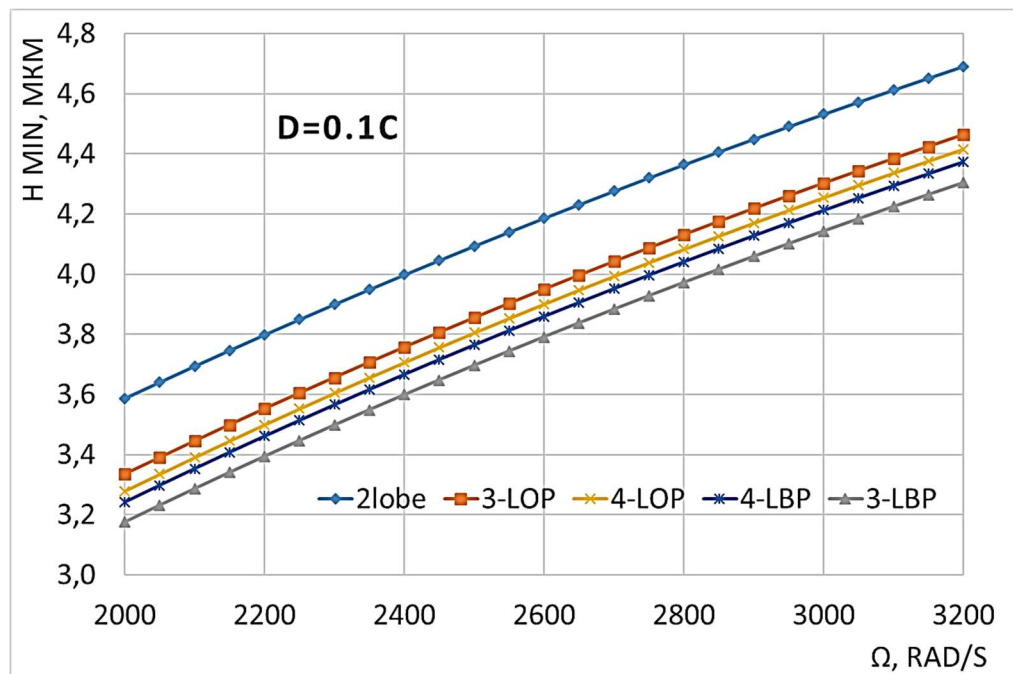
Геометричні параметри для проведення порівняльних розрахунків задані відповідно до таблиці 2. Значення допоміжного параметра змінюється: $d=0,1C$,

Особливість цих підшипників полягає в тому, що радіуси поверхонь вкладиша будуть відрізнятися від радіуса цапфи валу на величину, більшу ніж призначений радіальний зазор. Принципова схема пелюсткового підшипника, а саме залежність розмірів друг від друга представлена на малюнку 3.7. На малюнку зображена одна пелюстка. Їх кількість може бути будь-якою, співвідношення розмірів не змінюються. Принципова схема пелюсткового підшипника, а саме взаємозалежність розмірів, продемонстрована на рисунку 3.7. При цьому витримується співвідношення

$d=0,5C$, $d=1C$, $d=1,25C$, $d=1,5C$. Навантаження на підшипник $F=7800\text{Н}$, що дорівнює середньому арифметичному навантаженню. Знайдені значення мінімального шару робочої рідини (палива) зі значень відносного ексцентриситету і радіального зазору. Характеристика підшипника визначена як залежність h_{\min} від частоти обертання при постійному навантаженні на підшипник. Кількість діаграм відповідає кількості заданих значень " d ". На кожній окремо взятій діаграмі нанесені характеристики п'яти підшипників, що дозволило порівняти підшипники за величиною мінімального шару робочої рідини - h_{\min} (критерій вантажопідйомності підшипника). Результати представлені на рисунках 3.8

Таблиця 3.2 – Геометричні параметри підшипників

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Радіус цапфи	R_j	мм	19
Довжина цапфи	H	мм	38
Радіальний зазор	C	мм	0,015
Допоміжний параметр	d	мм	0,1C; 0,5C; 1,0C; 1,25C; 1,5C

Рисунок 3.11 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=0,1C$)

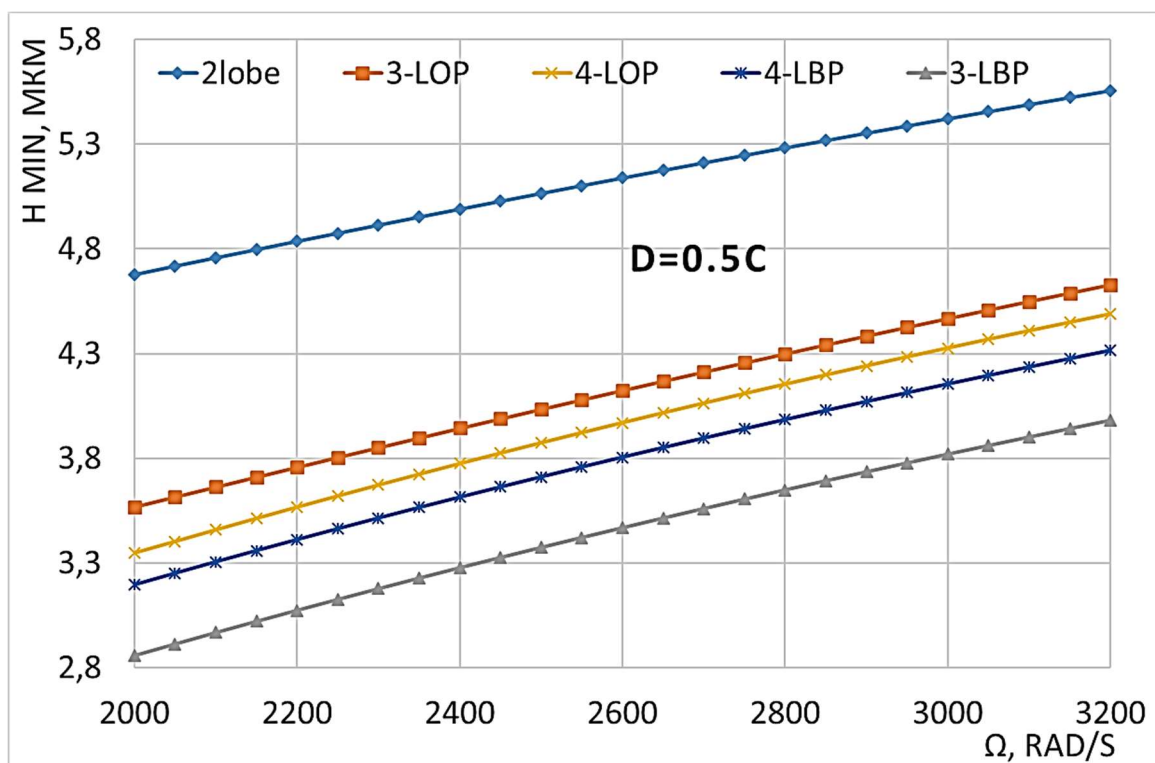


Рисунок 3.12 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=0,5C$)

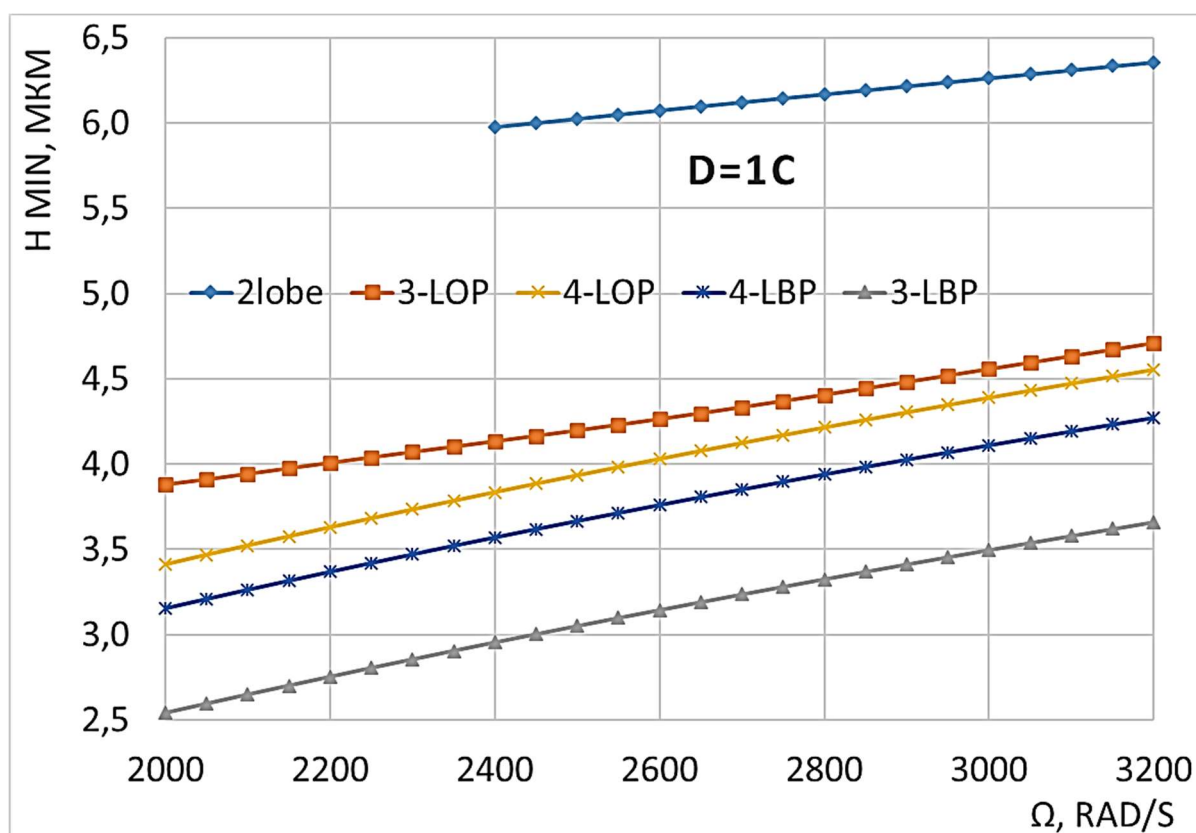


Рисунок 3.13 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=1C$)

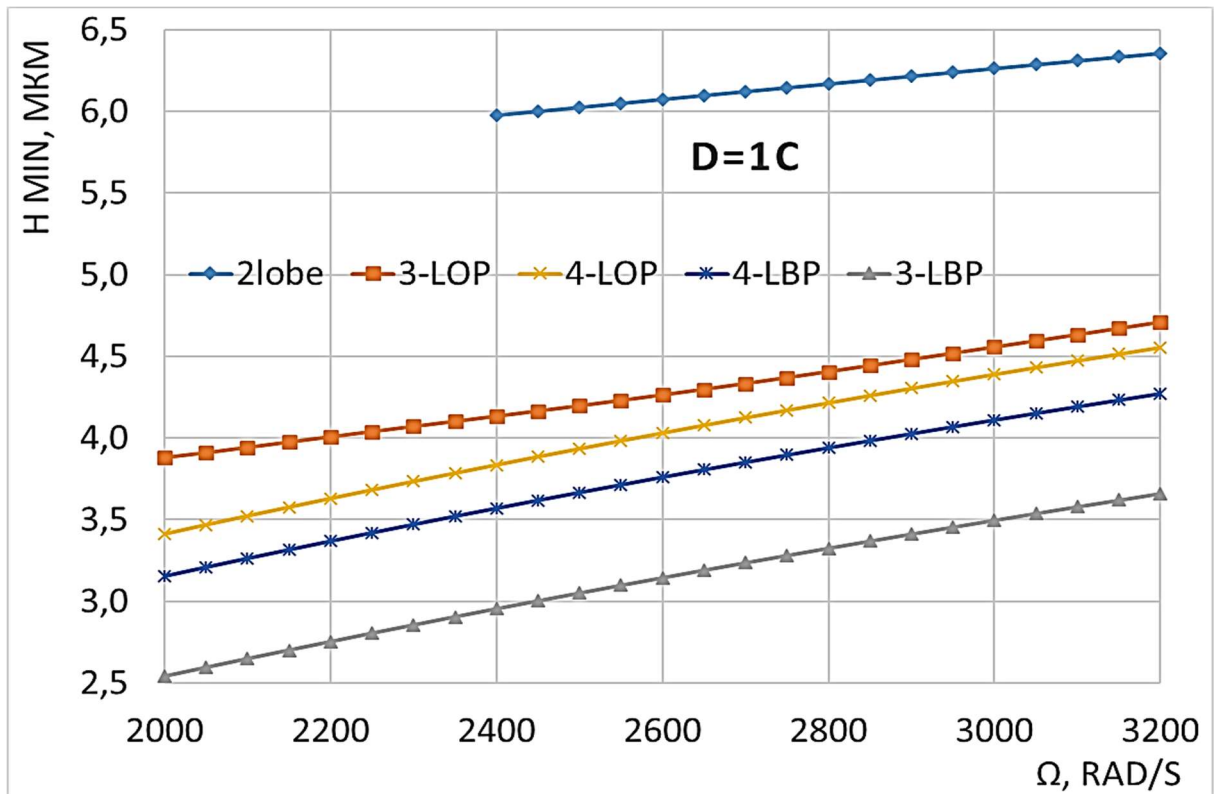


Рисунок 3.14 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=1,25C$)

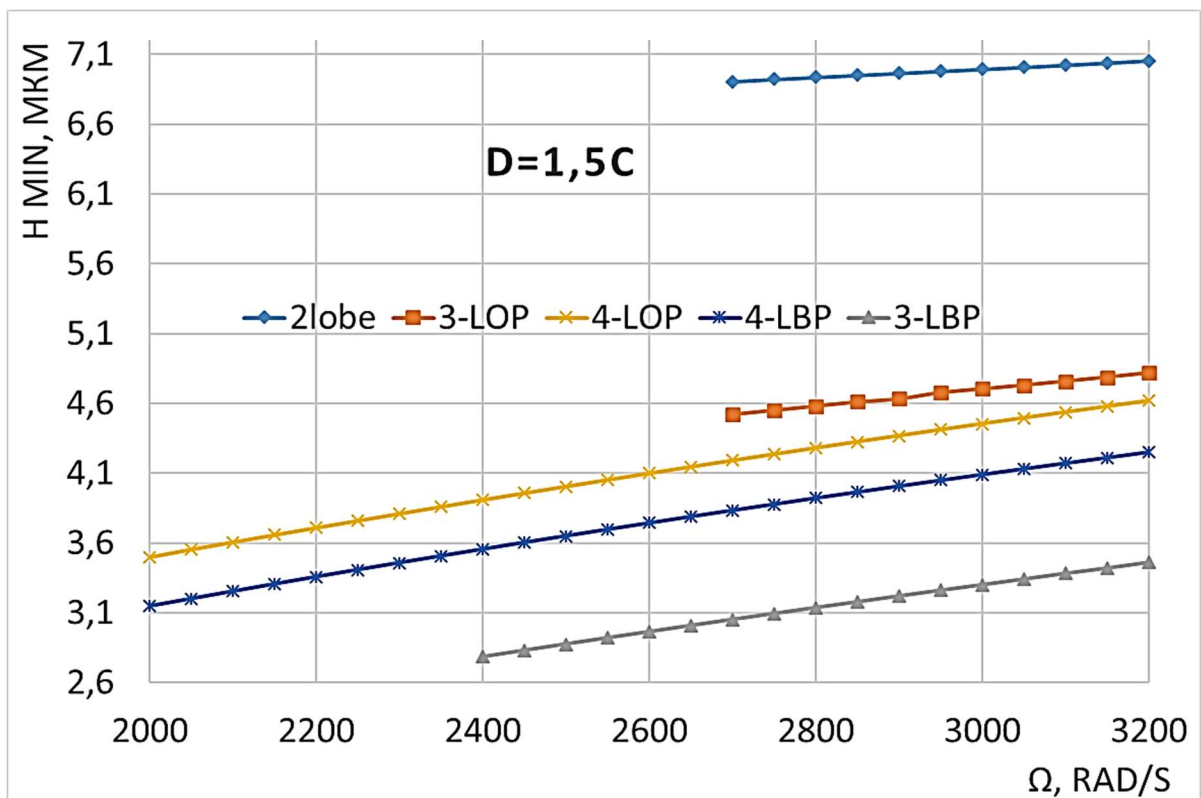


Рисунок 3.15 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=1,5C$)

З результатів розрахунків бачимо, що 2-х пелюстковий підшипник ковзання має найкращу вантажопідйомність (забезпечує найбільший h_{\min} з усіх розглянутих).

