

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

Навчально-науковий інститут аерокосмічних технологій
Кафедра космічної інженерії

До захисту допущено:

Завідувач кафедри, к.т.н., доц.

_____ Олександр МАРИНОШЕНКО

" ____ " _____ 2023 р.

Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньо-професійною програмою «Інженерія авіаційних та ракетно-
космічних систем»
спеціальності 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка»
на тему: «Вузол качання рідинного ракетного двигуна»

Виконав:

студент IV курсу, групи АК-91

Татаровський Максим Ігорович

ТМ

Керівник:

професор, д.т.н.,

Архипов Олександр Геннадійович

Рецензент:

доцент, к.т.н.,

Ларьков Сергій Миколайович

Засвідчую, що у цьому дипломному
проєкті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент ТМ

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий інститут аерокосмічних технологій
Кафедра космічної інженерії

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)
Спеціальність – 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка»
Освітньо-професійна програма «Інженерія авіаційних та ракетно-космічних систем»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Олександр МАРИНОШЕНКО
«__» _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проєкт студенту(-ці)
Татаровському Максиму Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту «Вузол качання рідинного ракетного двигуна», керівник проєкту Архипов Олександр Геннадійович професор, доктор технічних наук, затверджені наказом по університету від «__» _____ 2023 р. № _____
2. Термін подання студентом (-кою) проєкту 06 червня 2023 р.

3. Вихідні дані до проєкту: (Заповнюється відповідно до теми разом із керівником ДП)

3.1 Маса двигуна – 1125 кг

3.2. Тяга двигуна у вакуумі – 850 кН

3.3. Максимальний кут відхилення – $\pm 8^\circ$

3.4. Коефіцієнт запасу – 1,5

4. Зміст пояснювальної записки:

4.1. Огляд систем керування вектором тяги

4.2. Вибір підходу для проекрованої конструкції

4.3. Розрахункова модель хрестовини вузла качання

4.4. Розрахунок експлуатаційних навантажень осі

4.5. Огляд та підбір підшипників

4.6. Технологія виготовлення вузла качання

5. Перелік графічного (ілюстраційного) матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо):

5.1 Постановка задачі, розрахункові моделі та епюри навантажень

5.2 Існуючі аналоги проекрованої конструкції

5.3 Складальний кресленик вузла качання

5.4 Кресленик загального виду валу-хрестовини

5.5 Кресленик загального виду конструктивної деталі

6. Консультанти розділів проекту

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

7. Дата видачі завдання: 1 лютого 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1.	Підбір та аналіз літератури	до 01.03.2023 р.	
2.	Аналіз існуючих систем керування вектором тяги	до 29.03.2023 р.	
3.	Аналіз методів проектування хрестовини вузла качання	до 12.04.2023 р.	
4.	Розрахунок експлуатаційних навантажень осі	до 20.04.2023 р.	
5.	Розробка технології виготовлення вузла качання	до 30.04.2023 р.	
6.	Аналіз та підбір підшипників	до 10.05.2023 р.	
7.	Розрахунок підшипника на статичну вантажопідйомність	до 20.05.2023 р.	
8.	Проектування вузла качання	до 30.05.2023 р.	
9.	Оформлення пояснювальної записки та графічних матеріалів. Відгук керівника ДП	до 06.06.2023 р.	
10.	Перевірка на плагіат, рецензування	до 11.06.2023 р.	
11.	Захист	із 14.06.2023 р. по 20.06.2023 р.	

Студент (-ка)

ТМ

Татаровський Максим

Керівник ДП

Олександр Архипов

П
о
л
е

д
л
я

п
і
д
ш
и
в
а
н

Анотація

Пояснювальна записка дипломного проєкту з темою: «Вузол качання РРД» містить 66 аркушів, 15 рисунків та 16 літературних джерел.

Метою проєкту є створення вузла качання для системи керуванням вектору тяги РРД.

За допомогою теоретичних методів розрахунку, користуючись вихідними масовими параметрами і технічними характеристиками двигуна, було визначено навантаження, що діють на вузол качання. Згідно з вимогами до системи, використовуючи параметри деталей отримані за результатами проведення розрахунків, було виконано проєктування вузла качання та його деталей.

Ключові слова: вузол качання, система керування вектором тяги, рідинний ракетний двигун.

Annotation

The topic of this thesis is “Gimbal for liquid-propellant rocket engine”. The report for this thesis contains 66 pages, 15 pictures and 16 used sources.

The purpose of this thesis project is to design a gimbal for a liquid-propellant rocket engine’s thrust vector control system.

Loads affecting the gimbal were determined using theoretical stress-calculation methodics, given mass parameters and technical characteristics of the engine. The gimbal and its parts were designed based on stated system requirements and parameters obtained as a result of the calculations that were performed.

Keywords: gimbal, thrust vector control system, liquid-propellant rocket engine.

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

[illegible]

**Пояснювальна записка
до дипломного проєкту**

на тему: «Вузол качання рідинного ракетного двигуна»

Зміст

Список термінів та умовних скорочень	5
Вступ.....	7
1. Огляд систем керування вектором тяги	9
Висновок до розділу 1	12
2. Вибір підходу для проєктованої конструкції.....	13
2.1. Огляд наявних конструкцій СКВТ для РРД.....	15
2.2. Обґрунтування вибору типу системи для проєктованої конструкції	19
Висновок до розділу 2.....	23
3. Розрахункова модель хрестовини вузла качання	25
3.1. Вихідні дані для проєктування	27
3.2. Розрахунок експлуатаційних навантажень осі.....	28
3.2.1 Перша ітерація розрахунку	28
3.2.2. Друга ітерація розрахунку.....	33
Висновок до розділу 3	39
4. Огляд та підбір підшипників	41
4.1. Обґрунтування вибору підшипника.....	50
4.2. Розрахунок підшипника на вантажопідйомність.....	52
Висновок до розділу 4.....	54
5. Технологія виготовлення компонентів вузла	56
5.1. Вал-хрестовина	57
5.2. Корпусні деталі та кришки	59
Висновок до розділу 5.....	61
Висновок.....	62
Список використаної літератури	65

						Арк.	Маса	Масштаб
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4		
Розроб.								
Перевірів								
Т. Контр.								
Реценз.						КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. КІ АК-91		
Н. Контр.								
Затверд.								

Список термінів та умовних скорочень

РН – ракета носій

РРД – рідинний ракетний двигун

КН – корисне навантаження

СКВТ – система керування вектором тяги

КА – космічний апарат

Актuator – виконавчий пристрій, який перетворює один вид енергії в інший, що призводить до виконання певної дії.

Границя міцності – максимальне (граничне) значення механічного напруження, за якого зразок або виріб з певного матеріалу ще не зазнає руйнування.

Епюра – графік залежності двох величин.

Момент опору – геометричний параметр, що характеризує здатність тіла опиратися напруженням залежно від його форми та розмірів його поперечного перерізу.

Питомий імпульс (тяги) – мірило ефективності роботи ракетного двигуна, є відношенням створюваного двигуном імпульсу до витрати палива.

Підшипник – технічний засіб, що підтримує вал, закріплюється на осі чи іншій конструкції у зафіксованому положенні та забезпечує обертання, хитання, гойдання або лінійне переміщення з найменшим опором, а також – сприйняття й передачу навантажень.

						Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Плоский згин – згин, за якого зовнішнє навантаження лежить у площині, яка перетинає одну з головних центральних осей інерції даного перерізу, наприклад – вісь симетрії.

Тяга (реактивна) – сила, яку створює, у результаті витікання робочого тіла із сопла, реактивний струмінь.

Умова міцності (у випадку згину) – аксіома, яка передбачає, що, для збереження міцності, максимальна нормальна напруга в небезпечному перерізі не повинна перевищувати допустиму.

						Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Розвиток аерокосмічних технологій та зростання об'єму ринку надання послуг з запуску корисних навантажень різноманітного характеру на орбіти різних висот постійно ставить нові виклики перед інженерами, що проєктують компоненти ракет-носіїв та космічних кораблів. Очевидно, що основною складовою будь якого космічного апарату є двигунова система, яка дає йому можливість здійснитися у небо і, зрештою, досягнути космічного простору.

Рідинні ракетні двигуни вважаються одними з найбільш ефективних приводів для космічних кораблів і супутників, оскільки вони забезпечують значно більшу швидкість та потужність порівняно з іншими типами двигунів. Однак, крім вибору двигуна, для створення повноцінної двигунової системи РН або космічного корабля, необхідно забезпечити її відповідною вимогам та надійною системою контролю.

Поява все більшого різноманіття РН та двигунів різної потужності вимагає розгляду нових рішень для їх контролю, в тому числі – систем керування вектором тяги. Розробка таких систем відповідно до індивідуальних вимог кожного окремого двигуна є одним з ключових компонентів проєктування ефективної РН. Контроль траєкторії польоту та положення ракети, за допомогою таких систем, дозволяє досягти точного пункту призначення місії.

В умовах сучасного ринку космічних запусків, все вирішує ціна, за яку на певну орбіту можна вивести кілограм умовного корисного навантаження. Для того щоб ефективно та точно вивести КН на орбіту необхідно забезпечити максимальне дотримання запланованої траєкторії. Окрім цього, вкрай важливо мати можливість розраховувати на маневреність ракети чи космічного корабля при проєктуванні траєкторії, для того щоб прокласти найекономічніший, найбезпечніший і найшвидший маршрут. У випадку незапланованого відхилення від курсу у нагоді стане можливість відкоригувати курс за допомогою зміни

						Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

напрямку вектору тяги. Саме тому, на даний момент питання створення надійних та індивідуальних вузлів СКВТ для різних двигунів є вкрай актуальним.

Ціллю роботи є проведення розрахунків на міцність та проєктування вузла качання системи керування вектором тяги для рідинного ракетного двигуна. Робота передбачає розрахунок на міцність, підбір матеріалу, попереднє проєктування та визначення найкращої технології виготовлення вузла качання виходячи з наявних параметрів двигуна та вимог до СКВТ.

Однак, системи керування вектором тяги не лише забезпечують точність керування рухом космічних апаратів, але й стикаються зі складними технічними проблемами, такими як механічна міцність системи. А оскільки, одними з головних вимог до такої системи є надійність та здатність витримувати значні навантаження, що може створити двигун – то забезпечення міцності ключового компоненту такої системи є вкрай актуальною задачею та важливою частиною процесу проєктування всієї двигунової системи.

						Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Огляд систем керування вектором тяги

Ракетні силові установки забезпечують головну тягу для досягнення наміченого пункту призначення, але їх також можна використати для створення додаткового крутного моменту, що обертатиме ракету для досягнення бажаної траєкторії та максимальної ефективності.

Саме система контролю вектору тяги відповідає за створення цього крутного моменту, адже РН не може користуватись звичайними аеродинамічними методами контролю курсу під час місії. В свою чергу, така система використовує головний імпульс двигуна, відхиляючи його, для створення крутного моменту й, відповідно, керування польотом, що є ключовою спроможністю для виконання апаратом задач у середовищі вакууму.

Узагальнюючи, причини для використання СКВТ можуть бути визначені наступним чином:

1. Навмисні зміни траєкторії польоту;
2. Обертання РН/КА або зміна його орієнтації;
3. Виконання поправки на відхилення від запланованої траєкторії або положення під час польоту;
4. Поправки тяги на зміщення фіксованих сопел головної двигунової установки під час її роботи (для компенсації неузгодженості головного вектору тяги з центром мас РН або КА).

Усі хімічні двигунові установки можуть застосовувати один із кількох типів механізму керування вектором тяги. Проте, певні СКВТ краще підходять до відповідних типів ракетних двигунів (залежно від того, тверде, гібридне чи рідке паливо вони використовують).

СКВТ включає в себе різноманітні компоненти, такі як двигуни, регулятори, актуатори та датчики, які спільно працюють для забезпечення управління вектором тяги. Основні етапи роботи такої системи (рис. 1.1.) наступні:

						Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 1.1. Принцип роботи СКВТ.

1. *Збір даних* – Датчики, розташовані на КА, збирають інформацію про його орієнтацію, швидкість руху, положення в просторі тощо. Ці дані далі дають можливість визначити поточний стан апарату і визначити необхідні коригування.
2. *Аналіз* – Отримані дані аналізуються бортовим комп'ютером, який порівнює розрахований поточний стан космічного апарату з запрограмованим бажаним станом. На основі цього аналізу визначається характер та параметри необхідного коригування вектору тяги.
3. *Запит на внесення змін* – Регулятор генерує відповідний сигнал, який передається до актуаторів, що управляють СКВТ. Завдяки актуаторам можливе точне керування вектором тяги, забезпечуючи необхідну зміну курсу та стабільність апарата.
4. *Виконання* – Актуатори перетворюють сигнали регулятора на фізичні рухи СКВТ, відповідно до розрахованих параметрів. Це дозволяє змінити курс, орієнтацію або інтенсивність тяги залежно від потреб місії.

Збір даних та процес керування вектором тяги відбувається в реальному часі, адже дані в процесі польоту постійно оновлюються та

						Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відправляються нові запити на переналаштування системи для забезпечення точного керування рухом космічного апарату.

						Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок до розділу 1

Система керуванням вектору тяги – система, що надає РН або КА можливість відхиляти вектор тяги двигуна для зміни траєкторії польоту, обертання апарату, або зміни його орієнтації, корекції курсу та компенсації неузгодженості головного вектору тяги з центром мас апарату.

Для ракетної системи спроможність змінювати траєкторію під час польоту є ключовою під час будь-якої місії, адже дозволяє виходити на необхідні орбіти та більш ефективно доставляти корисні навантаження у точний пункт призначення. Крім цього, вона дозволяє вносити поправки на відхилення від запрограмованого курсу під час польоту, чим значно покращує надійність апарату.

Існують різні види СКВТ, що використовуються у комбінації з різними типами ракетних двигунів.

Робота СКВТ керується бортовим комп'ютером апарату в режимі реального часу.

						Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Вибір підходу для проєктованої конструкції

Вибір системи керування вектором тяги є вкрай важливим етапом проєктування КА. Ця система впливає на характеристики маневреності, стабільності та надійності всієї конструкції.

Головним принципом вибору типу СКВТ є забезпечення відповідності вимогам місії, що виконуватиме наш апарат. Різні космічні місії мають свої унікальні вимоги до керування вектором тяги, такі як необхідна маневреність, точність орієнтації, час реакції та витрата палива. В нашому випадку, необхідно забезпечити відповідність наступним вимогам:

1. Збереження сили питомого імпульсу двигуна при застосуванні СКВТ.
2. Кут відхилення вектору тяги до ± 8 градусів.
3. Простота, легкість та надійність конструкції.

Перша вимога зумовлена небажаністю втрати імпульсу при задіянні системи. Якомога менший вплив на ефективність роботи двигуна є головним прагненням при створенні конструкції. Це забезпечує ефективність апарату загалом та дозволить в повній мірі розраховувати на потужність двигуна при плануванні майбутніх місій.

Друга вимога базується на бажанні спроектувати спроможний апарат, конкурентною перевагою якого стануть гнучкість та варіативність при прокладанні траєкторій для місій. Це розширить спектр задач, які може виконувати КА, що очевидно є важливою конкурентною перевагою.

Третя вимога зумовлена цілою низкою факторів, які впливають на ефективність та привабливість системи загалом. Вибір конструкції СКВТ пов'язаний з багатьма технологічними аспектами, такими як доступність та вартість компонентів, наявність необхідної інфраструктури для тестування та розробки, а також можливість інтеграції з іншими системами космічного апарату. Таким чином,

						Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

простота конструкції дозволяє значно знизити витрати на виробництво та вищезазначені аспекти порівняно з більш складними аналогами. Легкість конструкції дозволяє знизити злітну масу апарату та загальне навантаження на систему, а надійність завжди є ключовим фактором у роботі з космічними системами. Ракетні двигуни продукують значну тягу й, відповідно, великі навантаження, а отже, забезпечення міцності такої системи є пріоритетом, оскільки ціна помилки буде дуже високою.

Узагальнюючи, вибір типу системи керування вектором тяги для космічного апарату є складним і багатоаспектним процесом, що вимагає врахування множини факторів. Правильний вибір СКВТ має значний позитивний вплив на ефективність всієї системи та привабливість апарату з точки зору ціни, і пропонуємих можливостей.

						Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1. Огляд наявних конструкцій СКВТ для РРД

Конструктори, ще з часів перших ракетних систем, добре усвідомлювали переваги, які надає РН або КА інтегрована СКВТ. Тому на сьогоднішній день на ринку існує перелік відпрацьованих десятиліттями підходів до реалізації таких систем, кожний з яких краще підходить до тих чи інших вихідних умов.

Для РРД найбільш поширеним є використання карданих систем та/або вузлів качання для відхилення всього двигуна (або тільки сопла), для створення необхідної зміни вектору тяги (рис. 2.1.). Це відносно проста, перевірена часом концепція, що дозволяє досягти необхідних нам кутів відхилення вектору тяги (до ± 8 градусів), викликає дуже малу втрату питомої тяги та може бути задіяна необмежений час (система не пошкоджується двигуном під час роботи, як, наприклад, реактивні рулі).

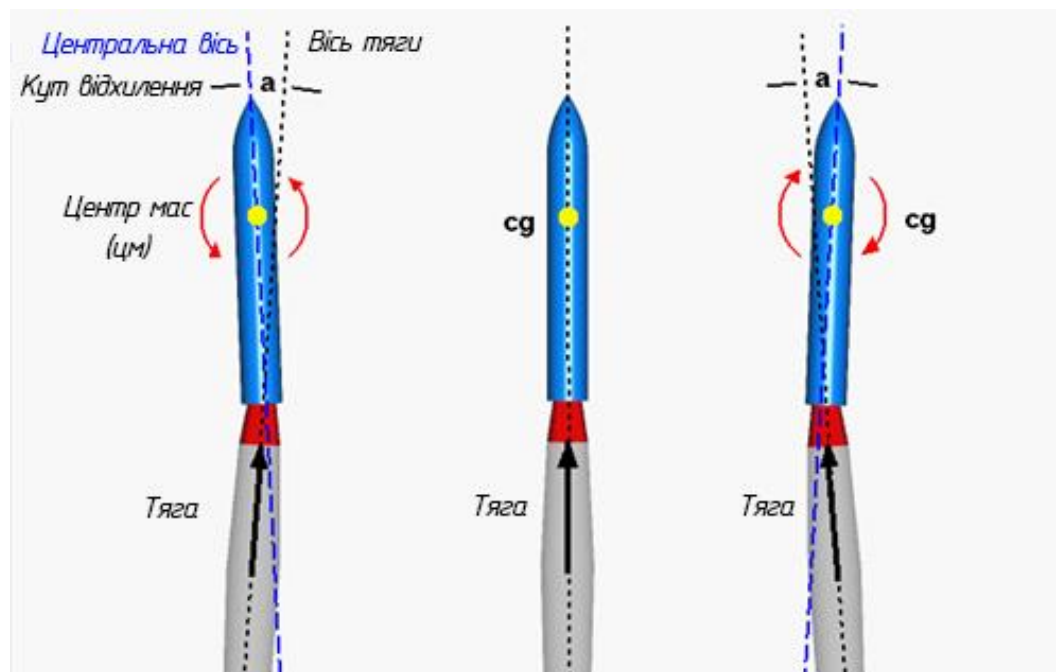


Рис. 2.1. Принцип роботи СКВТ, що відхиляє двигун/сопло.

Проте, крім цього підходу також застосовуються, хоча й мають значно меншу популярність, наступні рішення:

- *Реактивні рулі/дефлектори тяги (рис. 2.2.).* У системах з дефлектором тяги вихлопні гази двигуна направляються через сопло, яке

						Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оснащене дефлектором або рулями. Дефлектор приєднаний до механізму, який може приводитися в дію гідравлічним або електромеханічним способом, що дозволяє йому рухатися та змінювати напрямок вихлопного потоку. Переміщення дефлектора контролюється набором датчиків, які визначають положення апарату і відповідно регулюють дефлектор.

Коли дефлектор переміщується, він змінює напрямок вихлопного струменя, що, у свою чергу, змінює напрямок вектору тяги. Однією з переваг систем з дефлекторами тяги є те, що вони відносно прості та легкі, оскільки для роботи не потрібні складні механічні чи гідравлічні системи. Вони також, як правило, більш надійні, ніж інші типи СКВТ, оскільки мають менше рухомих частин.

Вони є перевіреною часом та популярною технологією, але мають декілька недоліків, що виявляються критичними у нашому випадку. При застосуванні, вони продукують відчутні втрати тяги (у розмірі 0.5 – 3.0%), та можуть застосовуватись лише обмежений час (через ерозію матеріалу викидом з сопла).

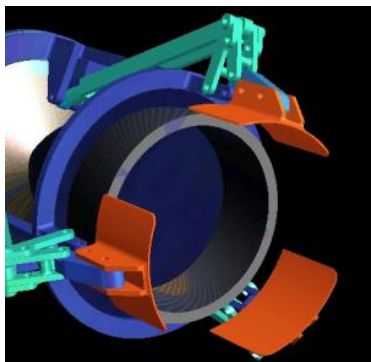


Рис. 2.2. Реалізація СКВТ із застосуванням дефлекторів тяги.