Не дивлячись на визначення найкращої конструкції підшипника за критерієм вантажопідйомності, діаграми, наведені вище, не надають інформації про характер зміни h_{\min} при різних значеннях "d" для однієї і тієї ж конструкції підшипника. Така характеристика підшипника (визначена як залежність h_{\min} від допоміжного параметра "d" при постійній частоті обертання і постійному навантаженні) так само може бути критерієм вибору тієї чи іншої конструкції, і (або) джерелом додаткової інформації, яка наочно демонструє вплив параметра "d" на вантажопідйомність кожного типу підшипника.

Для побудови такої характеристики підшипника проводити додаткові розрахунки не потрібно. З розрахункового діапазону частот обертання обрані п'ять значень, рівномірно охоплюють весь діапазон частот обертання, а саме: 2000 рад/с, 2300 рад/с, 2600 рад/с, 2900 рад/с, 3200 рад/с. Кожна діаграма відповідає одній із заданих вище частот обертання і має п'ять кривих, що відповідають різним конструктивним виконанням підшипника (рис. 3.6). Так як в розрахунках вище параметр "d" задавався як добуток радіального зазору і допоміжного параметру, вісь X представлена не розрахованим значенням "d", а коефіцієнтами при радіальному зазорі - $d = 0,1$ С. Результати розрахунку представлені на рисунках 3.13 – 3.17

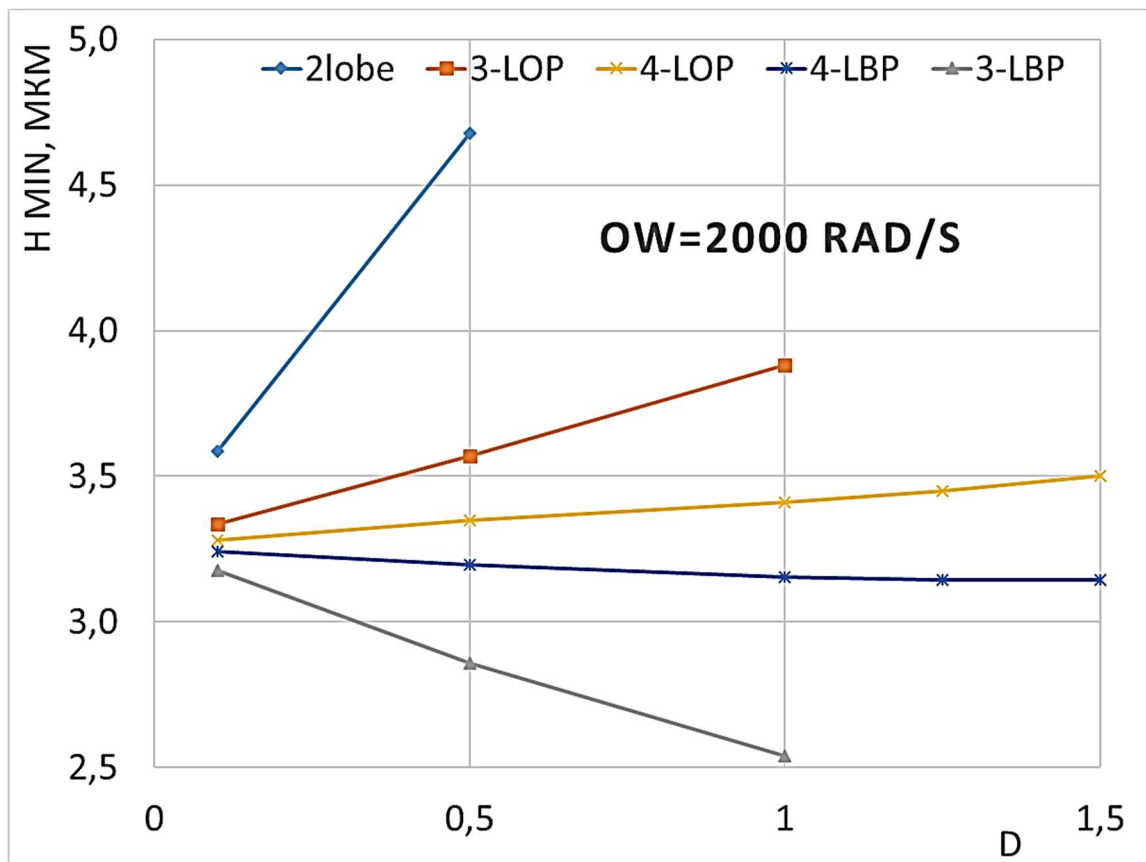


Рисунок 3.16 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega=2000$ рад/с)

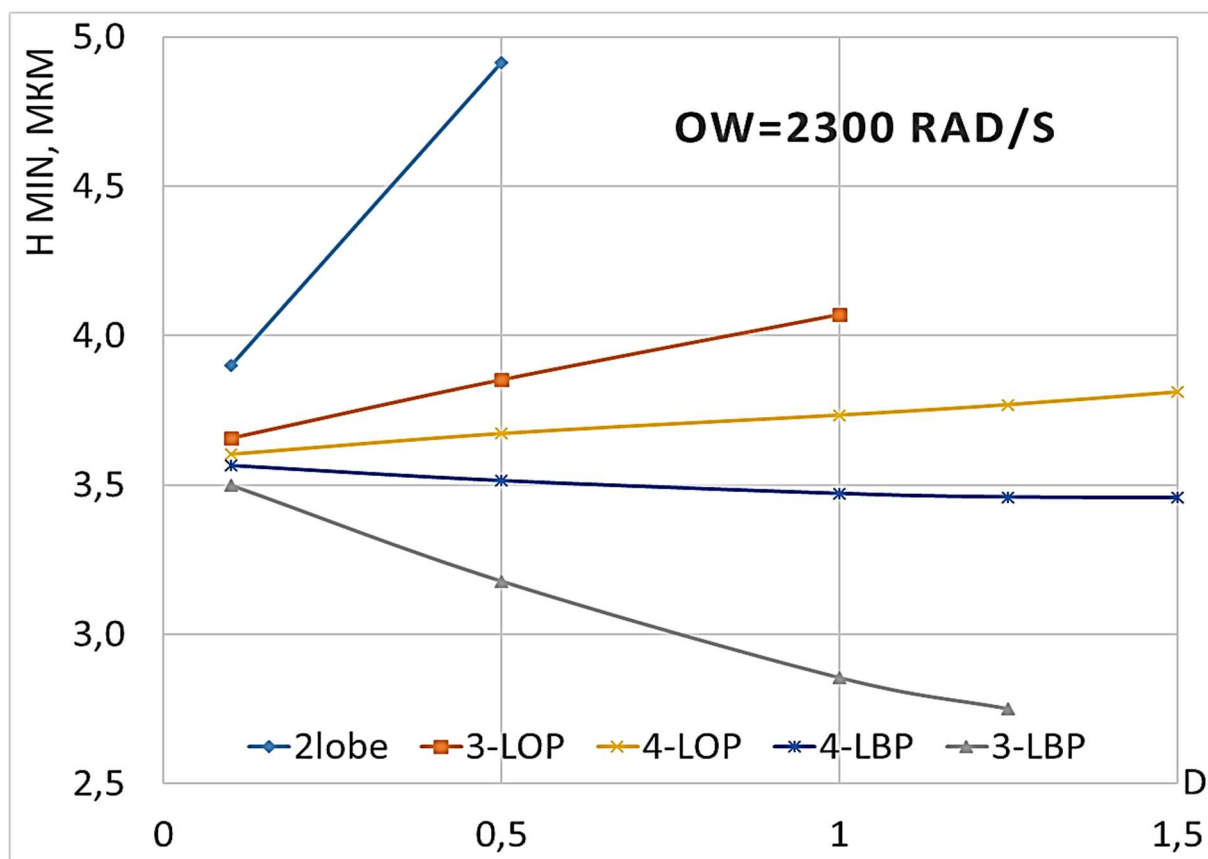


Рисунок 3.17 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega = 2300$ рад/с)

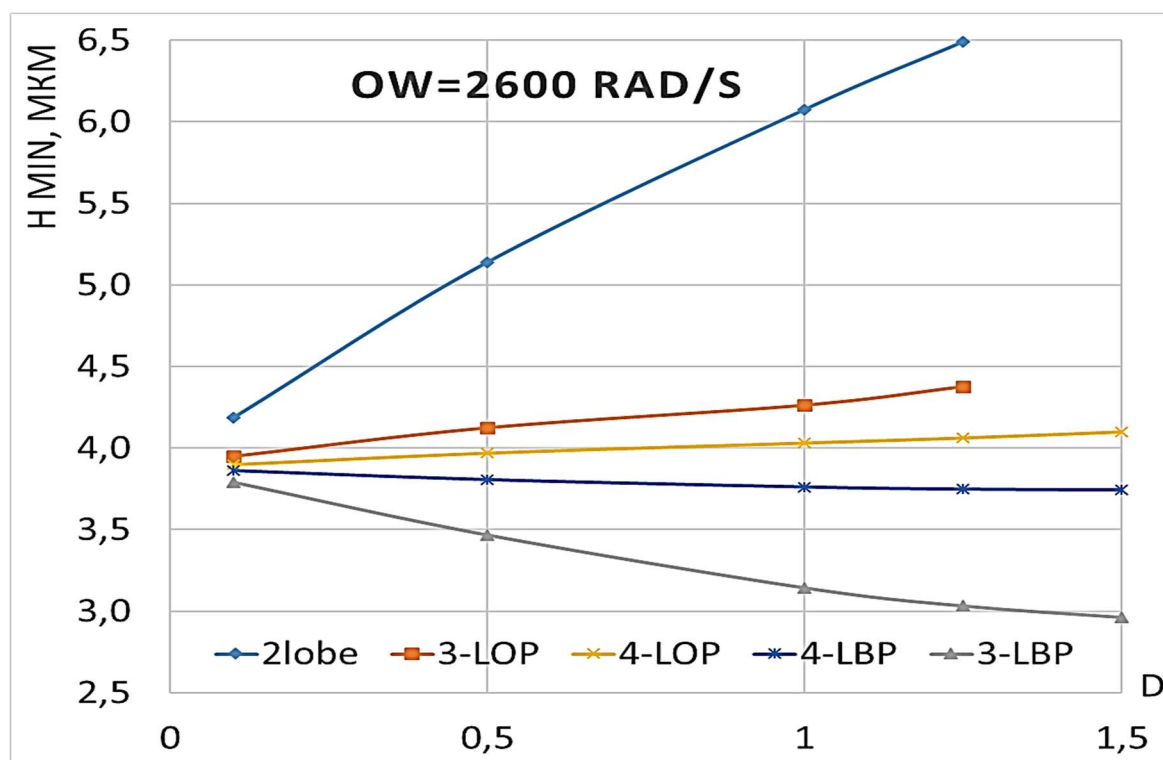


Рисунок 3.18 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega = 2600$ рад/с)

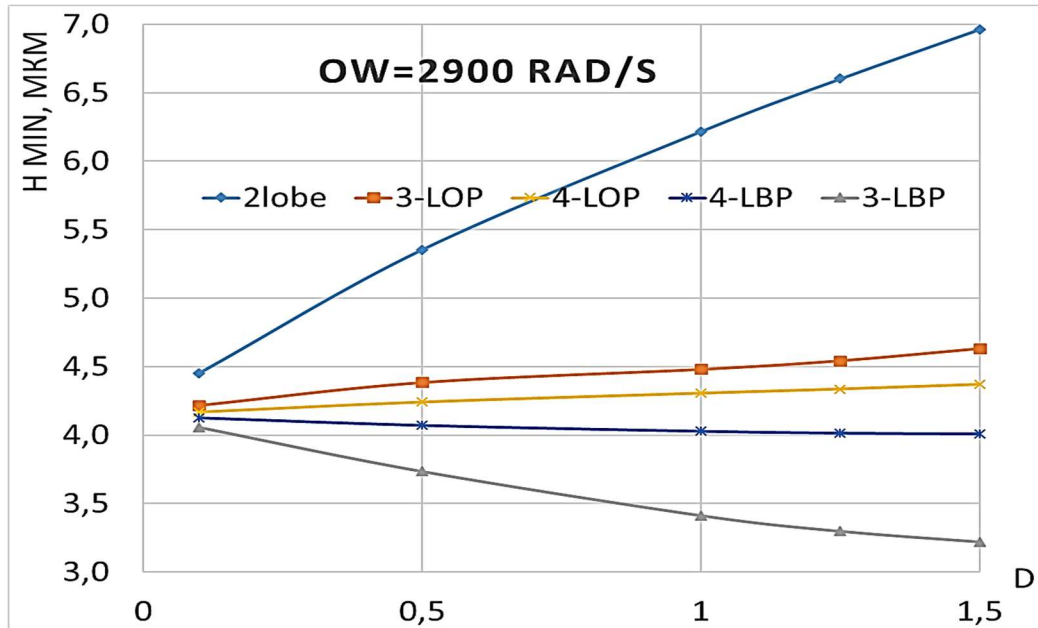


Рисунок 3.19 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega = 2900$ рад/с)

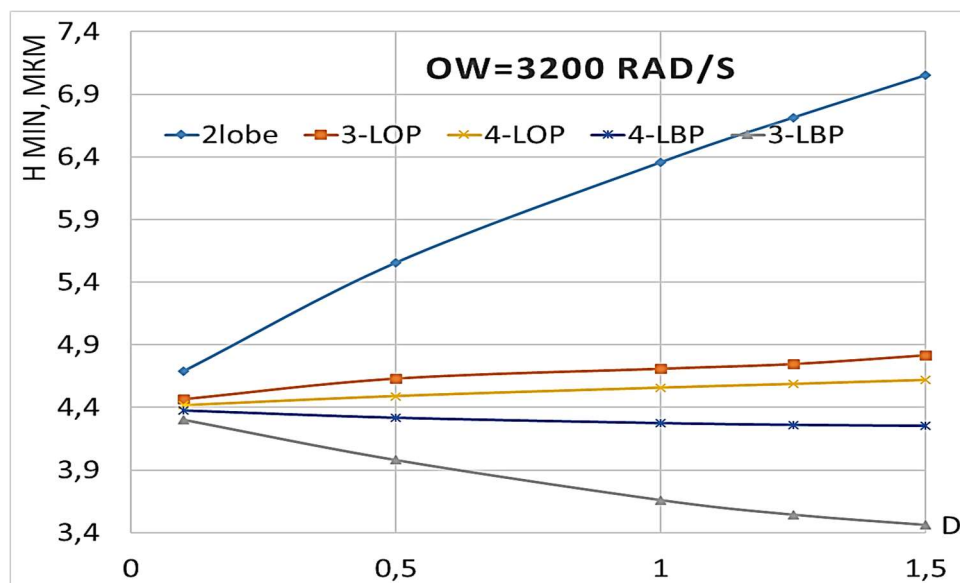


Рисунок 3.20 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega = 3200$ рад/с)

З результатів розрахунків бачимо, що характеристика 2-х пелюсткового підшипника має найбільш інтенсивний ріст і має найбільшу вантажопідйомність. При цьому, 3-х і 4-х пелюсткові підшипники, у яких сила прикладена між пелюстками, з ростом параметру "d" вантажопідйомність зменшується.

Висновок

Базуючись на результатах розрахунків прийнята конструкція підшипника – 2-х пелюстковий підшипник ковзання.

3.3 Розрахунок розмірів шестерневої пари з урахуванням нового робочого діапазону частот обертання

В початкових даних приведена геометрія вала шестерні.

Користуючись формулами приведеними у методичці [5]. Було розраховано в програмі Excel характеристики насосу з цими шестернями.

Користуючись даними приведеними у таблиці 1.1 змінюючи значення обертів при котрих витрата рідини дорівнює витраті палива двигуном на злітному режимі.

Тоді дивлячись на вище сказане нам для того щоб збільшити працездатність підшипників (збільшення лінійної швидкості) треба звеличити діаметр цапфи . Перераховуємо з урахуванням своїх оборотів.