- Бокове впорскування газу або рідини у сопло (рис 2.3.). У рідинних СКВТ сопло двигуна оснащується низкою маленьких отворів, які впорскують рідину, наприклад повітря чи паливо, у вихлопний шлейф. Шляхом регулювання потоку впорскування рідини можна контролювати напрямок потоку вихлопних газів, що дозволяє змінювати вектор тяги та

						Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

курс апарату. Впорскування рідини контролюється серією клапанів і датчиків, які відстежують положення та рух апарату та відповідно регулюють потік рідини. Проблема такого методу полягає у тому, що він вимагає створення додаткової системи зберігання та подачі таких речовин. На додачу, здебільшого, в таких системах використовуються високотоксичні та небезпечні речовини, що додає проблем у сфері обслуговування РН. Ну і в останню чергу, основну перепону для використання таких систем у нашому випадку обумовлює той факт, що вони зазвичай здатні продукувати лише малі кути відхилення тяги (± 6 градусів), тоді як наші вимоги потребують більшої гнучкості системи (± 8 градусів).

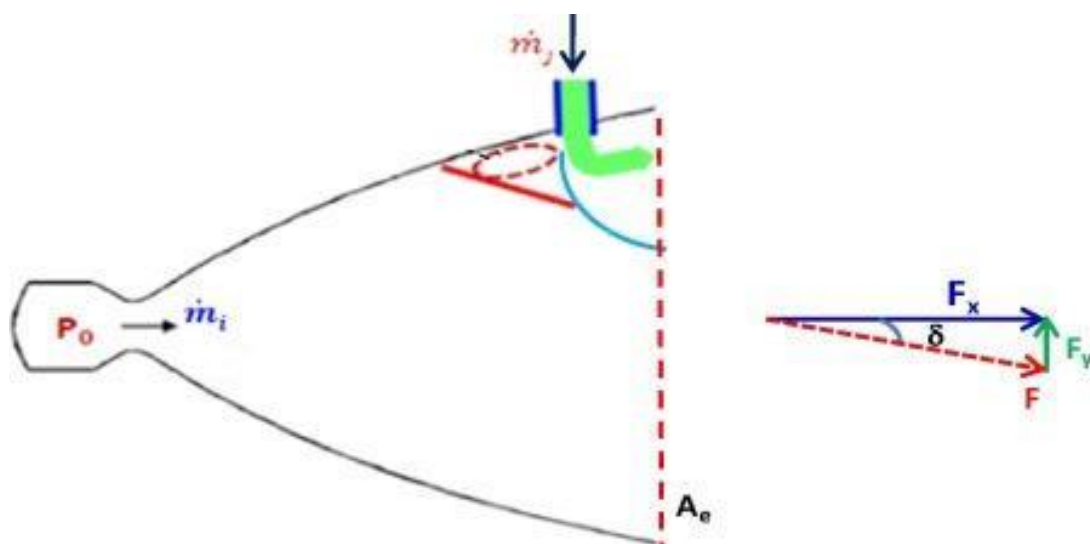


Рис. 2.3. Принцип роботи методу бокового впорскування газу або рідини у сопло.

- *Допоміжні підвішені сопла (рис 2.4.).* Така технологія на даний момент вважається застарілою та майже не використовується, адже вимагає великої кількості нових деталей та створення складної системи. До переваг такого методу відносять можливість забезпечення високої маневреності і контролю над апаратом, збільшення безпеки польоту та здатність виконувати складні маневри. Однак вони можуть бути більш важкими, складними та вимагати додаткового обслуговування порівняно з іншими СКВТ.

						Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

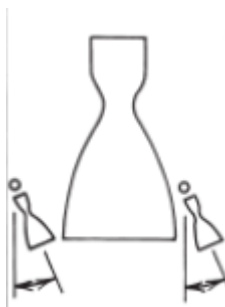


Рис. 2.4. Принципова схема роботи допоміжних підвішених сопел.

Підсумовуючи, можна зазначити, що хоча для контролю РРД іноді і використовуються певні альтернативні підходи, найбільшого розповсюдження отримала система, що здатна відхиляє весь двигун, або його сопло для керування вектором тяги, яку ми детальніше розглянемо у наступному розділі. Вона поєднує у собі якості, які роблять її найоптимальнішим вибором за більшості обставин, уникає основної маси недоліків властивих попередньо описаним підходам та залишає простір для вільної адаптації цієї концепції, у відповідності з наявними вимогами.

						Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. Обґрунтування вибору типу системи для проєктованої конструкції

Виходячи з наявних вимог до системи та існуючих опрацьованих конструктивних рішень, для проєктованої конструкції було обрано ортодоксальний підхід, який передбачає застосування механічної системи, що відхиляє весь двигун, завдяки використанню вузла качання. Конструкції подібного типу набули широкого поширення та часто застосовуються у апаратах з РРД. Різноманітні відомі ракетні системи використовують власні бачення цього підходу (рис. 2.5. – 2.7.).

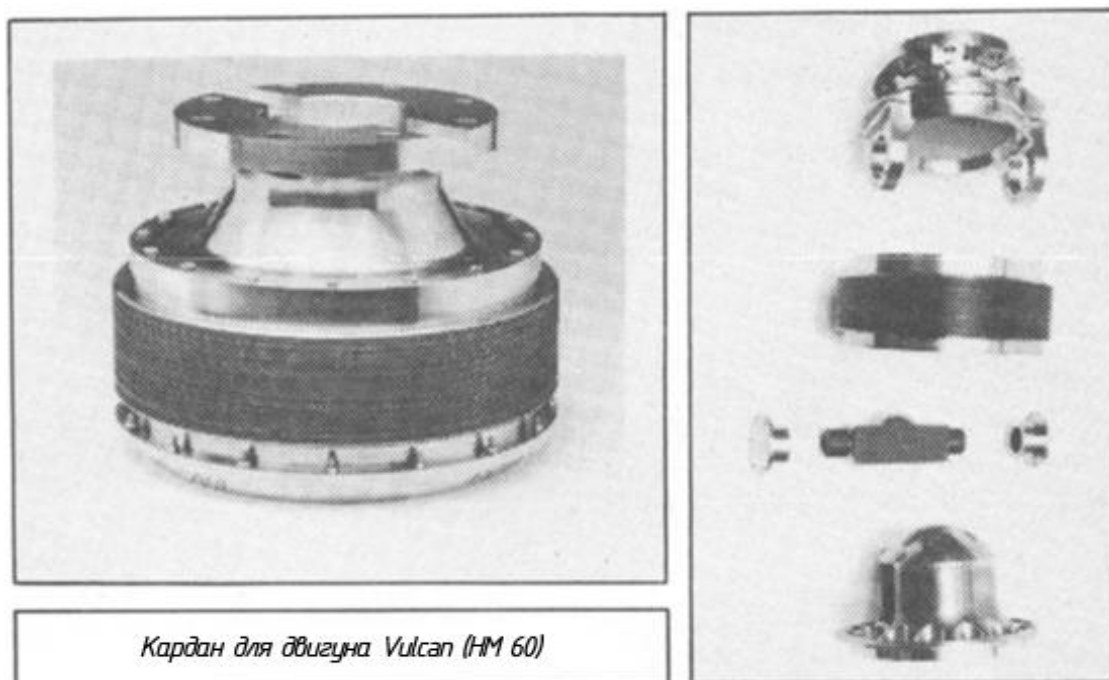


Рис. 2.5. - Карданний підвіс СКВТ двигуна Vulcain першої ступені РН Ariane 5

						Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 2.6. - Вузол качання СКВТ двигуна VINCI другої ступені майбутньої РН Ariane

6

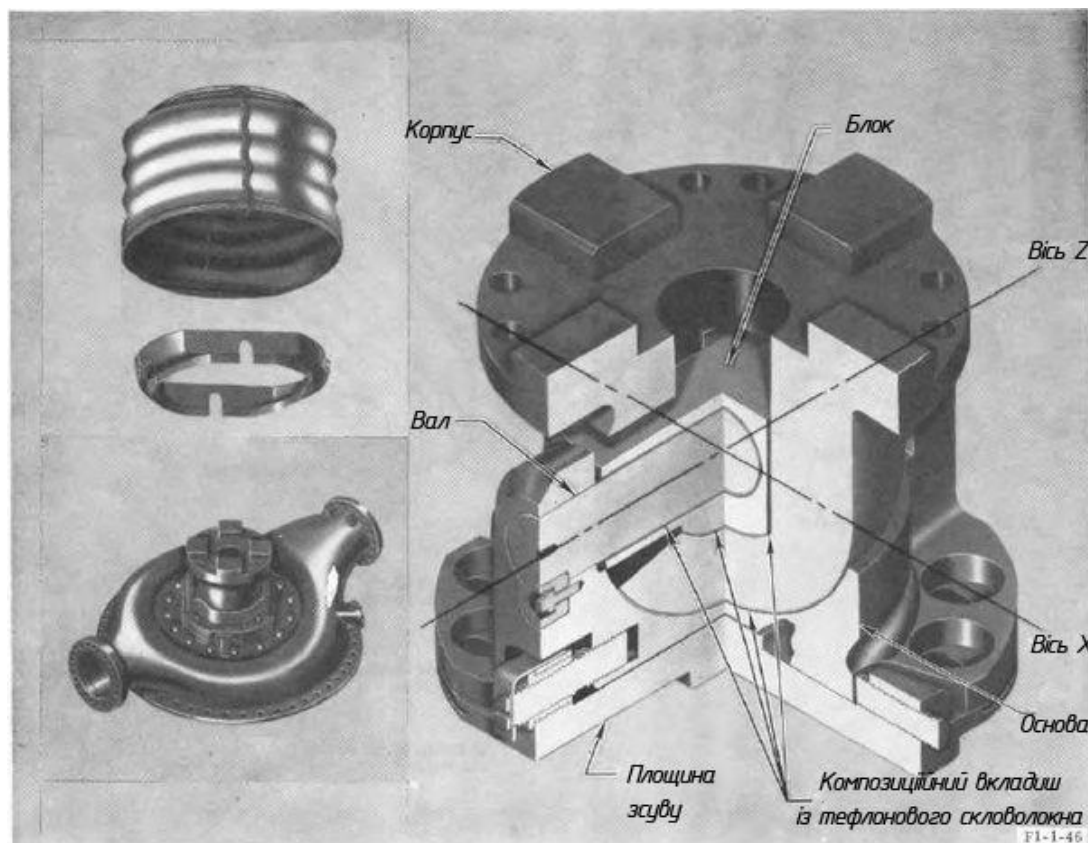


Рис. 2.7. - СКВТ двигуна F1 РН Saturn V

У такій системі двигун закріплено на двох або трьох підвісах, які, по суті, являють собою набір обертових кілець. Кожне кільце може

						Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обертатися незалежно від інших, забезпечуючи три ступені свободи (нахил, крен і поворот). Нахиляючи та обертаючи підвіси, можна регулювати напрямок вихлопного потоку, щоб контролювати положення та маневреність РН. Такі підвіси зазвичай приводяться в дію гідравлічними або електромеханічними системами.