Ітеративним методом ми підбираємо шестерню яка буде працювати тобто витримувати h_{min} . Прорахував декілька варіантів діаметрів 40мм, 42мм, 44мм, 46мм, 48мм та 50мм. Робота проведена таким чином тому як з виведених залежностей було виявлено що на мінімальний зазор рідини впливає як і сила що діє на опору так и лінійна швидкість, тому для підвищення працездатності був обран варіант збільшення діаметру цапфи з паралельним перерахунком сил и підшипників під них с урахування різних конструктивних змін у самому підшипнику.

Таблиця 3.3 – Розрахунок модулю шестерні при 50 мм.

n	Q _{id}	m	z	Q _h	N	P _b	P _m	P _{sum}	P(ud)
6000	4966511	2.8	22,462	3973209,5	49665,1	16836,8	1474,5	18311,3	10071,2
6000	4966511	2.9	21,036	3973209,5	49665,1	16891,2	1469,7	18360,9	10098,5
6000	4966511	3	19,742	3973209,5	49665,1	17408	1426,1	18834,1	10358,7
6000	4966511	3.1	18,563	3973209,5	49665,1	17054,4	1455,7	18510,1	10180,5
6000	4966511	3.2	17,487	3973209,5	49665,1	17054,4	1455,7	18510,1	10180,5
6000	4966511	3.3	16,502	3973209,5	49665,1	17108,8	1451,0	18559,8	10207,9
6000	4966511	3.4	15,598	3973209,5	49665,1	17163,2	1446,0	18609,6	10235,3
6000	4966511	3.5	14,766	3973209,5	49665,1	17217,6	1441,9	18659,5	10262,7
4500	3177707	3.2	17,487	2648618,0	33107,7	17054,4	1293,87	18348,3	10091,7

Таблиця 3.4 - Геометрія шестерен для діаметру цапфи 50 мм

z	22,6	21,9	21,3	20,6	20,0	19,5	19,0	18,5	18,0	17,6	17,2	16,8
f _i	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
m (мм)	2,8	2,90	3	3,10	3,2	3,30	3,4	3,50	3,6	3,70	3,8	3,90
c	12,14	11,72	11,33	10,96	10,62	10,30	10	9,71	9,44	9,18	8,94	8,71
D (мм)	63,5	63,7	63,9	64,1	64,3	64,5	64,7	64,9	65,1	65,3	65,5	65,7
D _d (мм)	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56
D _a (мм)	69,1	69,5	69,9	70,3	70,7	71,1	71,5	71,9	72,3	72,7	73,1	73,5
D _b (мм)	55,0	55,2	55,3	55,5	55,7	55,9	56,0	56,2	56,4	56,6	56,7	56,9

Таблиця 3.5 - Розрахунок модулю шестерні при 48 мм.

n	Q _{id}	m	z	Q _h	N	P _b	P _m	P _{sum}	P _{sum}
6000	4966511	3	22,46	3973209,5	49665,12	16836,8	1474,52	18311,32	10071,2
6000	4966511	3,1	21,03	3973209,5	49665,12	16891,2	1469,77	18360,97	10098,5
6000	4966511	3,2	19,74	3973209,5	49665,12	17408	1426,14	18834,14	10358,7
6000	4966511	3,3	18,56	3973209,5	49665,12	17054,4	1455,71	18510,11	10180,5
6000	4966511	3,4	17,48	3973209,5	49665,12	17054,4	1455,71	18510,11	10180,5
6000	4966511	3,5	16,50	3973209,5	49665,12	17108,8	1451,08	18559,88	10207,9
6000	4966511	3,6	15,59	3973209,5	49665,12	17163,2	1446,48	18609,68	10235,3
6000	4966511	3,7	14,76	3973209,5	49665,12	17217,6	1441,91	18659,51	10262,7
4500	3310772	3,3	18,56	2648618,0	33107,73	17054,4	1293,87	18348,27	10091,7

Таблиця 3.6- Геометрія шестерен для діаметру цапфи 48 мм

z	20,6	20,0	19,4	18,9	18,4	17,9	17,5	17,1	16,7	16,3	15,9	15,6	15,3
f _i	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
m (мм)	3	3,10	3,2	3,30	3,4	3,50	3,6	3,70	3,8	3,90	4	4,10	4,2
c	11,3	10,9	10,6	10,3	10	9,7	9,4	9,189	8,947	8,717	8,5	8,292	8,095
D (мм)	61,9	62,1	62,3	62,5	62,7	62,9	63,1	63,3	63,5	63,7	63,9	64,1	64,3
D _d (мм)	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54
D _a (мм)	67,9	68,3	68,7	69,1	69,5	69,9	70,3	70,7	71,1	71,5	71,9	72,3	72,7
D _b (мм)	53,6	53,8	54,0	54,1	54,3	54,5	54,6	54,8	55,0	55,2	55,3	55,5	55,7

3.4 Дослідження працездатності підшипника з новим навантаженням і оптимізація розмірів підшипника (довжини).

Базуючись на попередніх розрахунках, прийнята конструкція 2-х пелюсткового підшипника ковзання. У зв'язку з перерахуванням діючої сили на підшипник, виконані аналогічні розрахунки згідно пункту 3.2 з метою визначення найбільш вигідного допоміжного параметру за оцінкою вантажопідйомності. Сила, діюча на підшипник, дорівнює 10,1 кН. Початкові геометричні параметри занесені до таблиці 3.3

Таблиця 3.7– Геометричні параметри підшипника

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Радіус цапфи	R_f	мм	24,25
Довжина цапфи	H	мм	48,50
Радіальний зазор	C	мм	0,015
Допоміжний параметр	d	мм	0.2C; 0.5C; 0.5C 1C

Отримані результати наведені на рисунку 3.18

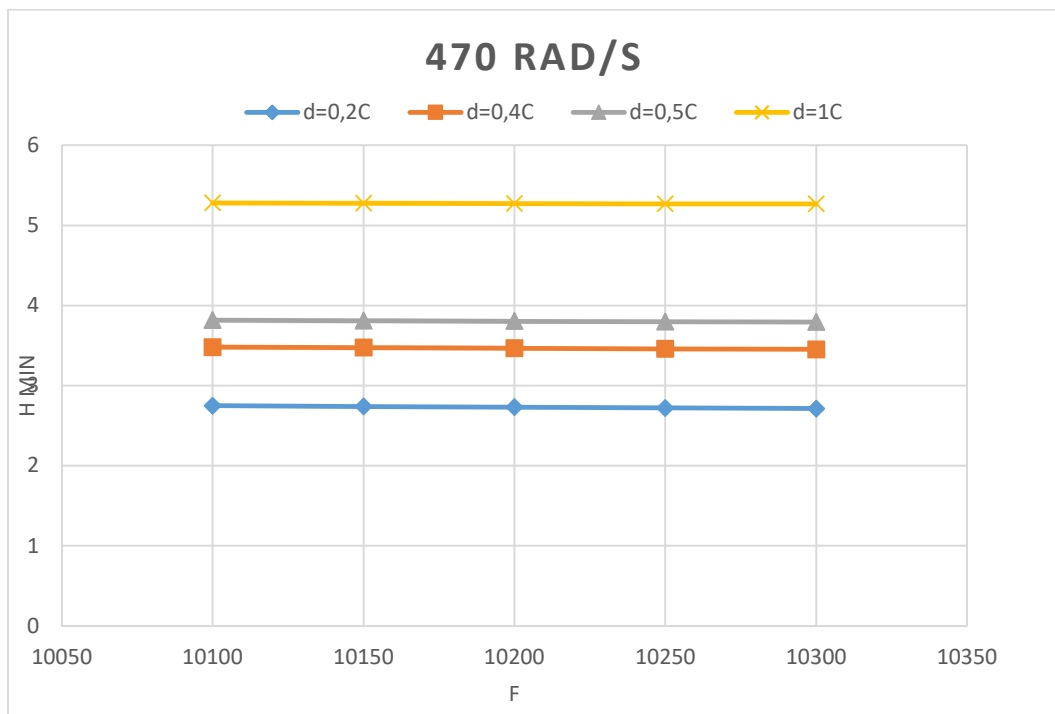


Рисунок 3.18 – Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання (розрахунковий випадок $F=10,2$ кН) при діаметрі 48мм

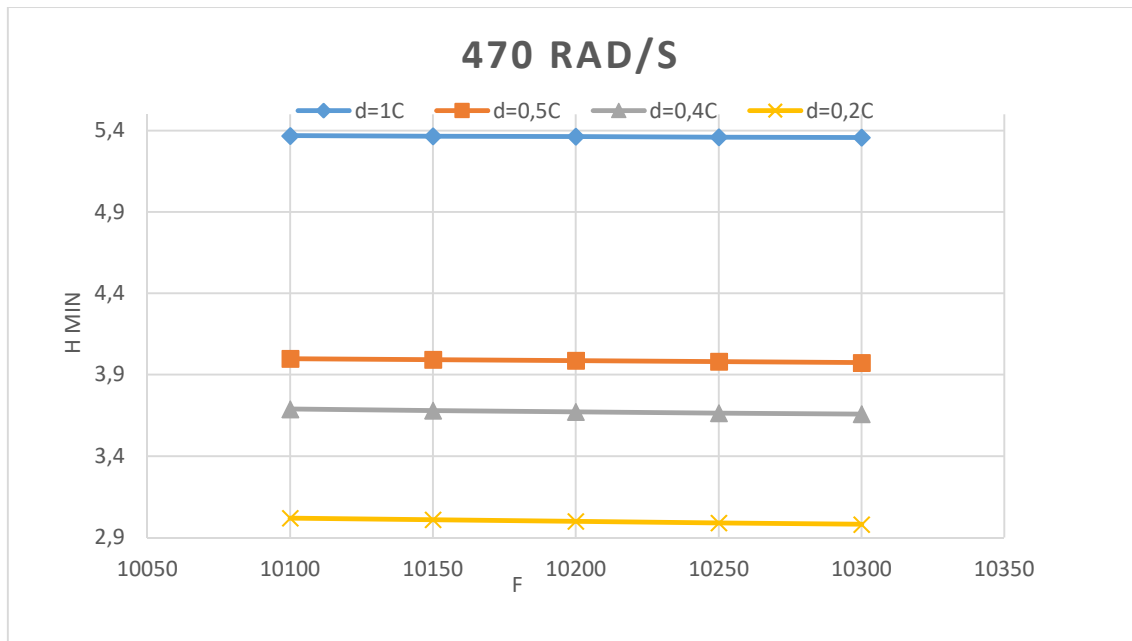


Рисунок 3.19– Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання (розрахунковий випадок $F=10,2$ кН) при діаметрі 50мм

Згідно результатам розрахунку остаточно назначений допоміжний параметр $d=1C$.

Під час розрахунку досліджувалися варіанти з різними значеннями діаметрів 50мм, 48мм.

На основі виконаних розрахунків довжина підшипника назначена 48мм, так як забезпечує найбільший h_{min} при мінімальному допустимому геометричному розміру.

3.5 Епюра тиску

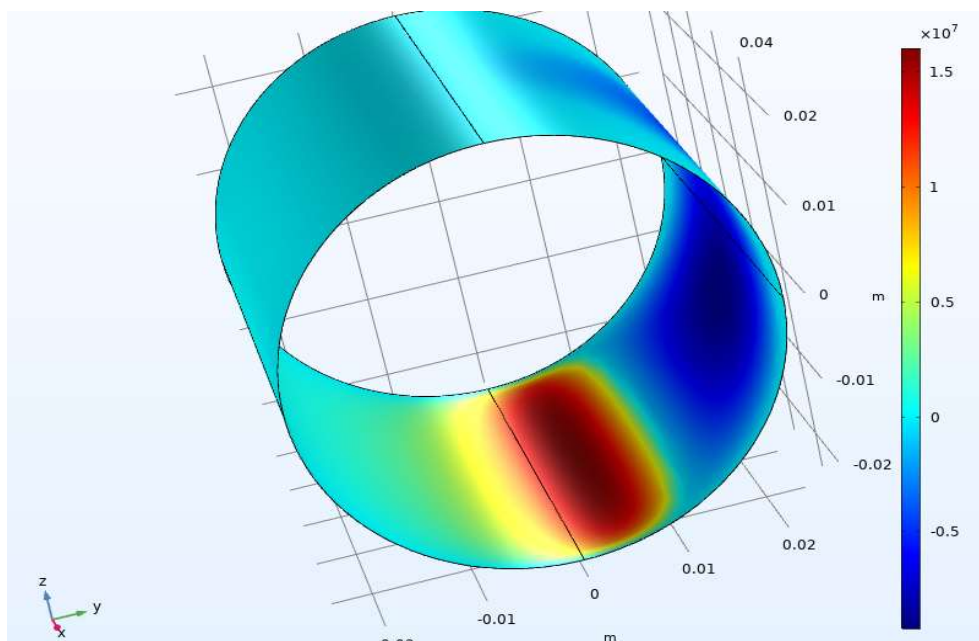


Рисунок 3.20 – Епюра тиску навантаженого підшипнику при 470 рад/с

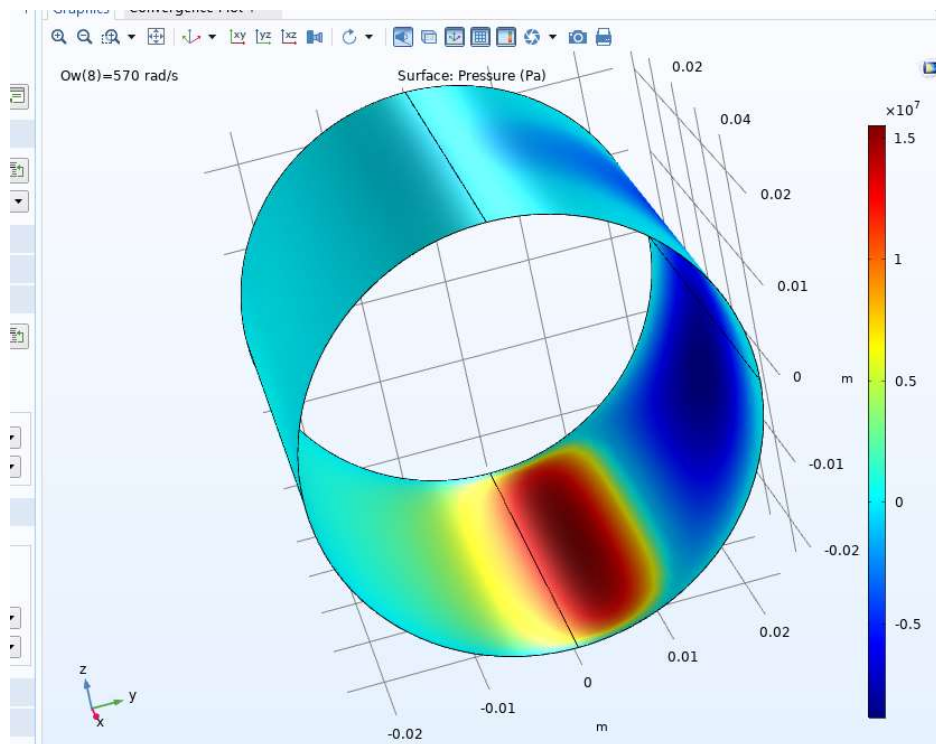


Рисунок 3.21 - Епюра тиску навантаженого підшипнику при 570 рад/с

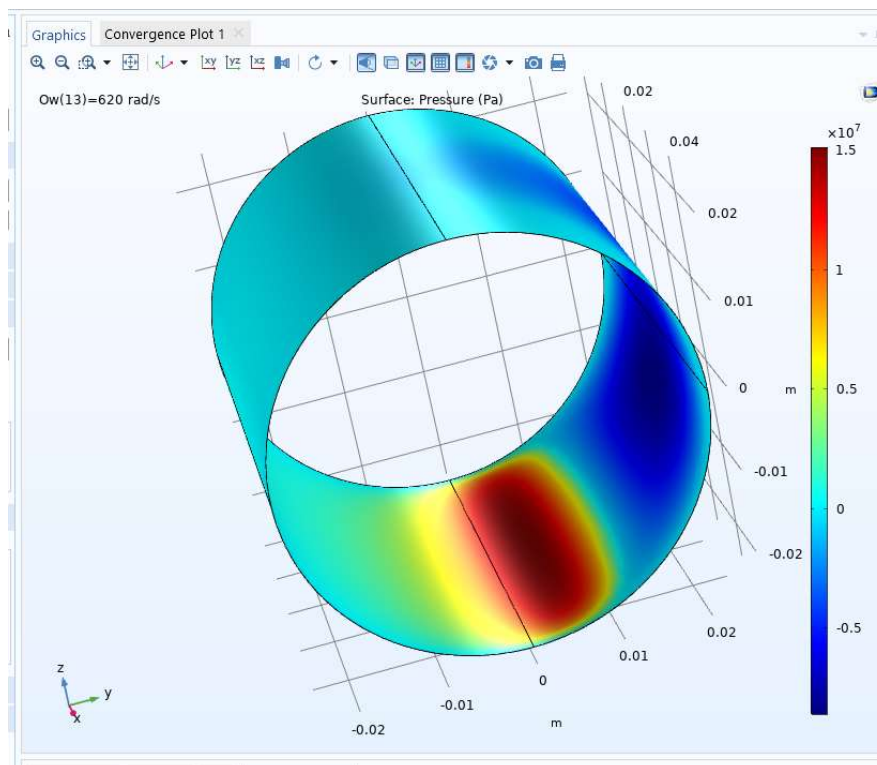


Рисунок 3.22 - Епюра тиску навантаженого підшипнику при 620 рад/с

Чим більше швидкість обертання тим менше тиск. Для подальших розрахунків на міцність обираємо тиск при мінімальній швидкості обертання.