Гідравлічна система, яка використовується для приведення в дію підвісів, зазвичай складається з ряду насосів, клапанів і циліндрів. Насоси створюють гідравлічний тиск, а циліндри перетворюють гідравлічний тиск у механічну силу, необхідну для переміщення підвісів, тоді як клапани контролюють потік гідравлічної рідини.

Електромеханічна система, яка використовується в таких системах, складається з ряду датчиків, які визначають положення сопла, і набору двигунів, які виконують переміщення підвісів у відповідь на команди.

Альтернативно, в рамках такого підходу, можлива схема за якої двигун закріплюється на вузлі качання обертальними підвісами, а сам вузол качання, в свою чергу, також є закріпленим відносно корпусу апарату таким чином, що є можливим його обертання в необхідній площині. В такій схемі, двигун зафіксовано за допомогою окремої зовнішньої гідравлічної або електромеханічної системи, яка, власне, за необхідності, й здійснюватиме відхилення двигуна (рис 2.8.). Вузол качання же, забезпечуватиме рухливість (можливість виконувати часткове обертання) двигуна в двох площинах та сприйматиме навантаження створені тягою двигуна.

Саме таку конструкцію й було обрано для проєктованої системи. Однею парою обертальних підвісів вузол буде закріплено до апарату, а другою - до нього буде закріплено кришку двигуна. Така конструкція забезпечує можливість регулювання напрямку вектору тяги у достатній для виконання місії мірі, та дозволяє створити систему, що не тільки

						Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

задовольняє вимогам, але і є легкою, надійною та простою з технологічної точки зору.

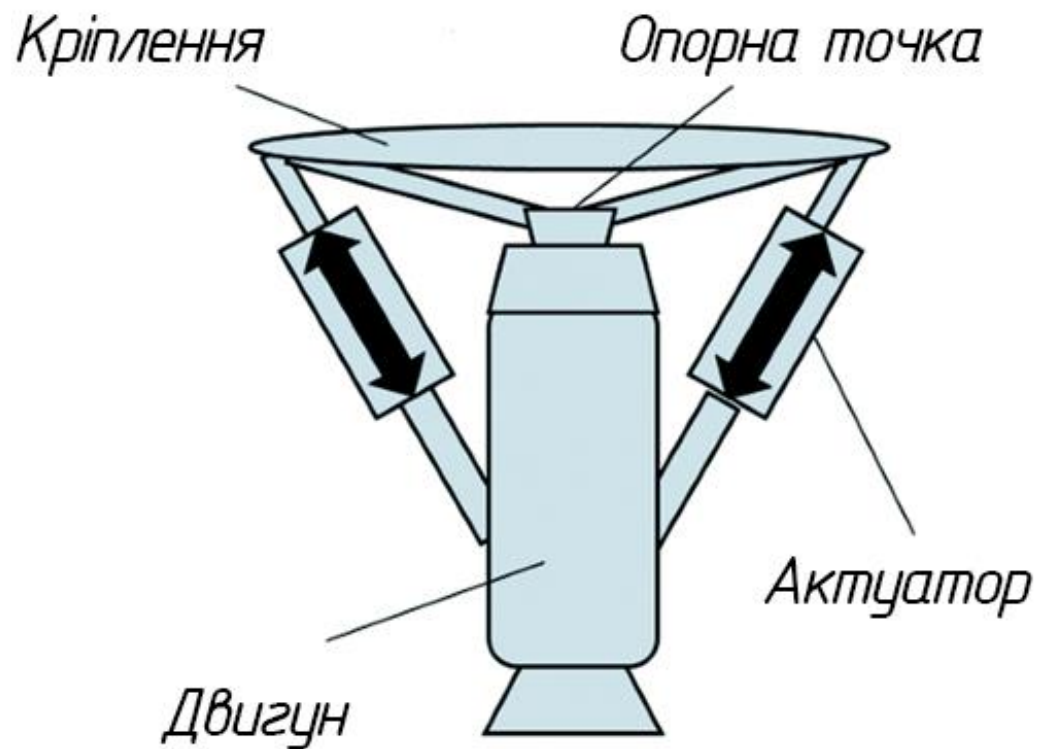


Рис. 2.8. Схематичне зображення СКВТ, що застосовує зовнішні актуатори для фіксації та обертання двигуна.

						Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок до розділу 2

Вибір конструкції системи керування вектором тяги є ключовим етапом проєктування двигунової системи КА. СКВТ впливає на характеристики маневреності, стабільності та надійності всього апарату.

Головним орієнтиром при проєктуванні СКВТ є забезпечення відповідності вимогам, що висуватимуться до апарату під час виконання місій.

Вибір типу системи керування вектором тяги для космічного апарату є багатофакторним процесом, що вимагає врахування виробничих і функціональних аспектів, та вимог щодо надійності конструкції. Правильний вибір СКВТ має значний позитивний вплив на ефективність всієї системи та привабливість апарату з точки зору ціни, і можливостей, які вона надає.

Наразі на ринку існує перелік відпрацьованих підходів до реалізації таких систем, кожний з яких краще підходить до тих чи інших вихідних умов. Зокрема, в комбінації з РРД застосовуються:

- Карданні системи та/або вузли качання для відхилення всього двигуна або його сопла (рис. 1.2)
- Реактивні рулі/дефлектори тяги (рис. 1.3)
- Бокове впорскування газу або рідини у сопло (рис 1.4)
- Допоміжні підвішені сопла (рис 1.5)

Для проєктованої системи, було обрано конструкцію на основі вузла качання, що дозволить обертання всього двигуна. Однією парою обертальних підвісів вузол буде закріплено до апарату, а другою – до нього буде закріплено кришку двигуна. Вона сприйматиме навантаження від тяги двигуна та буде грати роль рухомого підвісу, що робить можливим керування вектором тяги у двох перпендикулярних площинах. За рух двигуна та його фіксацію відповідатиме окрема гідравлічна система, що буде приєднана до нього ззовні. Така

						Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конструкція відповідатиме висунутим вимогам – відсутність втрати питомого імпульсу двигуна, забезпечення достатнього кута відхилення, простота, надійність, доступність з технологічної точки зору.

						Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Розрахункова модель хрестовини вузла качання

Вузол качання має схему хрестовини з круглим перерізом, що закріплена до корпусу апарату однією парою обертальних підвісів та несе на собі двигуневу установку, що закріплюється до нього другою парою обертальних підвісів.

Відповідно, під час дії тяги двигуна ракети, навантаження припадатиме на кінцівки хрестовини, а небезпечний переріз припадатиме на середину осі.

Враховуючи характер навантаження та симетричність системи, маємо випадок плоского згинання у головній площині при статичному зберіганні КА на землі, або роботи двигуна за відсутності відхилення вектору тяги, та плоске згинання у комбінації з напруженнями на стиск, при роботі двигуна з відхиленням вектору тяги.

Для випадку плоского згинання (та стиску, що діє вздовж центральної осі) доречним є розрахунок системи у спрощеному вигляді, а саме – осі.

В дипломному проєкті, в якості моделей навантажень на вузол качання, будуть розглянуті:

- В першу чергу – модель роботи двигуна на повну тягу, при виконанні маневру з максимальним кутом відхилення вектору тяги (рис. 3.1), що являє найбільш навантажену конфігурацію системи і виступатиме відправною точкою для знаходження параметрів компонентів проєктованої конструкції.
- В другу чергу, для підтвердження життєздатності конструкції - модель статичного зберігання апарату на землі (рис. 3.2), в якій КА стоїть на землі за допомогою незалежних опор, а вага двигуна діє на вал-хрестовину вузла качання.

В рамках розрахунку на міцність, ми побудуємо епюру поздовжніх, поперечних сил та згинальних моментів, що діють на вісь. Після цього, визначимо умову міцності, приблизні параметри перерізу, та

						Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

визначимось із фінальним діаметром перерізу за допомогою перевірного розрахунку.

Провівши такий розрахунок, ми матимемо загальне уявлення про конструктивні характеристики хрестовини, ключового елемента вузла качання, та зможемо переходити до проєктування наступних елементів вузла.

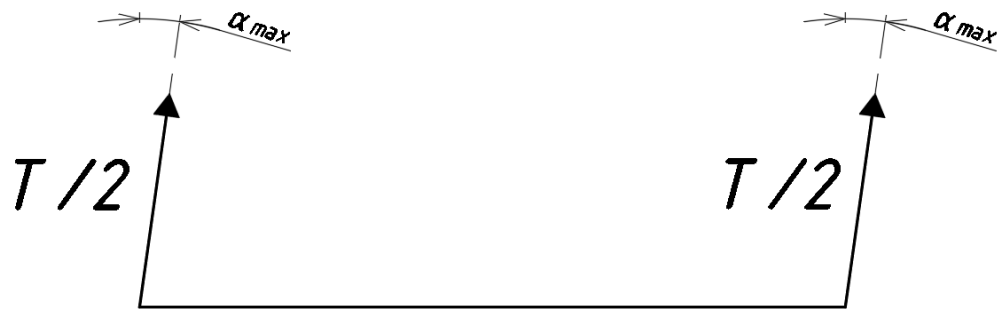


Рис. 3.1. Схематичне зображення дії тяги на вісь у першій моделі

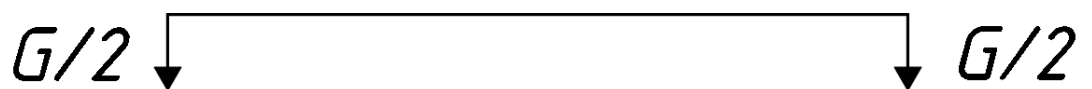


Рис. 3.2. Схематичне зображення дії ваги двигуна на вісь у другій моделі

						Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1. Вихідні дані для проектування

При проектуванні, за агрегат, для якого створюється конструкція, приймається умовний двигун, для якого є актуальним створення СКВТ, з наступними характеристиками:

- Маса двигуна – $m = 1125$ кг.
- Тяга двигуна у вакуумі – $T = 850$ кН.
- Максимальний операційний кут відхилення – $\alpha = \pm 8^\circ$.
- Коефіцієнт запасу – $k = 1,5$.

З конструктивних міркувань, для першої ітерації розрахунку, приймаємо довжину осі – $l = 400$ мм. Це повинно забезпечити достатню рухливість та компактність системи за діаметру, що буде необхідним для забезпечення міцності в умовах високих напружень. Проте, у випадку невідповідності отриманої деталі конструкторському замислу, буде застосовано ітераційний підхід для знаходження оптимального відношення довжини осі та діаметру перерізу

За матеріал з якого буде виготовлено вал-хрестовину приймаємо Ti6Al-6V-2Sn. Цей європейський титановий сплав широко представлений на ринку та часто використовується в аерокосмічній індустрії. Матеріал має високі міцнісні характеристики, є легким і відносно доступним, а отже більш ніж задовольняє нашим вимогам. Для Ti6Al-6V-2Sn границя міцності $\sigma_B = 1280$ МПа.

						Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Розрахунок експлуатаційних навантажень осі

3.2.1 Перша ітерація розрахунку

В першу чергу, застосовуємо коефіцієнт запасу до даної тяги двигуна у вакуумі, щоб отримати величину яку ми застосовуватимемо в подальшому розрахунку:

$$T_{\text{роз}} = T \cdot 1,5 = 1275 \text{ кН}$$

Розкладаючи силу з якою тяга діє на підвіси отримуємо наступні вирази:

Для радіальної компоненти

$$F_r = T_{\text{роз}} \cdot \cos \alpha_{\text{max}}$$

Для осьової компоненти

$$F_a = T_{\text{роз}} \cdot \sin \alpha_{\text{max}}$$

Далі, з урахуванням вищенаведених виразів, будуємо епюру сил та моментів (рис. 3.3), для визначення величини сили що діє на стиск осі, згинального моменту та небезпечного перерізу.

						Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

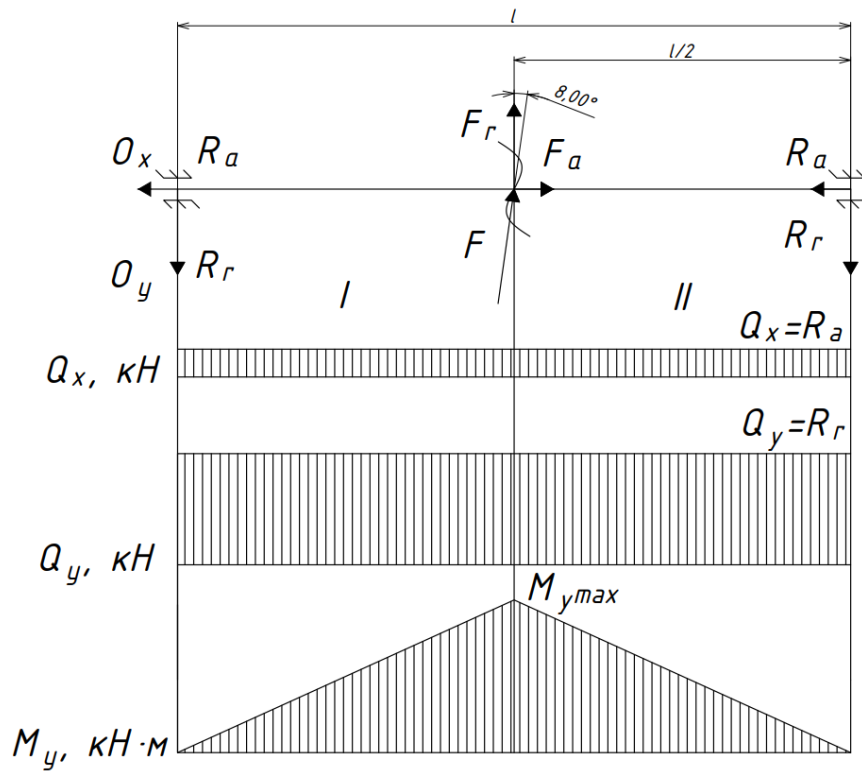


Рис. 3.3 Епюри сил та моментів для осі

Епюра моментів дозволяє нам перекоонатись, що небезпечна точка знаходиться посередині осі. Для подальшого визначення напруги, визначаємо значення реакції опори на силу, що діє на стиск осі:

$$R_a = \frac{T_{\text{роз}}}{2} \cdot \sin \alpha_{\text{max}}$$

$$R_a = \frac{1275}{2} \cdot \sin 8^\circ = 88,723 \text{ кН}$$

Проводимо аналогічну операцію для радіальної реакції опори:

$$R_r = \frac{T_{\text{роз}}}{2} \cdot \cos \alpha_{\text{max}}$$

$$R_r = \frac{1275}{2} \cdot \cos 8^\circ = 631,296 \text{ кН}$$

Констатуємо, що радіальні сили значно більші за осьові та розраховуємо максимальний згинальний момент в небезпечному перерізі:

						Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{y_{max}} = \frac{l}{2} \cdot R_r$$

$$M_{y_{max}} = \frac{0,4}{2} \cdot 631,296 = 126,26 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Визначаємо максимальне допустиме напруження перерізу знаходячи еквівалентне напруження:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B}$$

Застосовуємо відоме значення границі міцності матеріалу та стандартне для аерокосмічної галузі $n_B = 1,8$

$$[\sigma] = \frac{1280}{1,8} = 711,11 \text{ МПа}$$

Визначимо умову міцності:

$$[\sigma] \geq \sigma_{max}$$

Розрахувавши згинальний момент та максимальне допустиме напруження переходимо до знаходження параметрів перерізу. Повна формула виглядає наступним чином:

$$\sigma_{max} = \frac{N}{F} + \frac{M_{y_{max}}}{W_y},$$

де

N – сила що діє на стиск, F – площа перерізу.

Проте, у випадках де радіальні сили багатократно переважають осьові, для попереднього приблизного знаходження параметрів перерізу, ми можемо відкинути напруження на стиск. Очевидно, обравши переріз, ми проведемо перевірку з урахуванням напруження на стиск, так само як і напруження на згин.

Таким чином, формула для знаходження моменту опору перерізу виглядатиме так:

						Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_y = \frac{M_{y_{max}}}{[\sigma]}$$

Визначаємо момент опору:

$$W_y = \frac{126,26 \cdot 10^3}{711,11 \cdot 10^6} = 0,000178 \text{ м}^3$$

З означення моменту опору:

$$W_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,000178 \text{ м}^3$$

Перетворюємо на:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot W_y}$$

Знаходимо значення діаметру перерізу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot 0,000178} = 0,1216 \text{ м}$$

З технологічних міркувань та для забезпечення міцності й на стиск приймаємо діаметр валу-хрестовини $d = 0.122 \text{ м}$. Проводимо перевірку за повною формулою:

$$\sigma_{max} = \frac{R_a}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{M_{y_{max}}}{W_y}$$

Визначаємо максимальне напруження, що виникатиме за комбінованої дії стискання та згину:

$$\sigma_{max} = \frac{88,723 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,061^2} + \frac{126,26 \cdot 10^3}{0,000178^3} = 716,204 \text{ МПа}$$

Отримане значення дещо більше за $[\sigma]$, тому виконуємо перевірку на перенапруження. За умови, що воно не становитиме більше 5%, ми можемо стверджувати, що деталь відповідає умові міцності.

						Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{716,204 - 711,11}{711,11} \cdot 100\% = 0,72\% < 5\%$$

Перенапруження становить значно менше 5%. Робимо висновок, що конструкція відповідає умові міцності та її надійність забезпечена поправкою, яку ми внесли використовуючи коефіцієнт запасу. Міцність валу-хрестовини демонструє задовільний результат в рамках першої моделі навантажень.

Проте, оцінивши отриманий результат з конструктивної точки зору, можна бачити, що за такого відношення довжини осі до діаметру її перерізу, після закріплення підшипників на кінцівках хрестовини, в конструкції не залишається достатнього зазору для реалізації підвісів та інших елементів вузла качання (рис. 3.4). А отже, необхідно виконати ще одну ітерацію розрахунку для більшого значення l довжини осі.

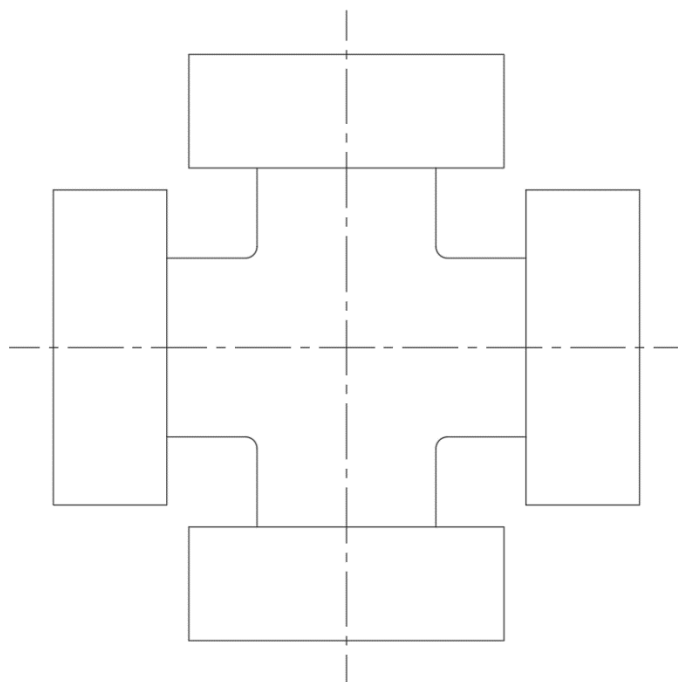


Рис. 3.4. Ескіз валу-хрестовини отриманого в результаті першої ітерації розрахунку з умовними підшипниками.

						Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.2. Друга ітерація розрахунку

Для другої ітерації використовуємо ті ж вихідні дані, з єдиною зміною – довжину осі хрестовини приймаємо як $l = 485$ мм. Далі повторюємо методику застосовану під час першої ітерації.

Прикладаємо коефіцієнт запасу до даної тяги двигуна у вакуумі, щоб отримати величину яку ми застосовуватимемо в подальшому розрахунку:

$$T_{\text{роз}} = T \cdot 1,5 = 1275 \text{ кН}$$

Розкладаючи силу з якою тяга діє на підвіси отримуємо наступні вирази:

Для радіальної компоненти

$$F_r = T_{\text{роз}} \cdot \cos \alpha_{\text{max}}$$

Для осьової компоненти

$$F_a = T_{\text{роз}} \cdot \sin \alpha_{\text{max}}$$

Знов будуємо епюру сил та моментів (рис. 3.5), для визначення величини сили що діє на стиск осі, згинального моменту та небезпечного перерізу.

						Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

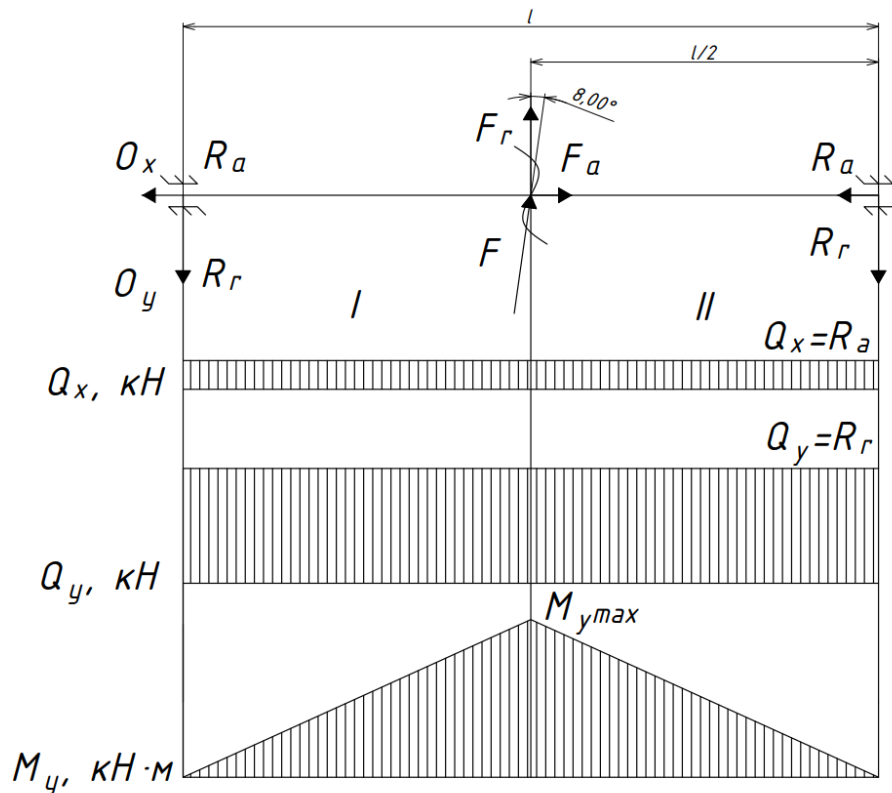


Рис. 3.5 Епюри сил та моментів для осі

Епюра моментів дозволяє нам ще раз переконатись, що небезпечна точка знаходиться посередині осі. Для подальшого визначення напруги, визначаємо значення реакції опори на силу, що діє на стиск осі:

$$R_a = \frac{T_{\text{роз}}}{2} \cdot \sin \alpha_{\text{max}}$$

$$R_a = \frac{1275}{2} \cdot \sin 8^\circ = 88,723 \text{ кН}$$

Проводимо аналогічну операцію для радіальної реакції опори:

$$R_r = \frac{T_{\text{роз}}}{2} \cdot \cos \alpha_{\text{max}}$$

$$R_r = \frac{1275}{2} \cdot \cos 8^\circ = 631,296 \text{ кН}$$

Констатуємо, що радіальні сили значно більші за осьові та розраховуємо максимальний згинальний момент в небезпечному перерізі:

						Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{y_{max}} = \frac{l}{2} \cdot R_r$$

$$M_{y_{max}} = \frac{0,485}{2} \cdot 631,296 = 153,09 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Визначаємо максимальне допустиме напруження перерізу знаходячи еквівалентне напруження:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B}$$

Застосовуємо відоме значення границі міцності матеріалу та стандартне для аерокосмічної галузі $n_B = 1,8$

$$[\sigma] = \frac{1280}{1,8} = 711,11 \text{ МПа}$$

Визначимо умову міцності:

$$[\sigma] \geq \sigma_{max}$$

Розрахувавши згинальний момент та максимальне допустиме напруження знаходимо параметри перерізу. Повна формула виглядає наступним чином:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_{y_{max}}}{W_y},$$

де

N – сила що діє на стиск, F – площа перерізу.

Проте, у випадках де радіальні сили багатократно переважають осьові, для попереднього приблизного знаходження параметрів перерізу, ми можемо відкинути напруження на стиск. Очевидно, обравши переріз, ми проведемо перевірку з урахуванням напруження на стиск, так само як і напруження на згин.

Таким чином, формула для знаходження моменту опору перерізу виглядатиме так:

						Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_y = \frac{M_{y_{max}}}{[\sigma]}$$

Визначаємо момент опору

$$W_y = \frac{153,09 \cdot 10^3}{711,11 \cdot 10^6} = 0,000215 \text{ м}^3$$

З означення моменту опору:

$$W_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,000215 \text{ м}^3$$

Перетворюємо на:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot W_y}$$

Знаходимо значення діаметру перерізу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot 0,000215} = 0,1299 \text{ м}$$

З технологічних міркувань та для забезпечення міцності й на стиск приймаємо діаметр валу-хрестовини $d = 0.13 \text{ м}$. Проводимо перевірку за повною формулою:

$$\sigma_{max} = \frac{R_a}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{M_{y_{max}}}{W_y}$$

Визначаємо максимальне напруження, що виникатиме за комбінованої дії стискання та згину:

$$\sigma_{max} = \frac{88,723 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,065^2} + \frac{153,09 \cdot 10^3}{0,000215^3} = 718,492 \text{ МПа}$$

Отримане значення дещо більше за $[\sigma]$, тому виконуємо перевірку на перенапруження. За умови, що воно не становитиме більше 5%, ми можемо стверджувати, що деталь відповідає умові міцності.

						Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{718,492 - 711,11}{711,11} \cdot 100\% = 1,07\% < 5\%$$

Перенапруження становить значно менше 5%. Робимо висновок, що конструкція відповідає умові міцності та її надійність забезпечена поправкою, яку ми внесли використовуючи коефіцієнт запасу.

Виконуємо приблизний ескіз (рис 3.6) для другої версії хрестовини, щоб перевірити, чи вона підходить з точки зору конструктивного задуму.

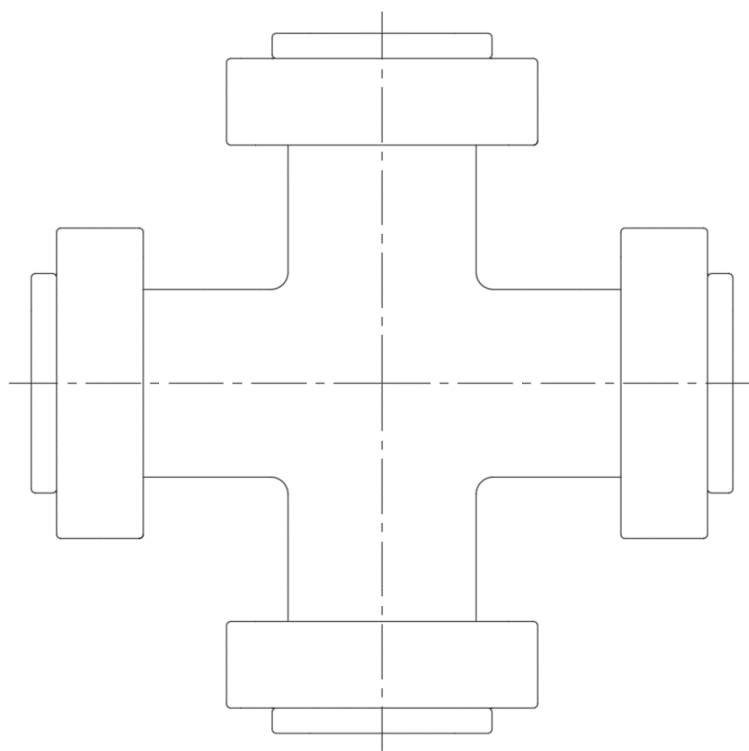


Рис. 3.6. Ескіз валу-хрестовини отриманого в результаті другої ітерації розрахунку з умовними підшипниками.

Переконавшись, що деталь отримана у результаті другої ітерації розрахунку є задовільною з цієї точки зору, приймаємо фінальні параметри валу-хрестовини як – $l = 485$ мм; $d = 130$ мм;

Підібравши конструктивні параметри осі, переходимо до їх перевірки у ситуації статичного зберігання апарату. Розрахуємо з якою силою вага двигуна діє на вал-хрестовину через підвіси:

$$G = m \cdot g$$

						Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G = 1125 \cdot 9,8 = 11025 \text{ Н}$$

Враховуємо коефіцієнт запасу

$$G_{\text{роз}} = G \cdot 1,5$$

$$G_{\text{роз}} = 11025 \cdot 1,5 = 16537,5 \text{ Н}$$

Розраховуємо згинальний момент за силою, з якою вага двигуна діє на підвіс і, відповідно, на ось:

$$M_{y_{\text{max}}} = \frac{l}{2} \cdot \frac{G_{\text{роз}}}{2}$$

$$M_{y_{\text{max}}} = \frac{0,485}{2} \cdot \frac{16537,5}{2} = 2005,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Умова міцності зберігається:

$$[\sigma] \geq \sigma_{\text{max}}$$

Знаходимо максимальні напруження, що виникають за такої конфігурації:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{y_{\text{max}}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{2005,2}{0,000215} = 9,327 \text{ МПа} \ll [\sigma]$$

σ_{max} виявляється значно меншою за $[\sigma]$, що підтверджує міцність системи у рамках другої моделі навантажень.

						Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок до розділу 3

Вузол качання має схему валу-хрестовини, що є закріпленим до корпусу апарату однією парою обертальних підвісів та несе на собі двигуневу установку, що закріплюється до нього другою парою обертальних підвісів.

Відповідно, під час дії тяги двигуна ракети, навантаження припадатиме на кінцівки валу, а небезпечний переріз припадатиме на середину валу.

Враховуючи характер навантаження та симетричність системи, маємо випадок плоского згинання у головній площині при статичному зберіганні КА на землі, або роботи двигуна за відсутності відхилення вектору тяги, та плоске згинання у комбінації зі стиском, при роботі двигуна з відхиленням вектору тяги.

Для випадку плоского згинання (та стиску, що діє вздовж центральної осі валу) доречним є розрахунок системи у спрощеному вигляді, а саме – осі. В якості моделей навантажень на вузол качання, були розглянуті:

1. Випадок роботи двигуна на повну тягу, при виконанні маневру з максимальним кутом відхиленням вектору тяги.
2. Випадок статичного зберігання апарату на землі, де КА стоїть на землі за допомогою незалежних опор, а вага двигуна діє на вал-хрестовину вузла качання.

Для виготовлення валу-хрестовини вузла качання було обрано матеріал Ti6Al-6V-2Sn. Цей сплав має високі міцнісні характеристики, є легким і відносно недорогим.

В результаті проведення розрахунку було обрано наступні характеристики валу-хрестовини:

						Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Довжина – 485 мм.
- Діаметр перерізу – 130 мм.

За таких параметрів, конструкція зберігає міцність в рамках обох моделей навантаження.

Наступний етап проєктування полягатиме у підборі правильного підшипнику, що витримуватиме навантаження та надаватиме змогу вузлу качання здійснювати обертальні рухи.

						Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Огляд та підбір підшипників

У сучасному технологічному світі, де машини та механізми відіграють ключову роль у виробництві та рухомих системах, існує широкий перелік підшипників доступних для використання у різних конструкціях. Підшипники, як один із найбільш важливих елементів механізмів, надають обертальну спроможність рухомих системам, зменшують тертя та забезпечують необхідну підтримку і стійкість до навантажень різного характеру. Обґрунтований вибір підшипника є ключовим фактором у досягненні успішної та ефективної роботи будь-якої рухомої конструкції.

Загалом, в машинобудуванні, недоцільний або неправильний вибір підшипника може призвести до проблем, таких як відмови під час роботи механізму, пошкодження обладнання, непередбачувані витрати на обслуговування та ремонт, а також значне зменшення терміну експлуатації механізму.

А що стосується царини машинобудування до якої відноситься ця робота – ракетобудування, некоректно підібраний підшипник може призвести до катастрофічних наслідків. Подібна помилка може зумовити відмову або руйнування системи в найбільш відповідальний момент, що, в кращому випадку – поставить під загрозу успіх місії, а в гіршому – призведе до миттєвого знищення КА.

Таким чином, вибір підшипника вимагає ґрунтовного розгляду ряду факторів, таких як тип механізму, режим роботи, навантаження, швидкість обертання, температурні умови, середовище експлуатації та інші. Врахування цих параметрів і відповідальне проведення розрахунку при виборі підшипника дозволять обрати найбільш придатну модель, що суттєво покращить продуктивність та ефективність механізму і забезпечить надійність роботи в умовах високих навантажень.

						Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Цей розділ дипломної роботи присвячений вивченню та аналізу різних аспектів процесу підбору підшипника. В ньому будуть розглянуті основні критерії вибору підшипника, методи його оцінки та порівняння, а також вплив різних факторів на його роботу та ефективність.

Підшипники можна класифікувати за направленням навантаження, які вони здатні переносити. Основні типи підшипників за направленням навантаження включають наступні:

Радіальні підшипники – Ці підшипники здатні переносити радіальні навантаження, які діють перпендикулярно до осі обертання підшипника. Вони забезпечують опору та стабільність осі або вала, дозволяючи йому обертатися без перекосів або пошкоджень. Радіальні підшипники використовуються в багатьох механічних системах, включаючи електродвигуни, промислові машини та автомобілі. Ці підшипники є одними з найпоширеніших типів підшипників і використовуються в широкому спектрі механічних систем і пристроїв.

Радіальні підшипники мають характерну конструкцію, що дозволяє їм ефективно переносити радіальні навантаження. Основні елементи конструкції радіального підшипника включають:

- Зовнішнє кільце: Це зовнішня оболонка підшипника, яка забезпечує опору та стабільність. Воно має зовнішню поверхню і може мати канавки або виступи для полегшення установки або з'єднання з іншими компонентами механізму.
- Внутрішнє кільце: Це внутрішня оболонка підшипника, яка кріпиться до вала або осі. Воно має внутрішню поверхню, яка забезпечує точне пасування з валом. Внутрішнє кільце також може мати канавки або виступи для полегшення установки або з'єднання з іншими компонентами.
- Кульки або ролики: Радіальні підшипники можуть використовувати кульки або ролики, які забезпечують контакт і перенесення

						Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навантаження, в якості тіл кочення. Підшипники котрі використовують кульки називають шарикопідшипниками, а такі, що використовують ролики – роликовими підшипниками. Кульки або ролики знаходяться між зовнішнім і внутрішнім кільцями і рухаються, забезпечуючи плавне обертання або рух вала.

- Сепаратор: Сепаратор, є компонентом, який утримує кульки або ролики у відповідному положенні, забезпечуючи їхнє рівномірне розташування і уникнення контакту між ними. Сепаратор може бути виготовлений з металу, пластику або інших матеріалів, залежно від вимог до підшипника.
- Змащення: Радіальні підшипники потребують належного змащення для зменшення тертя і забезпечення мінімального зносу. Змащення може бути здійснене за допомогою мастила або густої рідини, яка наповнює проміжок між елементами підшипника.
- Захисні ковпачки і ущільнення: Деякі радіальні підшипники мають захисні ковпачки або ущільнення, що запобігають проникненню бруду, пилу та вологи до внутрішнього простору підшипника, зберігаючи його ефективність і забезпечуючи тривалість служби.

Така загальна конструкція дозволяє радіальним підшипникам ефективно переносити радіальні навантаження, забезпечуючи надійну опору та стабільність для обертальних механізмів. Крім того, існують різні, більш специфічні, варіації конструкції радіальних підшипників, які дозволяють їх використання в різних умовах і ситуаціях.

Упорні підшипники, як і радіальні, використовуються для підтримки і полегшення руху обертальних частин в механізмах. Однак, упорні підшипники призначені для перенесення навантажень, які діють вздовж осі підшипника, тобто в напрямку обертання вала або осі, а отже мають ряд характерних особливостей. Вони здатні опиратися силам, що виникають внаслідок дії обертальних моментів, ударів, а також сил,

						Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спрямованих уздовж осі, які виникають в результаті дії зовнішніх факторів.

Конструкція упорних підшипників передбачає наявність спеціальних елементів, що забезпечують опору та стійкість у напрямку упорного навантаження. Основними компонентами упорних підшипників є:

- Кільця: Упорні підшипники мають два кільця – зовнішнє і внутрішнє. Зовнішнє кільце зазвичай має форму циліндра або конуса і з'єднується з корпусом механізму. Внутрішнє кільце також може мати форму циліндра або конуса і монтується на вал або ось. Ці кільця забезпечують стійкість і опір під час дії упорного навантаження.
- Елементи кочення: Упорні підшипники мають спеціальні тіла кочення, які сприймають упорне навантаження. Це можуть бути кульки, ролики, ролики-шарніри або інші форми елементів. Елементи кочення розташовуються між зовнішнім і внутрішнім кільцями.
- Сепаратор: Цей компонент, утримує елементи підшипника у відповідних положеннях. Сепаратор або тримач підтримує правильну просторову орієнтацію елементів підшипника і допомагає їм вільно обертатися. Використання сепаратора також забезпечує рівномірне розташування елементів підшипника при навантаженні підшипника.
- Змащення: Змащення упорних підшипників є фактором зменшення тертя і зносу. Мاستило або густа рідина в проміжках між елементами підшипника виконує змащувальну функцію.

Радіально-упорні підшипники (також відомі як комбіновані або двонаправлені підшипники) є спеціальним типом підшипників, які можуть витримувати як радіальні, так і упорні навантаження. Це робить їх особливо корисними в ситуаціях, коли на вал або вісь діє комбіноване навантаження або коли потрібно поєднати функції радіальної та упорної підтримки в одному підшипнику.

						Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкція радіально-упорних підшипників є складнішою, порівняно зі звичайними радіальними або упорними підшипниками, оскільки вони призначені для перенесення як радіальних, так і упорних навантажень. Основні компоненти конструкції радіально-упорних підшипників включають:

- Зовнішнє кільце: Це кільце виступає зовнішньою обгорткою підшипника, яка забезпечує опір та стійкість. Воно може мати форму циліндра або конуса, залежно від типу підшипника.
- Внутрішнє кільце: Цей компонент представляє собою внутрішню частину підшипника, яка монтується на вал або вісь. Його форма також може бути циліндричною або конусною.
- Елементи кочення: Елементами (тілами) кочення радіально-упорного підшипника можуть виступати кульки або ролики, розташовані під кутом до осі підшипника та зміщені один відносно одного, або навіть їх комбінація. Саме це дозволяє такому підшипнику витримувати як радіальні, так і упорні навантаження. Елементи підшипника утримуються в сепараторі або тримачі, що забезпечує їх правильне розташування.
- Сепаратор: Це компонент, який служить для утримання елементів підшипника (кульок або роликів) у рівномірному розташуванні під певним кутом до осі підшипника. Цей компонент допомагає забезпечити правильну просторову орієнтацію елементів підшипника, дозволяючи їм вільно обертатися.
- Змащення: Ця компонента у радіально-упорних підшипниках є не менш важливою, ніж у інших типах, оскільки воно зменшує тертя та забезпечує мінімальний знос. Змащення здійснюється за допомогою застосування мастила або густої рідини в проміжку між елементами підшипника.
- Захисні ковпачки і ущільнення: Ці елементи застосовуються для запобігання проникненню бруду, пилу та вологи до внутрішнього

						Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

простору підшипника та допомагають забезпечити його тривалу і надійну роботу, захищаючи внутрішні компоненти конструкції.

Конструкція радіально-упорних підшипників дозволяє їм ефективно переносити комбіновані радіальні та упорні навантаження, забезпечуючи надійну опору та стійкість для валів або осей. Вони знаходять широке застосування у різних галузях промисловості, де необхідна комбінована підтримка навантажень.

При радіальному навантаженні, радіально-упорні підшипники використовуються для підтримки валу або осі та розподілу навантаження на внутрішнє та зовнішнє кільця підшипника. Елементи підшипника, такі як кульки або ролики, розташовані під кутом до осі підшипника, що дозволяє їм переносити радіальне навантаження. Сепаратор або тримач утримує ці елементи у відповідних положеннях та допомагає забезпечити рівномірний розподіл навантаження по всій поверхні підшипника.

Радіально-упорні підшипники здатні ефективно переносити радіальне навантаження завдяки своїй конструкції, яка забезпечує оптимальну підтримку та стійкість вала або осі.

Упорно-радіальні підшипники влаштовані за ідентичним до радіально-упорних принципом, з тією відмінністю, що їх фокус полягає у витримуванні більших осьових, а не радіальних напружень. Тому, в рамках цієї роботи, окремо вони не розглядатимуться.

Окрім цього, підшипники також класифікуються за формою тіла кочення:

- Кулькові: Кулькові підшипники мають достатню міцність і здатні переносити як радіальні, так і упорні навантаження. Вони працюють дуже плавно і мають низький рівень тертя.
- Короткі ролики: Такі тіла кочення забезпечують високу міцність і здатні переносити великі упорні навантаження. Підшипники з короткими

						Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

роликами часто застосовуються в важкій промисловості, де потрібна велика міцність і надійність.

- Довгі ролики: Такі ролики забезпечують велику площу контакту зі збірною поверхнею. Це дозволяє їм переносити великі упорні навантаження. Підшипники з довгими роликами також широко використовуються в важких промислових механізмах, наприклад, у великих підшипниках ковзання.
- Виті ролики: Цей тип підшипника має ролики з витими профілями. Вони забезпечують велику площу контакту з поверхнею і здатні переносити високі радіальні навантаження. Підшипники з витими роликами зазвичай використовуються в промислових умовах, де потрібна велика міцність і здатність до високих швидкостей.
- Конічні ролики: Такі підшипники мають конічні ролики, які розташовані під кутом до осі обертання. Вони забезпечують комбіновану опору на радіальне і упорне навантаження. Підшипники з конічними роликами використовуються в техніці, де потрібна висока міцність і точність.
- Бочкоподібні ролики: Ці елементи кочення забезпечують велику площу контакту з поверхнею. Вони демонструють високу міцність і здатні переносити великі осьові навантаження. Підшипники з бочкоподібними роликами широко використовуються в промислових механізмах, де потрібна велика вантажопідйомність і стійкість.
- Підшипники з голчастими роликами: Голчасті ролики мають малий діаметр, але високу довжину, що дозволяє їм переносити високі радіальні навантаження і використовуються за умов, в яких на розміри підшипника впливають просторові обмеження. Підшипники з голчастими роликами широко використовуються в механізмах для яких важлива компактність, таких як двигуни, трансмісії і станки.