Висновок по розділу

Було розраховано модель шестеренного насосу з застосуванням підшипників ковзання . Ітеративним способом підбору геометрії було виявлено діаметри цапфи при котрій буде працювати система. Мінімальний поріг роботи дорівнює 4000 обертів на хвилину. При цьому ми витримуємо показник мінімального зазору приблизно дорівнює 5 *мкм* .

4 КОНСТРУКЦІЯ

4.1 Корпус

Корпус змодельований в програмі SOLIDWORKS. Основними вимогами до нього є розміщення качаючого вузла і модулів необхідних для правильної роботи агрегату. Повинен витримувати напруги які з'являються в процесі роботи агрегату а саме тиск. Також в ньому розміщені канали для відводу рідини від переливного клапану.

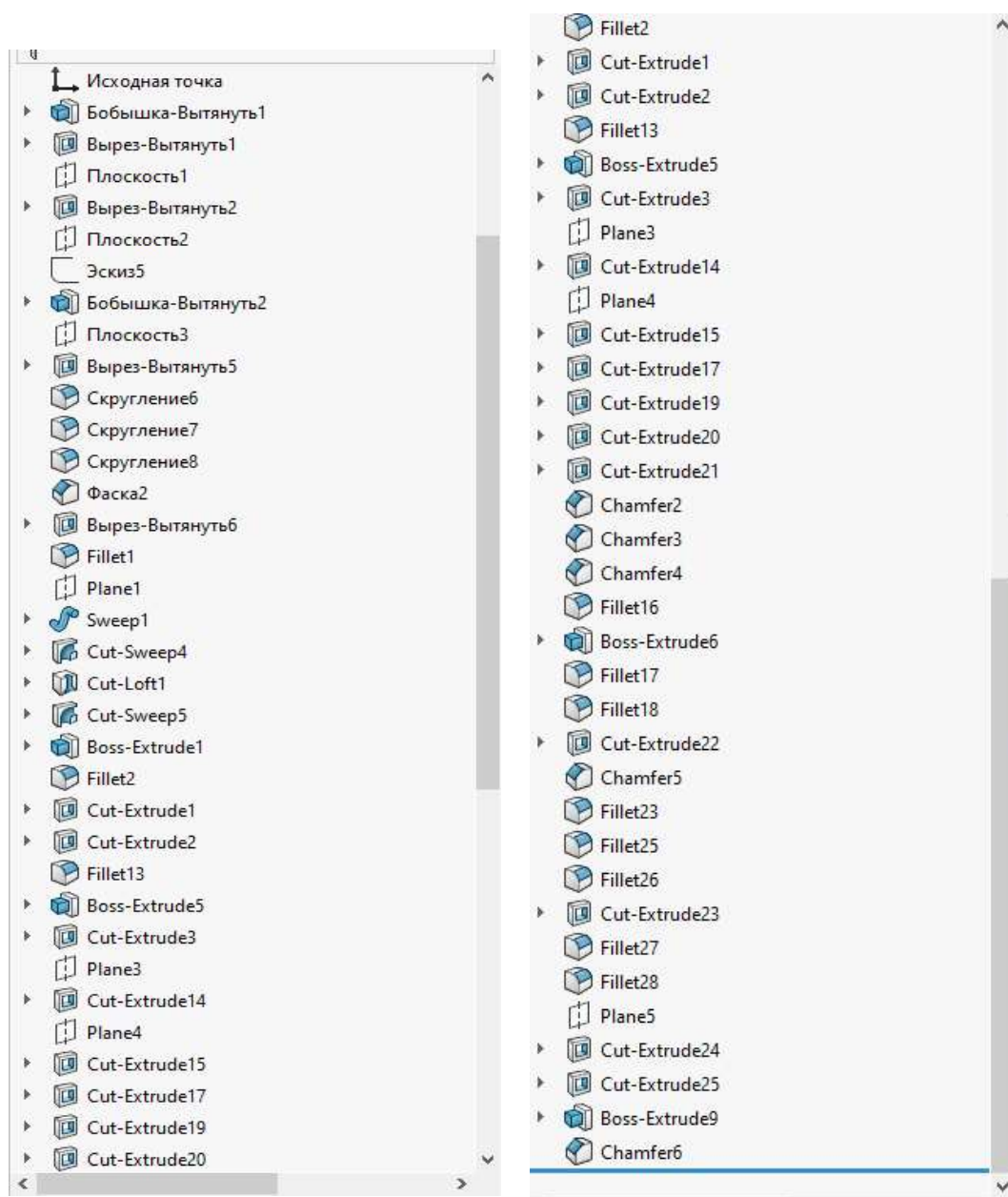


Рисунок 4.1 – Дерево побудови трьох вимірної моделі корпусу

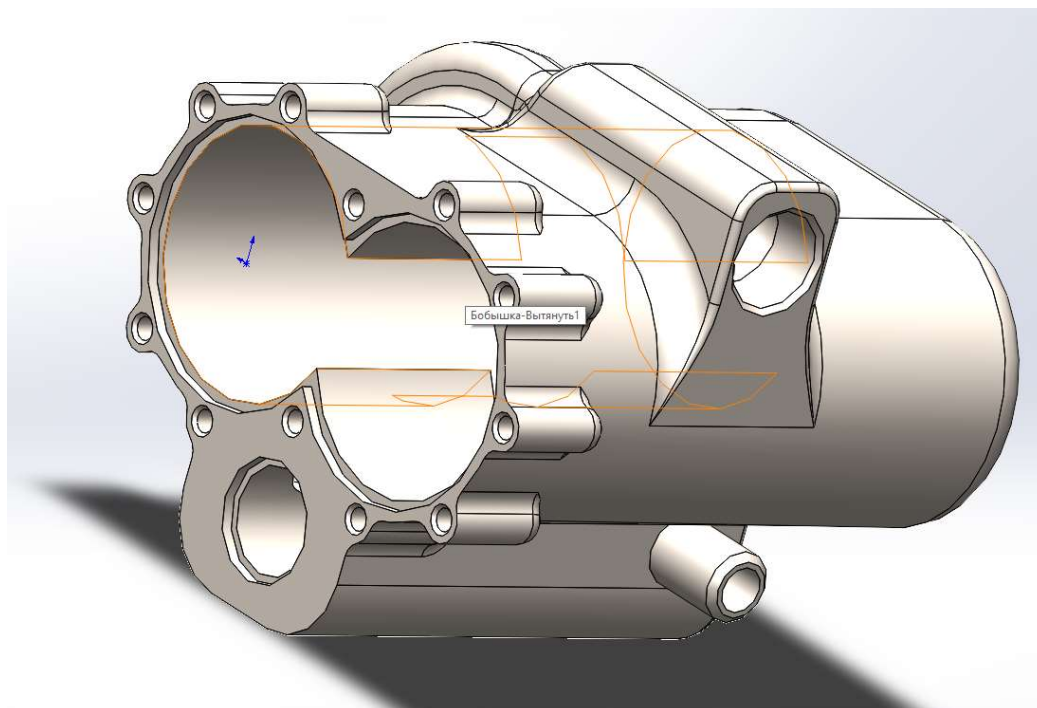


Рисунок 4.2 – Трьох вимірна модель корпусу ізометричний вид

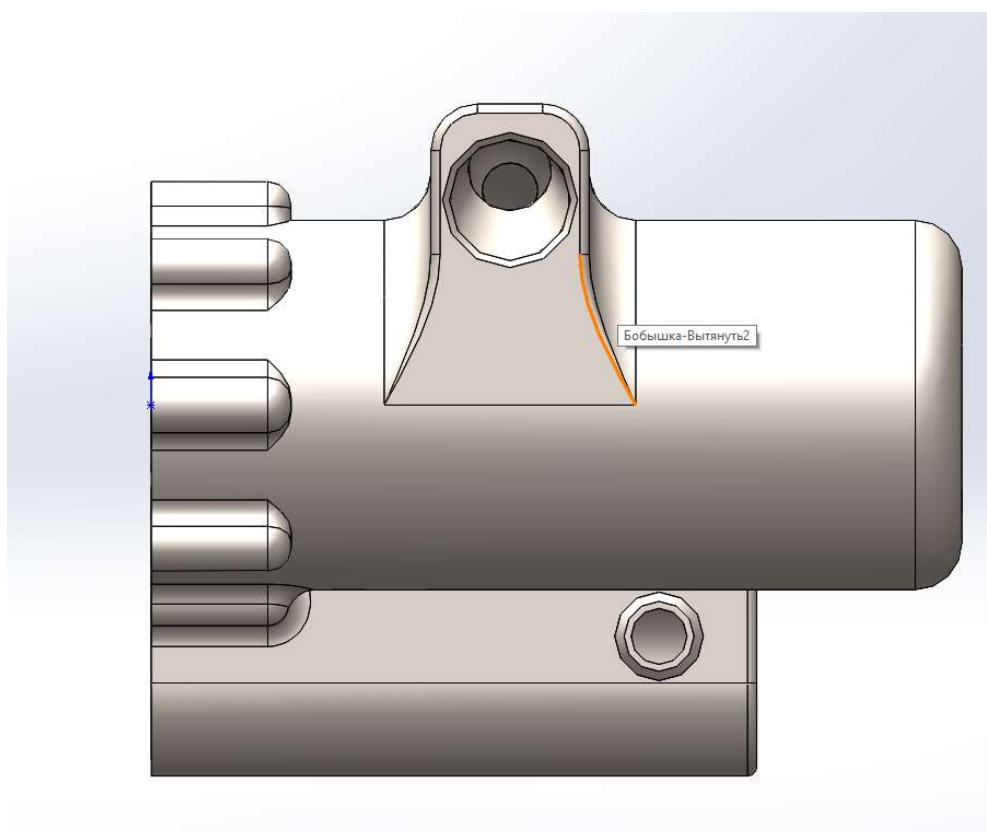


Рисунок 4.3 – Трьох вимірна модель корпусу вид справа

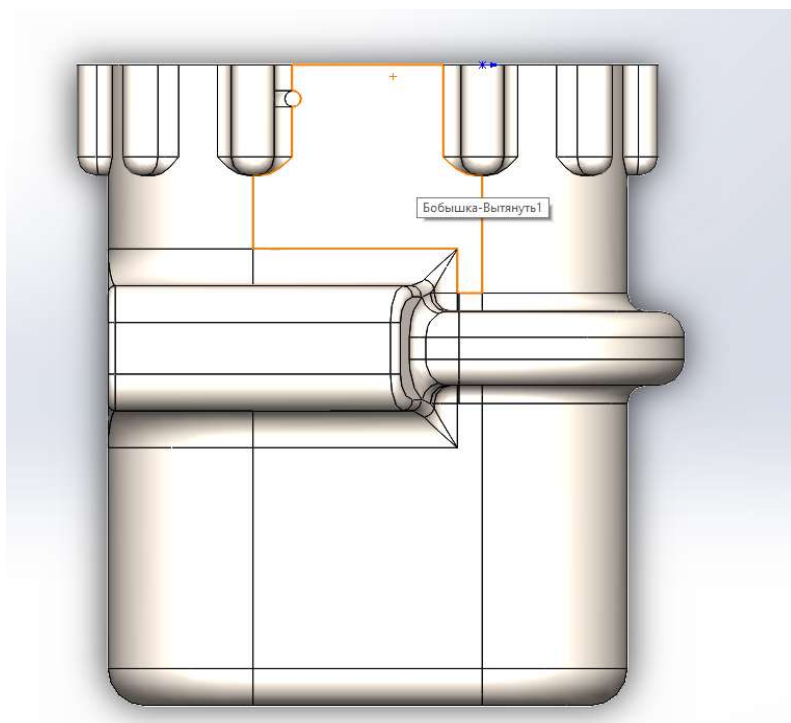


Рисунок 4.4 - Трьох вимірна модель корпусу вид зверху

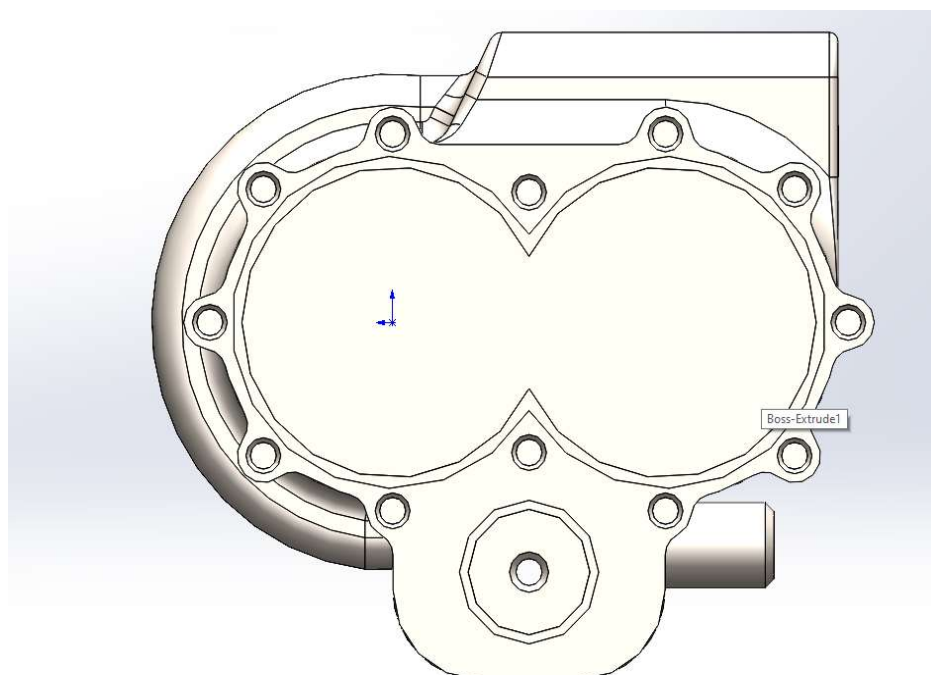


Рисунок 4.5- Трьох вимірна модель корпусу вид спереду

4.2 Втулки диференціального піджиму

Основна задача втулки диференціального піджиму – це забезпечити рівномірний піджим втулки до шестеренного колеса без прекоосу, і, як наслідок, без нерівномірного зносу і збільшених об'ємних витрат.

Один з варіантів розрахунку – це порівняння площини між зубового простору та площі між сухарями втулки. У такому випадку також враховується кількість впадин та кількість робочих камер втулки, які утворені сухарями і ними ж ізолюються одна від одної. Результати вимірів представлені на рисунку 4.2

Помножимо значення площини на кількість відповідних елементів:

- Диференціальна втулка: $20 \cdot 42,25 \text{ мм}^2 = 845 \text{ мм}^2$;
- Впадини шестеренного колеса: $19 \cdot 37,69 \text{ мм}^2 = 715,92 \text{ мм}^2$.

Не враховуються впадини, які знаходяться в зачепленні. Площі порівнюємо відносно площини впадин зубів:

$$\Delta = \frac{845 - 715,92}{715,92} * 100\% = 18\%$$

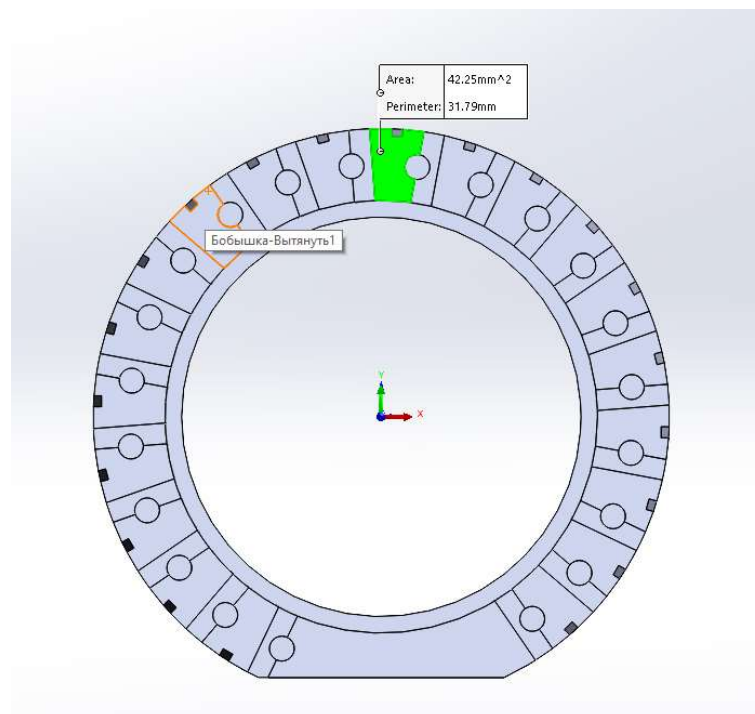


Рисунок 4.6 - Активна площа на диференційній втулці

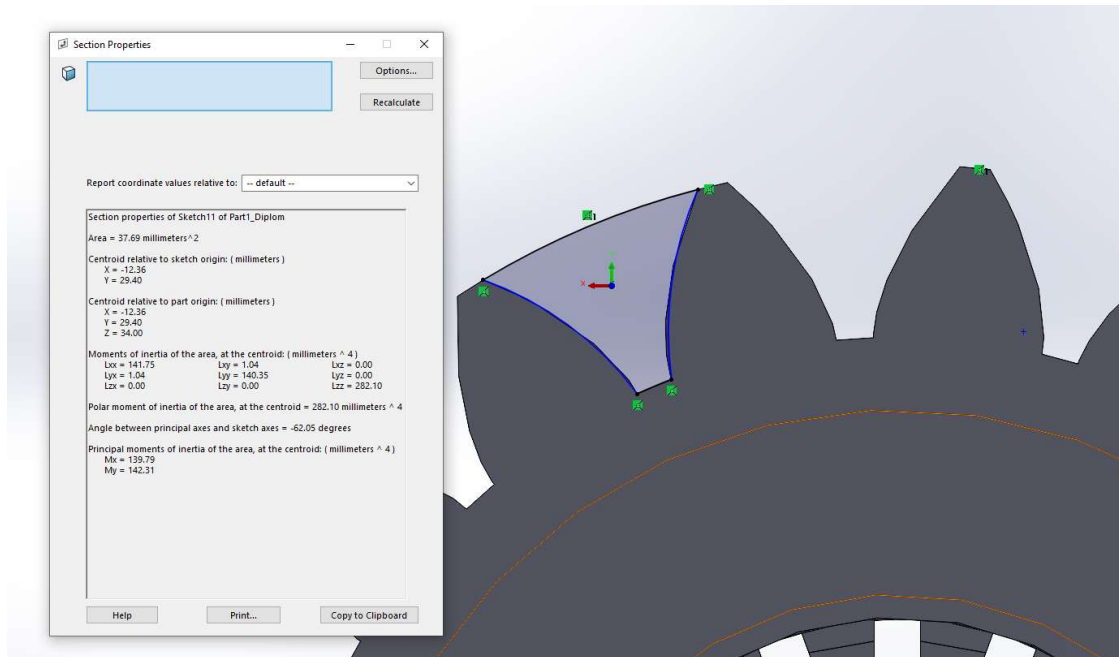


Рисунок 4.7 – Площа між зубового простору

Для створення піджиму достатньо різниці в площі 10% і більше.

4.3 Підшипник ковзання

Можливі конструктивні виконання підшипників наведені на рисунку 4.1

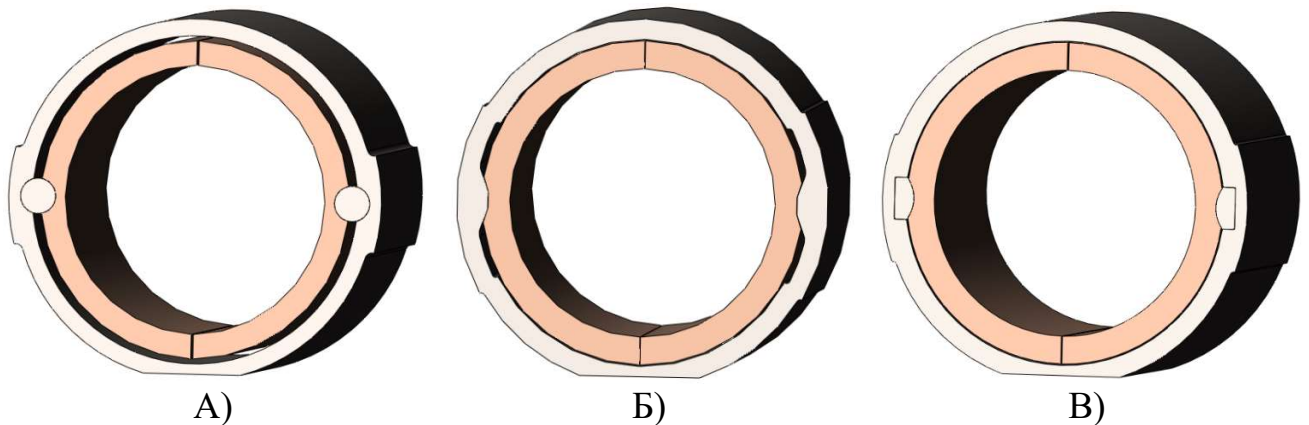


Рисунок 4.8 – конструктивні виконання підшипників ковзання

Варіант А найбільш технологічний, але має, відносно інших варіантів, найбільші радіальні розміри. У даному насосі при цьому варіанті пелюстка буде мати тонкостінний елемент у місці контакту з роликом.

Варіант Б можливо реалізувати у даній конструкції, але він не технологічний.

Варіант В – компроміс між першими двома: більш технологічний, ніж другий та не призводить до появи тонкостінних елементів пелюстки підшипника, як перший.

Розрахунок на міцність

Розрахунок на міцність проводили згідно з результатами отриманими у розділі 3.5

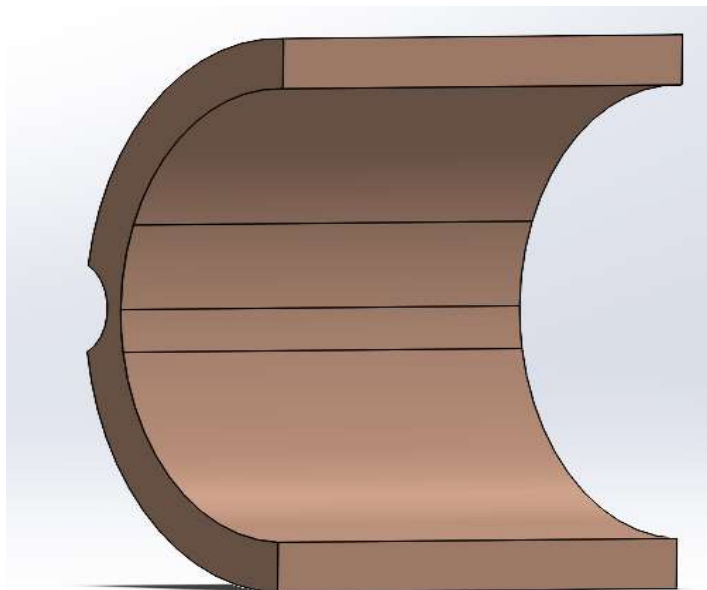
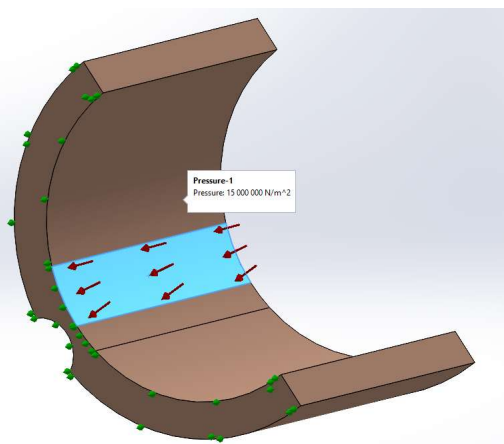
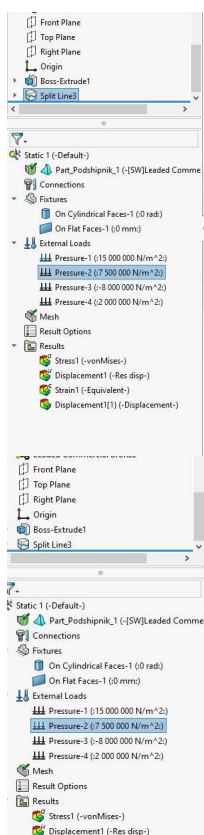
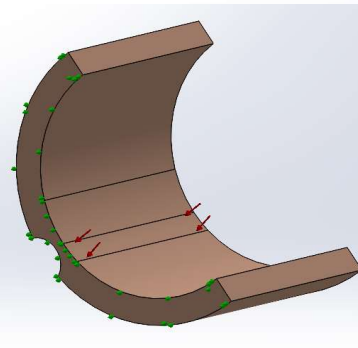


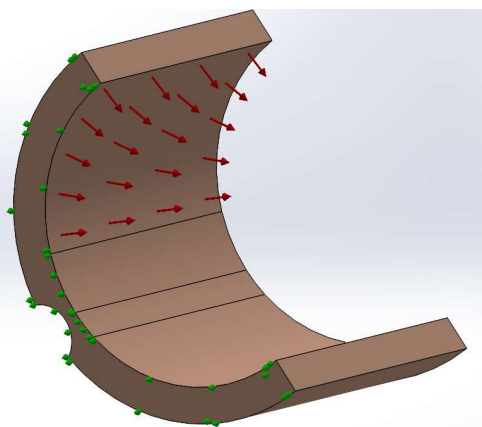
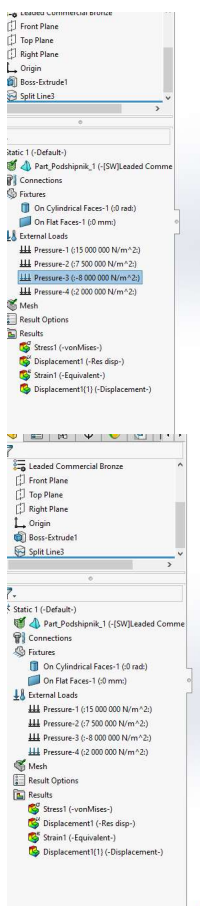
Рисунок 4.9 - Розділ підшипника на площі тиску



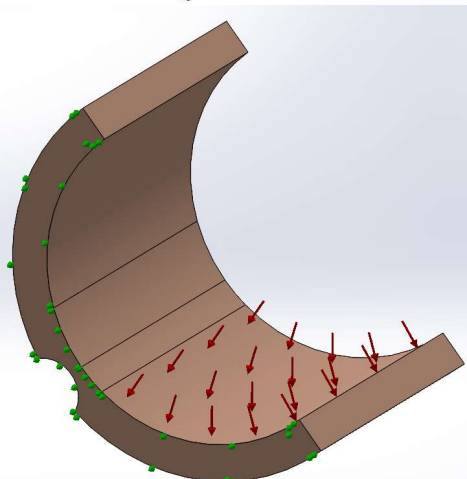
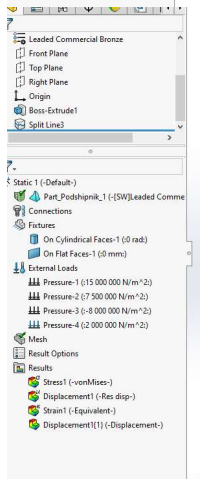
Тиск
дорівнюючий 15
МПа (Н/мм²)



Тиск
дорівнюючий 7,5
МПа (Н/мм²)

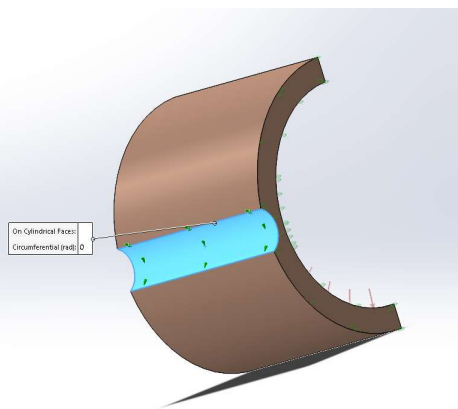
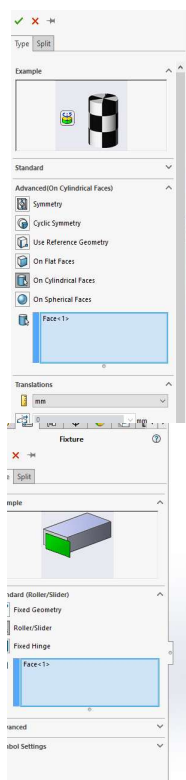


Тиск
дорівнюючий -8
МПа (Н/мм²)

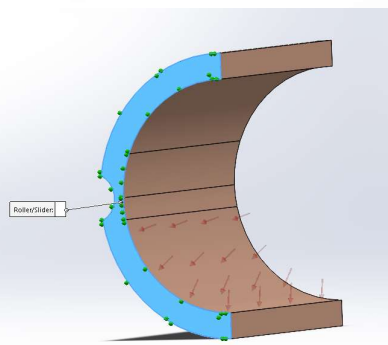


Тиск
дорівнюючий 2
МПа (Н/мм²)

Рисунок 4.10 – Прикладання тиску



Прикладання
шарнірного
закріплення у
місці контакту зі
зрізаним
роликком



Прикладання
закріплення що
дозволяє
переміщення по
осях X та Y а Z ,
тобто
переміщення по
цапфі блокує.

Рисунок 4.11 – Закріплення деталі

Результати розрахунку на статичну міцність пелюстки підшипника , геометричні данні якої були приведенні вище.

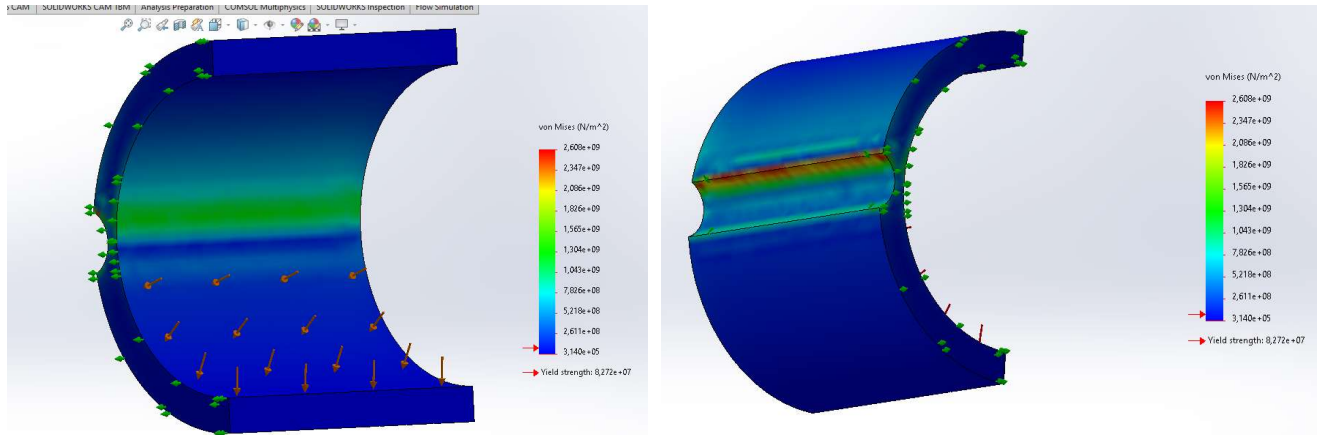


Рисунок .12 - Єпюри напружень деталі

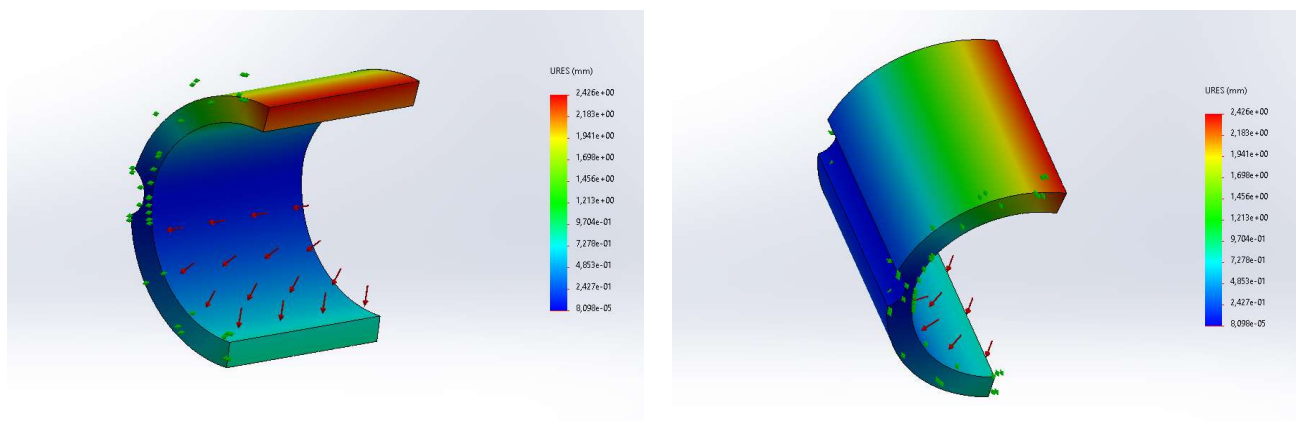


Рисунок 4.13 – Єпюра переміщень

Висновки

Згідно с результатами дослідження на статичну міцність було виявлено, що пелюстка витримує навантаження. Але у місці де контактує зі зрізаним роликком (шарніром) з'являються концентратори напруги які мають не фізично великі значення напруги, це свідчить що конструкція потребує подальшого доопрацювання. З метою зменшення концентратора напруги.

Можливі варіанти вирішення :

- Зміна поверхні контакту з циліндричної на еліпсоїдну;
- Усунути гострі кути деталі;
- Збільшення товщини пелюстку за рахунок зменшення товщини зовнішньої втулки.

4.4 Привідна ресора

Прийнята конструкція ресори – суцільна Рисунок 5.14 .Розрахунок виконаний в програмі Excel Матеріал пріянтъ 40 ХН.

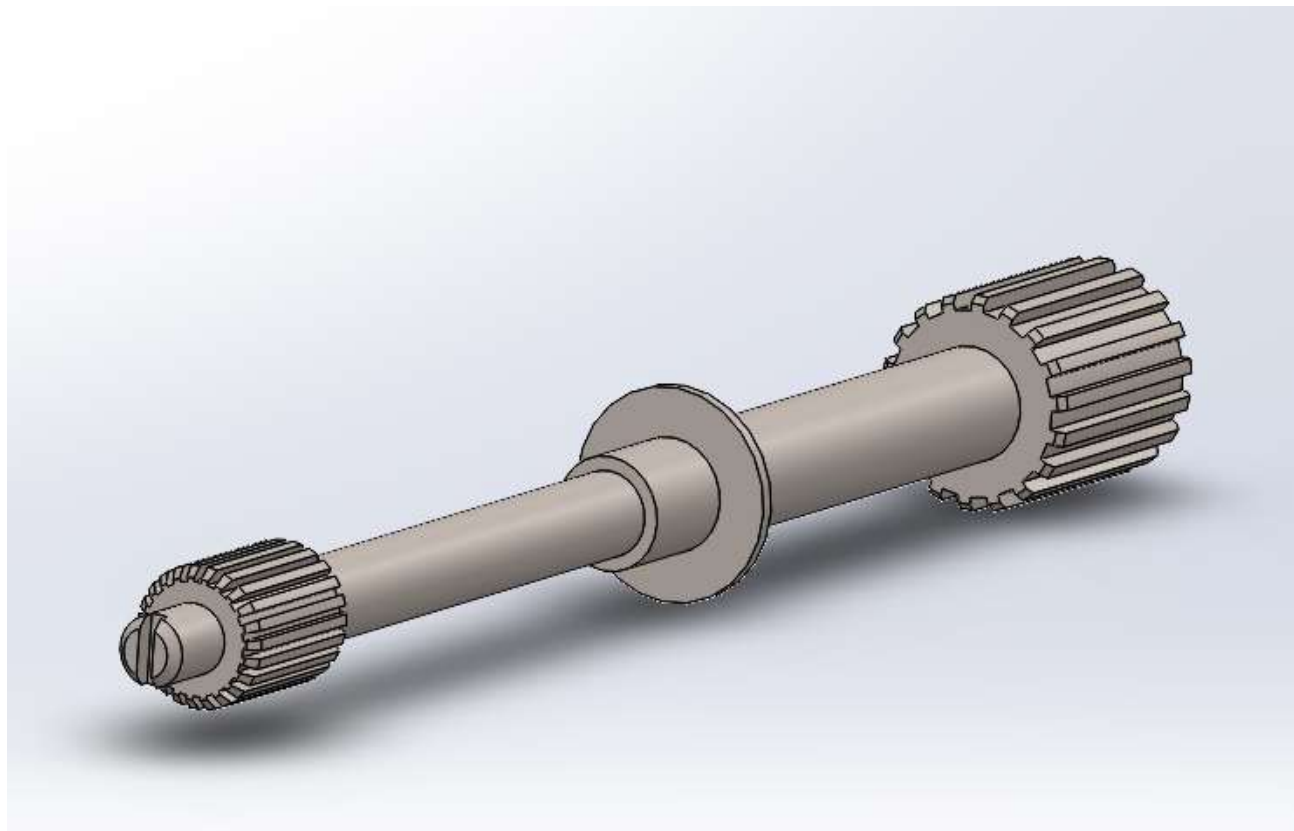


Рисунок 4.14 – Ізометричний вид ресори

Таблиця – 5.1 Данні розрахунку ресори

Найменування	Значення	Розмірність
[Т кр]	310	МПа
Крутний момент	81,3	Н*м
Діаметр	11,04	мм

Ресора виконана з запасом , мінімальний діаметр обрано 12 мм. Ескіз побудови приведена на Рисунку 4.15

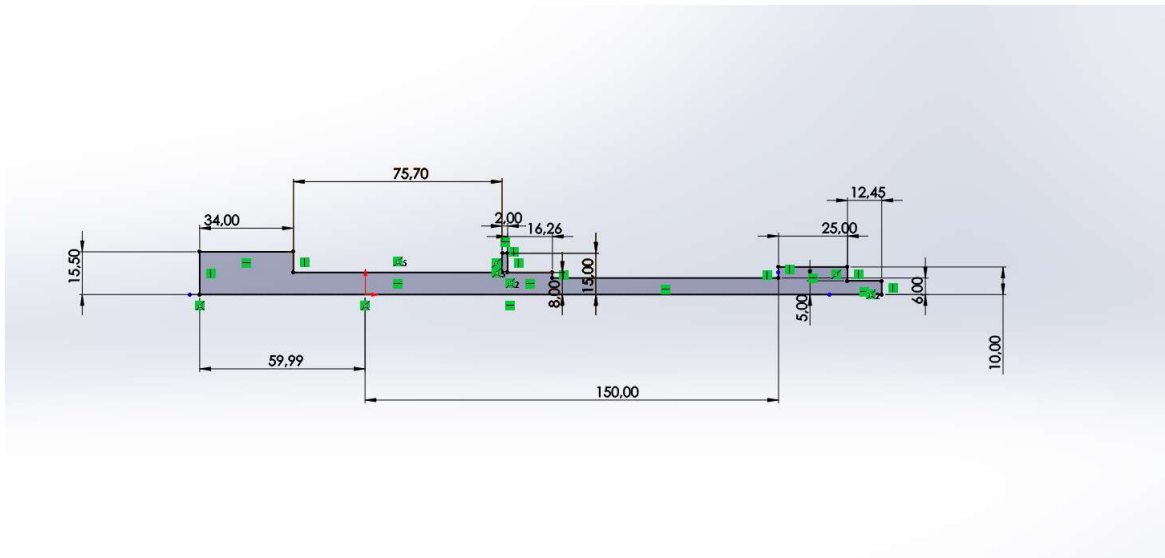


Рисунок 4.15 – Ескіз побудови ресори

4.5 Втулка з канавками для усунення запирання рідини

Для уникнення запирання рідину у між зубному просторі ,що веде до розпирання валів та додаткового навантаження на опори валів. Що проводить зменшення мінімального допустимого зазору для нормальної роботи у підшипниках.

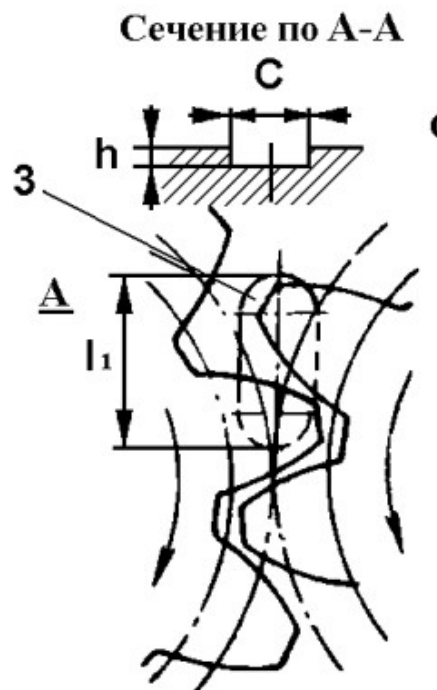


Рисунок 4.15 – Розвантажувальна канавка

Розрахунок виконан у програмі Excel. Формули узяті з посібника []
Початкові данні і результати розрахунку приведені у таблиці ____

Таблиця - 4.2 Данні розрахунку розвантажувальної канавки

Параметр	m (мм)	S (мм)	z	h (мм)	C (мм)	I (мм)
Значення	3.3	62.7	19	1.65	4.62	4.8

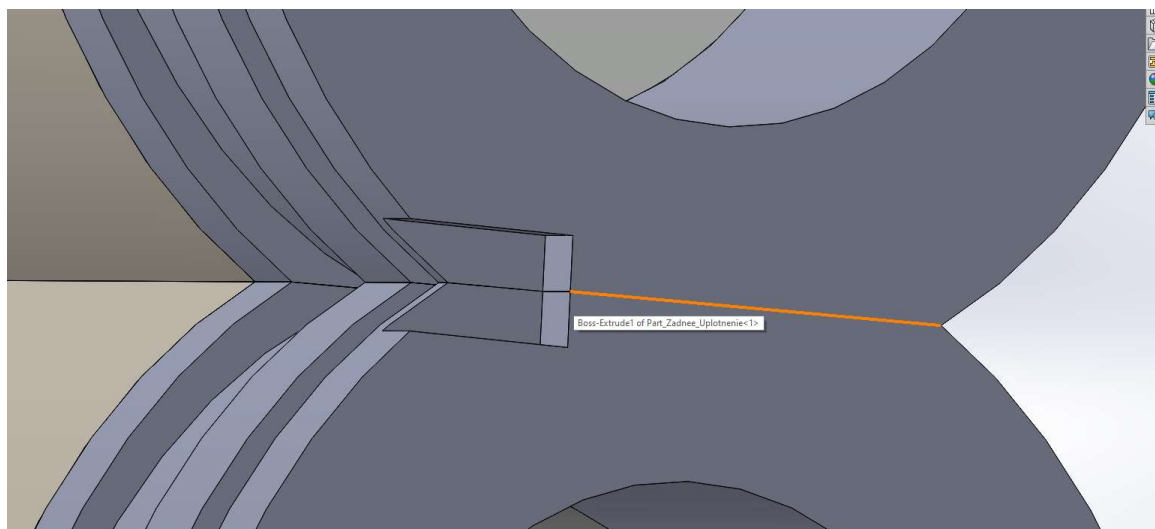


Рисунок 4.16 – Вид канавки виконаний у конструкції

4.5 Шестерня

Наведено конструкція шестерень. Виконано за схемою вал-шестерня, у провідній шестірні нарізані шліци під ресору.

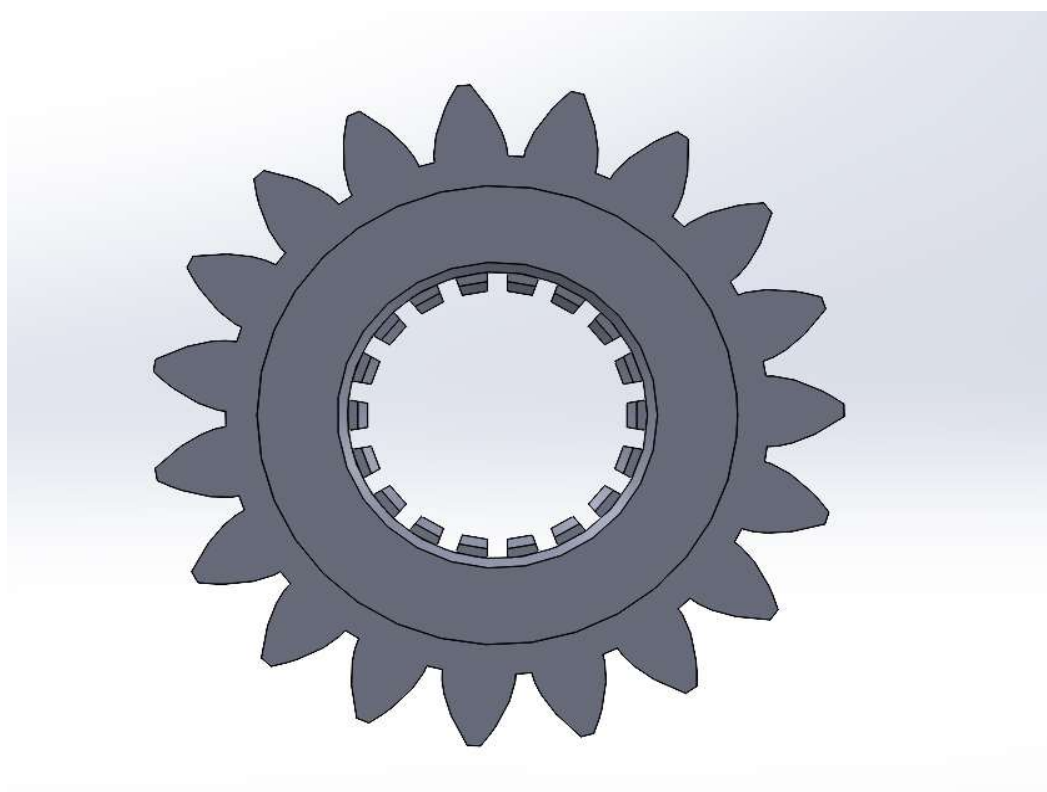


Рисунок 4.17 – Вид шестерні спереду

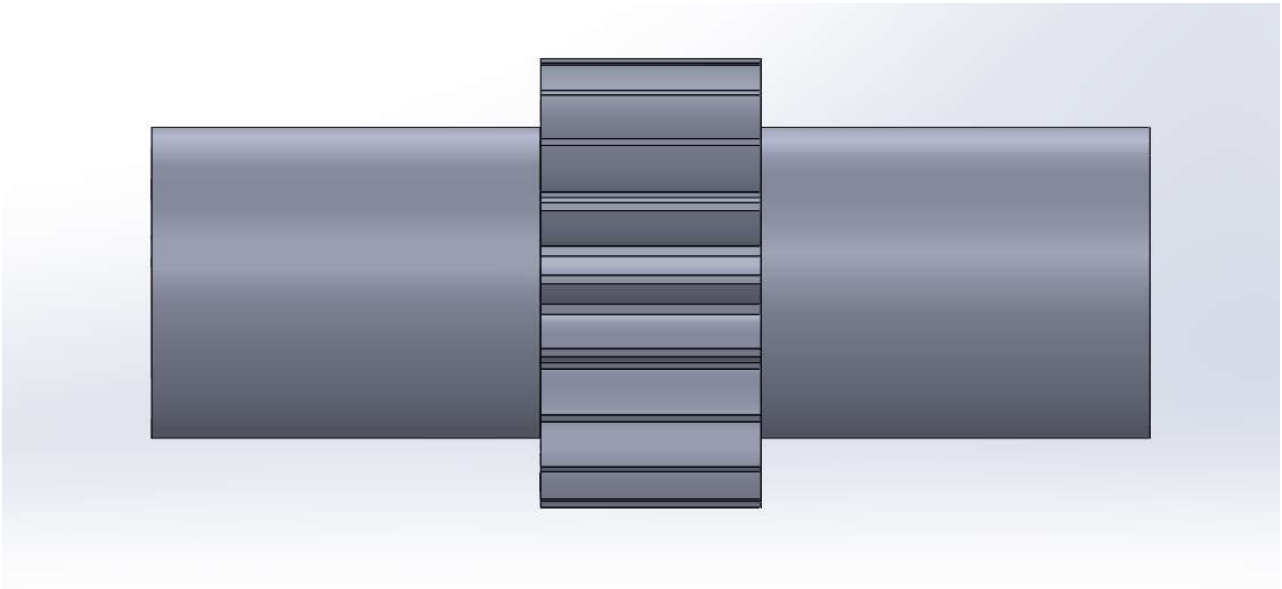


Рисунок 4.18 – Вид шестерні справа

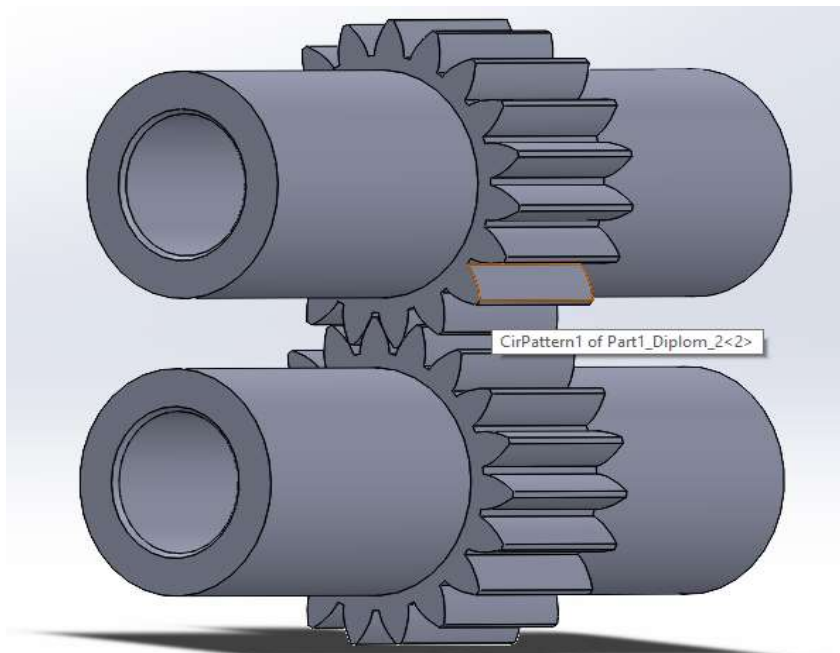


Рисунок 4.19 – Ізометричний вид шестерень у сборі (провідна - знизу, ведена – зверху)

4.6 Клапан переливний

Опис конструкції

Для роботи насосу потрібний механізм перепуску рідини як захист від закидів тиску у системі. Конструкція типова. Елементом що сприймає тиск рідини це кулька з площею дотику 6 мм. Клапан перепускає рідину на вхід насосу. Основним робочим елементом є пружина. Розрахунок якої наведено нижче. Налаштування клапана проводиться на стенді при випробуваннях, налаштовується за допомогою затискання пружини за допомогою спеціальних шайб.

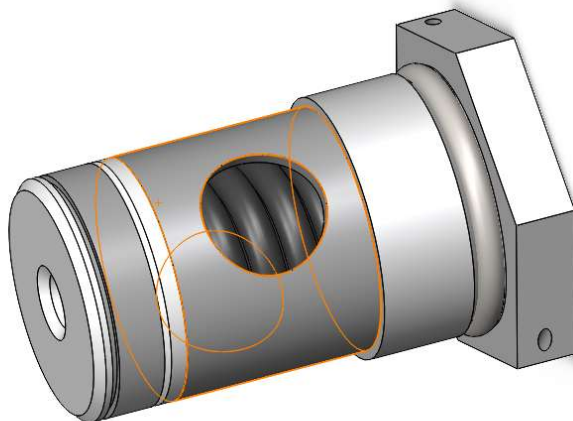


Рисунок 4.20 – Клапан переливний

Діаметр виходу з клапана дорівнює 13 мм , таких отвора два. Вони об'єднуються за каналом у корпусі що відводе рідину на вхід насосу.

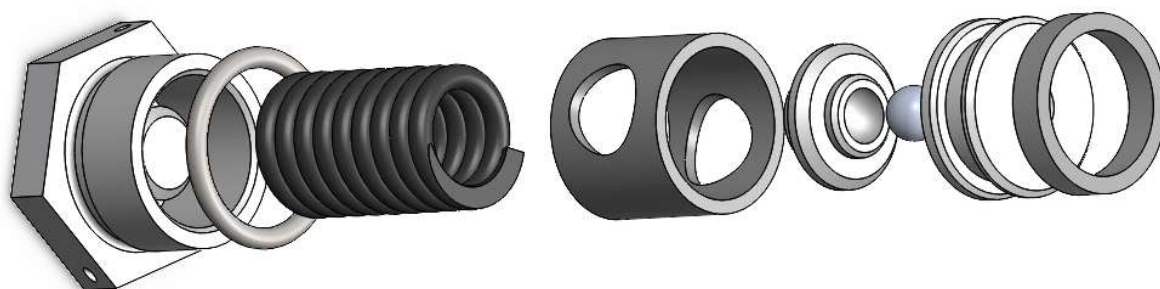


Рисунок 4.21 – Рознесений вид переливного клапана

Розрахунок пружини

Таблиця- 4.3 Тиск на який розраховується клапан

P_1 (Па)	P_2 (Па)	P_3 (Па)
11000000	12000000	12500000

Тиск на який розраховується клапан обрані із конструктивних міркувань.

Формули наведені нижче, використані згідно ГОСТ 13765-86, діаметр входу в клапан рівний 6 мм.

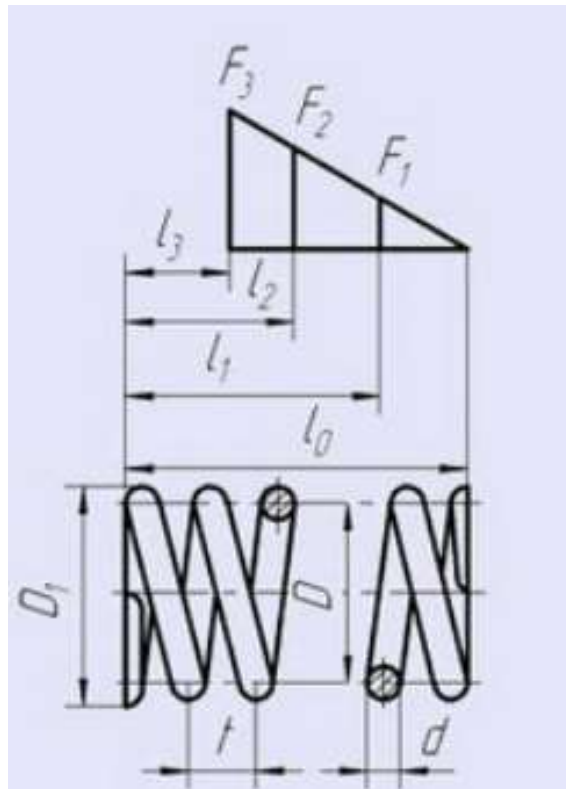


Рисунок 4.22 – Основні параметри розрахунку пружини.

Сила пружини при попередній деформації, (Н)

$$F_1 = P_1 * \frac{\pi D_{III}^2}{4} = 311.0174 \text{ (Н)}$$

Сила пружини при робочій деформації (відповідає найбільшому примусовому переміщенню рухомого ланки в механізмі), (Н)

$$F_2 = P_2 * \frac{\pi D_{III}^2}{4} = 339.2917$$

Витривалість пружини , число циклів до руйнування;

$$N_f = 10^7 \text{ (циклів)}$$

Зовнішній діаметр пружини (мм)

$$D_1 = 21 \text{ (мм)}$$

Попередньо приймається з урахуванням конструкції вузла. Уточнюються за таблицями ГОСТ 13766-86.

Данні з ГОСТу 13766-86

Таблиця – 4.4 Данні дроту та пружини

F3	d	D1	c1	s3
355	3,5	21	274,4	1,294
	4	32	114,4	3,103
	4,5	42	76,28	4,653
	5	60	36,85	9,635

- 1) Відносний інерційний проміжок пружини стиснення;
 $\Delta=0,04$

Для пружин стиснення класів 1 и 2 $\Delta=0,05 \dots 0,25$;

Сила пружини при максимальній деформації, (Н)

$$F_3 = P_3 * \frac{\pi D_{III}^2}{4} = 353,43 \text{ (Н)}$$

Уточнюємо за таблицями ГОСТ 13766-86, вище наведене значення розраховане з максимального закидання тиску.

Сила попереднього напруження; (Н)

$$F_0 = (0,1 \dots 0,25) * F_3 = 53,01433 \text{ (Н)}$$

Діаметр дроту (мм)

$$d = 3,5 \text{ мм}$$

Приймається в залежності від розрахованої сили і прийнятого варіанта виконання пружини.

Жорсткість одного витка пружини (Н/мм);

$$c_1 = 274,4 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right)$$

Максимальна деформація одного витка пружини (мм);

$$s_3'' = s_3' * \frac{(F_3 - F_0)}{F_3} = 1,0999 \text{ (мм)}$$

Максимальна дотичне напруження пружини (МПа);

$$\tau_3 = k * \frac{8F_3 D}{\pi d^3} = 336 \text{ (МПа)}$$

Призначається по табл. 2 ГОСТ 13764-86

Модуль зсуву (МПа);

$$G = 78500$$

Динамічна (гравітаційна) щільність матеріалу (Н * $\frac{\text{с}^2}{\text{м}^4}$);

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = 8000 \left(\text{Н} * \frac{\text{с}^2}{\text{м}^4} \right)$$

Де g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$; γ – питома вага, $\text{Н}/\text{м}^3$.

Жорсткість пружини (Н/мм);

$$c = \frac{F_2 + F_1}{h} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{F_3}{s_3} = \frac{Gd^4}{8D^3n} = 39,25 \text{ (Н/мм)}$$

Число робочих витків пружини;

$$n = \frac{c_1}{c} = 7$$

Повне число витків пружини;

$$n_1 = n + n_2 = 9$$

де n_2 – число опорних витків.

Середній діаметр пружини (мм);

$$D = D_1 - d = D_2 + d = 17,5 \text{ (мм)}$$

Індекс пружини;

$$i = \frac{D}{d} = 5$$

Попередня деформація пружини (мм);

$$s_1 = \frac{F_1}{c} = 7,924 \text{ (мм)}$$

Робоча деформація пружини (мм);

$$s_2 = \frac{F_2}{c} = 8,644 \text{ (мм)}$$

Максимальна деформація пружини (мм);

$$s_3 = \frac{F_3}{c} = 9,004 \text{ (мм)}$$

Довжина пружини розтягування у вільному стані (мм);

$$l_0 = l_3 + s_3 = 36,973 \text{ (мм)}$$

Довжина пружини при попередній деформації (мм)

$$l_1 = l_0 - s_1 = 27,044 \text{ (мм)}$$

Довжина пружини при робочій деформації (мм);

$$l_2 = l_0 - s_2 = 26,324 \text{ (мм)}$$

Крок пружини в вільному стані (мм);

$$t = s'_3 + d = 4,794 \text{ (мм)}$$

Напруга в пружині при попередній деформації (МПа);

$$\tau_1 = \frac{F_1}{F_3} \tau_3 = 295,68 \text{ (МПа)}$$

Напруга в пружині при робочій деформації (МПа);

$$\tau_2 = \frac{F_2}{F_3} \tau_3 = 322,56 \text{ (МПа)}$$

Коефіцієнт, що враховує кривизну витка пружини;

$$k = \frac{4i - 1}{4i + 4} + \frac{0,615}{i} = 0,914$$

Внутрішній діаметр пружини (мм);

$$D_2 = d_1 - 2d = 14 \text{ (мм)}$$

Тимчасовий опір дроту при розтягуванні (МПа);

$$R_m = 1700$$

4.7 Вхідний штуцер

Проблематика

Однією з великих проблем всіх насосів, що впливають на ресурс і працездатність агрегатів є кавітація, і руйнування викликані нею.

Кавітація - це явище утворення бульбашок в рідкому середовищі з подальшим їх спаданням. Утворюються внаслідок наявності в рідині так званих ядер кавітації. Це, по суті, слабкі точки течії рідини в яких порушується суцільність рідини. Найімовірніше ці ядра є нерозчиненими газовими включеннями.

Вплив кавітації на агрегати - негативна. Явища від неї що впливають на агрегат внаслідок кавітації це шум при роботі насоса, коливання впливають на складові частини агрегату, а так же ерозія поверхонь. Все це викликано спаданням бульбашок.

Способи усунення кавітації - це збільшення тиску на вході в насос, перепрофілювання входу в насос (у всмоктувальну порожнину), використовувати насоси які мають меншу кількість обертів, зниження витрат або температури рідини що зменшує тиск насичених парів.

У нашому випадку для боротьби з кавітацією спроектована система «штуцер входу» Його конструкція представлена нижче.

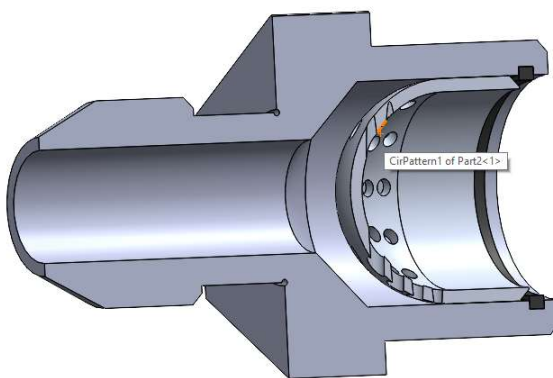


Рисунок 4.23 - Штуцер входу в зборі

Опис конструкції

Штуцер входу складається з безпосередньо штуцера, внутрішнє тіло яке і зупиняє потік, а також стопорне кільце. Внутрішнє тіло товщиною 3 мм, на вершині купола деталі ,немає отворів. Сумарна площа діаметрів усіх отворів дорівнює 1,1 від площі входу. Але він потребує до розрахунків та перепрофілювання тому як під час розширення потоку що приводить до закриття течії через турбулентний потік але швидкість на дроселюючий втулці падає тобто те що ми и намагалися зробити.

4.8 Кришка

Модель кришки насоса побудована у програмі SOLSDWORKS. Основні вимоги до кришки є розміщення фланців для з'єднання з корпусом і з іншими вузлами (електродвигуном). Повинен витримувати навантаження, а саме вага

насоса, якщо його опорою слугуватиме фланець електродвигуна. Виконана канавка під ущільнення. Модель кришки насоса приведена на рисунку 4.12

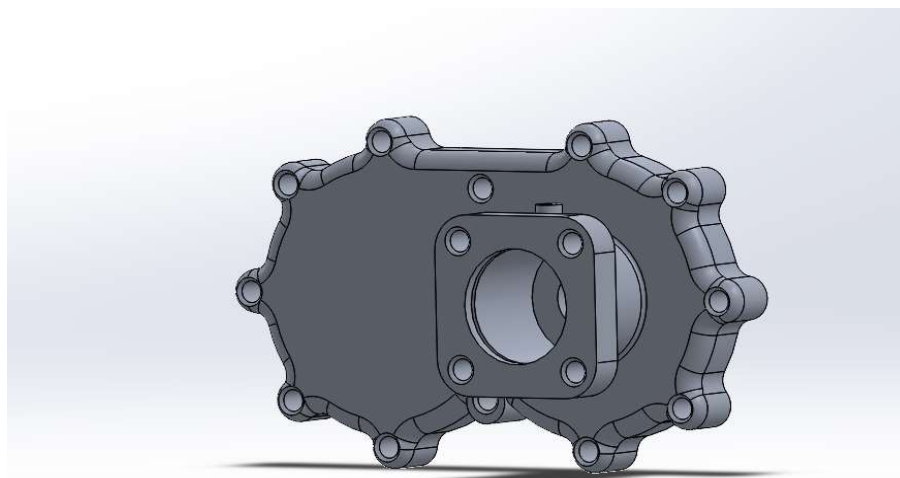


Рисунок 4.24 - Ізометричний вид кришки корпусу.

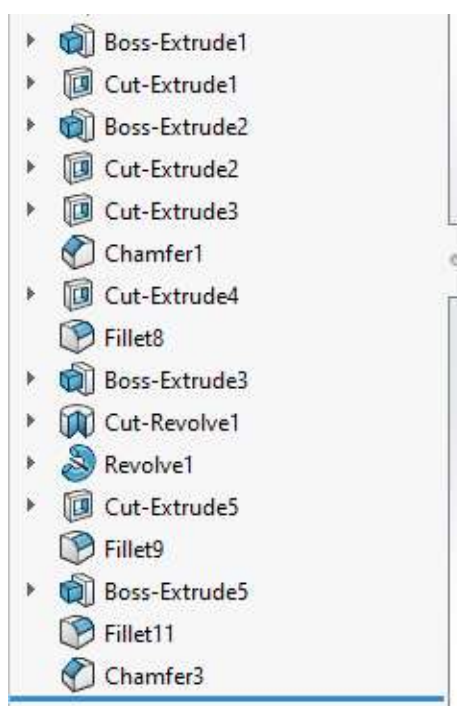


Рисунок 4.25 – Структура побудови деталі

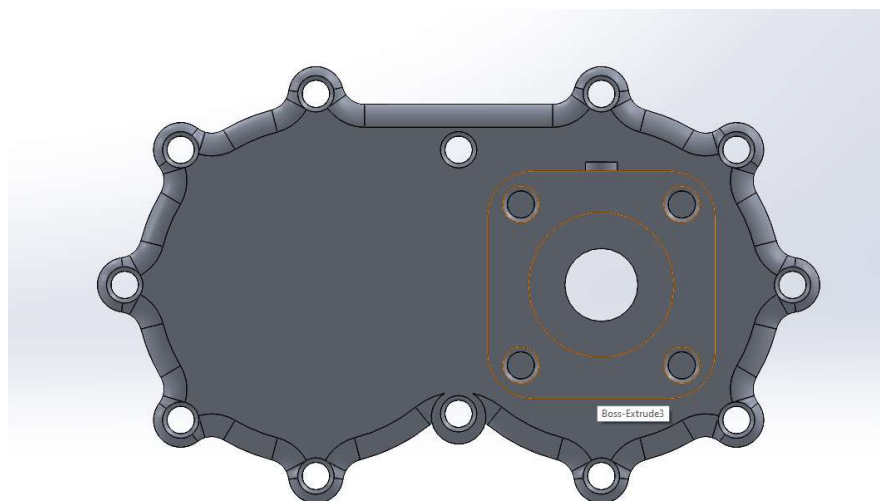


Рисунок 4.26 – Вид спереду

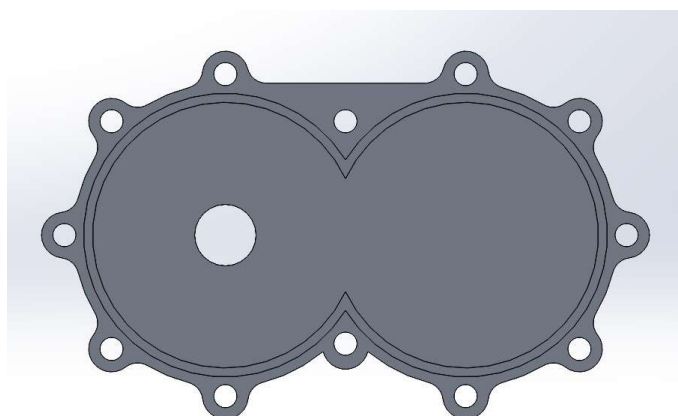


Рисунок 4.27 – Вид ззаду

4.9 Насос у зборі

Наведені рисунки 4.28 – 4.32 для відображення насосу у зборі.

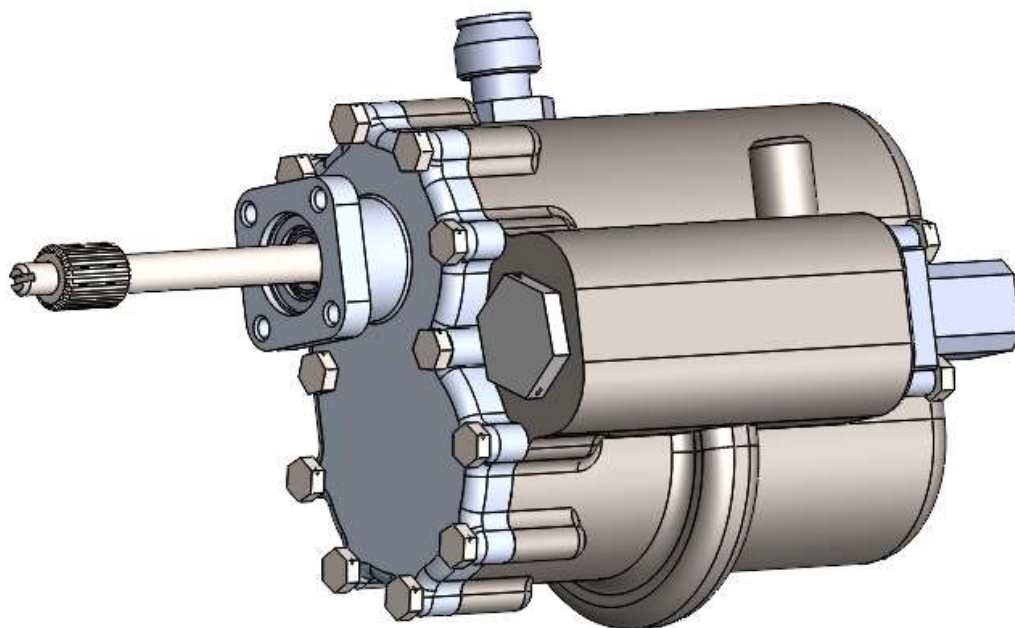
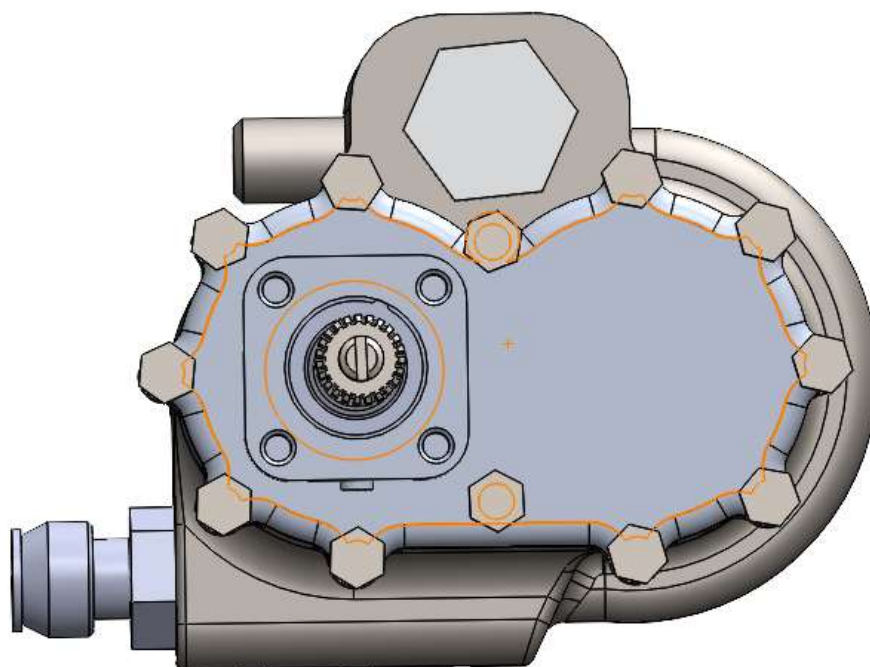


Рисунок 4.28 – Ізометричний вид насосу



Рисунку 4.29 – Фронтальний вид насосу

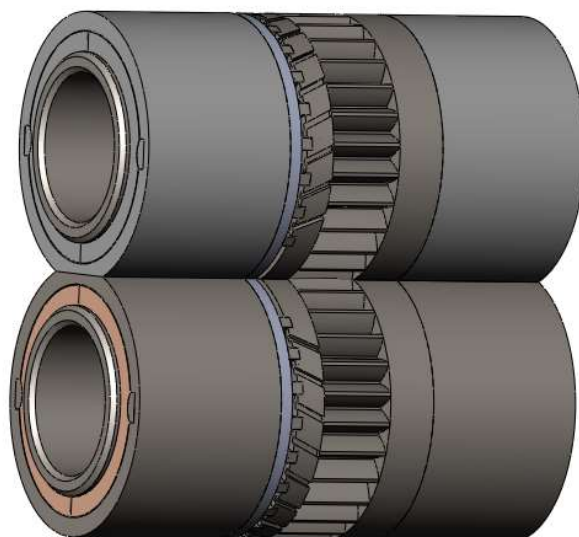


Рисунок 4.30 – Качающий вузол

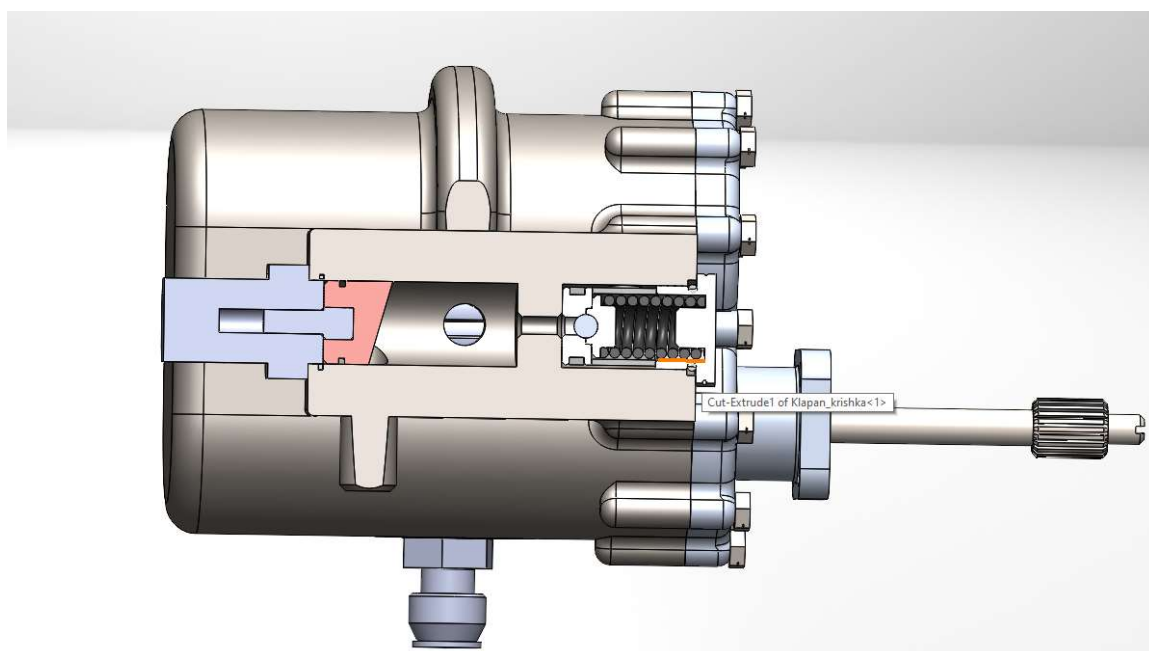


Рисунок 4.31 – Додаткові вузли насосу

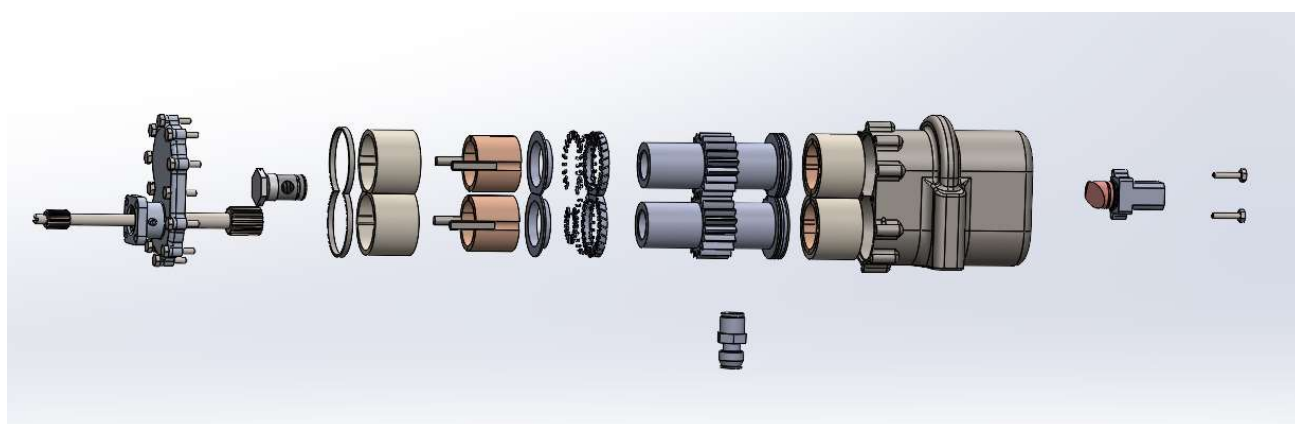


Рисунок 4.32 – Вид с рознесёнными частиними

ВИСНОВКИ

У процесі виконання дипломного проекту був спроектований шестеренний насос високого тиску паливної системи ДТРД Д18 об'ємною продуктивністю на злітному режимі яка дорівнює $0,00496 \text{ (м}^3/\text{с)}$. Проведенні дослідження гідродинамічних підшипників ковзання різних типів, та з урахуванням різноманітних значень зазору, обрані ті що дають найбільший h_{min} при рівних геометричних даних. Спроектвані підшипники ковзання двох пелюсткового конструктивного виконання, с зазором $C=15 \text{ мкм}$. та допоміжним параметром $d = l * C$. Розроблена конструкція насосу з урахуванням розміщення редуційного клапану, та запропонована система захисту насосу від кавітації на вході.

Розрахований підшипник ковзання на робочих обертах, та на міцність від тиску що з'являється під роботи. Також спроектовано і розраховано редуційний клапан для переливу надлишку рідини на вхід насосу.

По закінченню дипломної роботи можна зробити висновок що спроектований насос потребує доопрацювання в конструктивному та технологічному плані. Самі підшипника и концепція шестеренного насосу на підшипниках ковзання для паливних систем високого тиску має перспективи розвитку та потенціал заміни шестеренних насів на підшипниках кочення.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Епифанов С.В. Авиационные топливные системы/С.В. Епифанов, А.И. Рыженко, Р.Ю. Цуканов. – Харьков: Нац. Аэрокосм. Университет им. Н.Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2018. – 558 с.
2. Романенко И. С. «Анализ особенностей моделирования процессов в топливных шестеренных насосах ГТД»/ И. С. Романенко, А. В. Белогуб [Электронный ресурс] – 2020. – Режим досту-па: <http://dx.doi.org/10.32620/aktt.2020.7.04>
3. Воскресенский В. А. Расчет и проектирование опор скольжения/ В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. Справочник, М. – Машиностроение, 1980, 224с.
4. Назаренко Ю.Б. Динамика роторов и гидродинамика масляного клина подшипников качения газотурбинных двигателей/Ю.Б. Назаренко, Е.Ю. Марчуков. Монография – Москва, 2016. – 186 с.
5. Безуглый С.В. Шестеренные насосы. Конструкция и проектирование: учеб. пособие / С.В. Безуглый , А.И. Гаркуша, В. С. Чигрин. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2009. – 48 с.
6. Безуглый С.В. Центробежные насосы авиационных двигателей / С.В. Безуглый. - Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – 27 с.
7. Бакулин В.Н. Энергоёмкие горючие для авиационных и ракетных двигателей/ В.Н. Бакулин, Н.Ф. Дубовкин, В.Н. Котова, В.А. Сорокин, В.П. Францкевич, Л.С. Яновский. – «Физматлит», 2009. – 393 с.