Далі, підшипники діляться на три види за числом рядів кочення:

						Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Однорядні підшипники: Один забезпечує основну функцію підшипника - підтримку валу або осі і сприйняття радіальних, або упорних навантажень.
- Дворядні підшипники: Два ряди тіл кочення, забезпечують більшу міцність і здатність до перенесення великих навантажень порівняно з однорядними підшипниками. Проте, вони мають більші розміри та їх застосування не завжди є виправданим з конструктивної точки зору.
- Чотирирядні підшипники: Чотири ряди тіл кочення надають підшипнику ще більшу міцність і здатність до перенесення навантажень порівняно з дворядними підшипниками, але мають ще більші габарити. Чотирирядні підшипники широко використовуються в важких промислових машинах, де потрібна велика вантажопідйомність і стійкість, наприклад, у великих станках, металургійному обладнанні та енергетичному секторі.

І в останню чергу, прокласифікуємо підшипники за розмірами:

- За радіальним розміром (5 серій діаметрів):
 - надлегка;
 - особливо легка;
 - легка;
 - середня;
 - важка;
- За шириною(4 серії ширин)
 - особливо вузька;
 - вузька;
 - нормальна широка;
 - особливо широка;

Отже, вибір підшипника є мультифакторним процесом, в ході якого необхідно враховувати множину аспектів, таких як: характер та сила очікуваних навантажень, що їх сприйматиме підшипник; геометричні параметри валу або осі з якою він буде застосовуватись; просторові обмеження які накладаються на конструкцію при проєктуванні; вимоги

						Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

до роботи підшипника, такі як: точність, швидкість і плавність обертання; умови експлуатації механізму; тощо.

Помилка при врахуванні будь якої з цих змінних може призвести до підбору некоректної моделі підшипника. У випадку, якщо обраний підшипник не задовільнятиме базовим вимогам, подібний прорахунок поставить під загрозу можливість конструкції виконувати свою функцію, що означатиме провал проєктування системи. Якщо ж буде обрано підшипник із властивостями надмірними, для умов в яких його буде застосовано – це знизить загальну ефективність системи, та, потенційно, позбавить її частини переваг перед конкурентами.

З протилежної сторони, правильний та обґрунтований вибір підшипника дозволить досягнути максимальної ефективності системи загалом. Таким чином, підбір підшипника для такої системи як вузол качання є чи не одним з найважливіших етапів початкового проєктування.

Керуючись принципами, що були викладені вище, в рамках цього розділу, ми підберемо підшипник, що максимально пасуватиме проєктованій конструкції та проведемо його розрахунок, щоб впевнитись, що він дійсно витримає навантаження, які діятимуть на вузол качання.

						Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1. Обґрунтування вибору підшипника

Враховуючи наявність у проєктованій системі радіальних та осьових навантажень і той факт, що радіальні – переважають, за напрямом сприймання навантаження обираємо радіально-упорний підшипник.

Для забезпечення високої міцності, точності та опору комбінованим навантаженням визначаємо тип роликів для шуканого підшипника як конічний. Цей вибір також продиктований тим, що хоча радіальні навантаження переважатимуть, але осьові навантаження, які створюватиме тяга потужного ракетного двигуна, будуть також значними. А відповідно – необхідно забезпечити достатній опір і в плані упорних навантажень.

Що стосується числа рядів кочення, з конструктивних міркувань, обмежуємось одним рядом для зменшення габаритів системи. Каталог широкої серії однорядних підшипників пропонує моделі, які мають достатню для нашого випадку вантажопідйомність, а отже, немає необхідності встановлювати громіздкий підшипник з двома рядами кочення, який негативно вплинув би на рухливість системи.

Зважаючи на навантаження розраховані у попередньому розділі, обраний діаметр перерізу вала-хрестовини (130 мм), просторові та конструктивні обмеження, обираємо роликовий, радіально-упорний, конічний, однорядний підшипник широкої серії 7620 (імпортне позначення – 32320).

Згідно ГОСТ 333-7, параметри підшипника 7620:

- Внутрішній діаметр підшипника $d = 100$ мм
- Зовнішній діаметр підшипника $D = 215$ мм
- Висота підшипника $T = 77,50$ мм

						Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Ширина зовнішнього кільця підшипника $B = 61,5$ мм
- Ширина внутрішнього кільця підшипника $c = 73$ мм
- Радіус монтажної фаски підшипника $r = 4,0$ мм
- Статична вантажопідйомність $C_0 = 460000$ Н
- Динамічна вантажопідйомність $C = 460000$ Н
- Маса підшипника $m = 13,2$ кг

Необхідно зазначити, що внутрішній діаметр обраного підшипника є дещо меншим за розрахований діаметр осі хрестовини, що означає, що осі на кінцівках хрестовини потребуватимуть звуження. Однак, це не становитиме проблеми, адже основне напруження, як ми вже визначили, припадає на середину осі.

Попередньо визначившись з моделлю підшипника, переходимо до його розрахунку.

						Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Розрахунок підшипника на вантажопідйомність

Невід'ємним етапом проектування конструкції, що застосовує підшипники кочення є перевірка їх вантажопідйомності. В нашому випадку, для цього ми проводимо розрахунок на статичну вантажопідйомність, оскільки швидкості обертання не перевищуватимуть 1 об/хв. Розрахунок на статичну вантажопідйомність визначає, чи не перевищуватиме зовнішнє радіальне або осьове навантаження статичну вантажопідйомність конкретного підшипника.

Для цього, приймаємо старі вихідні дані щодо сили тяги двигуна та максимального кута відхилення вектору тяги:

$$\text{Тяга } T = 850 \text{ кН};$$

$$\text{Кут } \alpha = 8^\circ;$$

За умови роботи двигуна на повну тягу, кожний із двох підшипників на яких його закріплено буде сприймати радіальне навантаження F_r та осьове навантаження F_a . Визначаємо їх користуючись наступними формулами:

$$F_r = \frac{T}{2} \cdot \cos \alpha$$

$$F_a = \frac{T}{2} \cdot \sin \alpha$$

Підставляємо дані значення та отримуємо фактичні величини:

$$F_a = \frac{850}{2} \cdot \sin(8^\circ) = 59,15 \text{ кН}$$

$$F_r = \frac{850}{2} \cdot \cos(8^\circ) = 420,86 \text{ кН}$$

Для раніше обраного підшипнику 7620 (імпортне позначення 32320) фіксуємо наступні вихідні дані за ГОСТ 333-7:

						Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Статична вантажопідйомність - $C_{ст} = 460$ кН;
- Кут нахилу тіла кочення - $\beta = 11^\circ$

При дії радіального та осьового навантаження на радіальні та радіально-упорні роликові підшипники розрахунок проводиться через знаходження еквівалентних радіального P_{Or} та осьового P_{Oa} навантаження:

$$P_{Or} = XF_r + YF_a$$

$$P_{Oa} = 2,3F_r \cdot tg\beta + F_a$$

Визначаємо умову, що еквівалентні навантаження не мають перевищувати значення статичної вантажопідйомності:

$$P_{Or} \leq C_{ст}$$

$$P_{Oa} \leq C_{ст}$$

Далі, за довідниковою таблицею обираємо значення X та Y , що для нашого випадку становитимуть 1 та 0, відповідно. Зібравши всі дані, розраховуємо еквівалентні статичні навантаження:

$$P_{Or} = 1 \cdot 420,86 + 0 \cdot 59,15 = 420,86 \text{ кН.}$$

$$420,86 \text{ кН} < C_{ст}$$

$$P_{Oa} = 2,3 \cdot 0,194 \cdot 420,86 + 59,15 = 246,94 \text{ кН.}$$

$$246,94 \text{ кН.} < C_{ст}$$

Отже, можемо констатувати, що обраний підшипник не руйнуватиметься при дії максимальних навантажень, які виникатимуть в нашій системі, та підходить для проєктованого вузла.

						Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок до розділу 4

Вибір підшипника є складним процесом, який включає у себе багато аспектів, що потрібно враховувати. Необхідно враховувати характер та силу очікуваних навантажень, які підшипник буде витримувати. Також важливо враховувати геометричні параметри валу або осі, з яким підшипник буде використовуватись, а також просторові обмеження, що можуть вплинути на конструкцію. Додатково, необхідно враховувати вимоги до роботи підшипника, такі як точність, швидкість та плавність обертання. Умови експлуатації механізму також впливають на вибір підшипника. Враховуючи всі ці фактори, можна здійснити оптимальний вибір підшипника для конкретного застосування.

Радіально-упорні підшипники володіють універсальними властивостями та можуть переносити як радіальні, так і упорні навантаження. Конструкція такого типу підшипників забезпечує більш широкий діапазон можливостей для використання у складних механізмах, де одночасно діють радіальні і осьові навантаження.

Однорядні підшипники є найпоширенішим типом і використовуються в різних механізмах та пристроях. Вони складаються з одного ряду кульок або роликів, розташованих між внутрішнім та зовнішнім кільцями. Однорядні підшипники володіють такими перевагами, як компактність, легкість установки та висока точність передачі навантаження. Вони добре працюють в умовах, де домінують радіальні навантаження, таких як електродвигуни, насосні агрегати та автомобільні колеса. Однорядні підшипники також забезпечують надійну роботу при високих швидкостях обертання та мають високу стійкість до вібрацій та ударних навантажень. Завдяки своїм перевагам, однорядні підшипники є широко застосовуваними в промисловості та інших галузях, де вимагається надійна та ефективна передача навантаження.

						Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення високої міцності, точності та опору комбінованим навантаженням обирається тип роликів для шуканого підшипника як конічний. Цей вибір також обумовлений тим, що хоча радіальні навантаження переважатимуть, але осьові навантаження, які створюватиме тяга потужного ракетного двигуна, також матимуть значний вплив.

Оскільки швидкість обертання не перевищує 1 об/хв, проводиться розрахунок на статичну вантажопідйомність. Розрахунок на статичну вантажопідйомність показує, чи не перевищує зовнішнє радіальне або осьове навантаження максимальну статичну вантажопідйомність конкретного підшипника.

На основі отриманих розрахунків зроблено висновок, що обраний підшипник буде відповідати максимальним навантаженням, що виникатимуть у нашій системі, і підходить для проєктованого вузла без руйнування.

						Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Технологія виготовлення компонентів вузла

По суті, для такої конструкції як вузол качання, технологія його виготовлення є, за великою мірою, результатом складання окремих технологічних процесів виготовлення його деталей.

Для визначення оптимальної технології виготовлення окремих деталей вузла потрібно розуміти контекст їх застосування в системі та вимоги, що до них застосовуватимуться. Як вже було визначено, спроектований вузол качання матиме наступну конструкцію – до його базового елементу, хрестовини круглого перерізу, на кінцях осей, буде закріплено дві пари підшипників, одна з яких відповідатиме за обертання двигуна відносно вузла в одній площині, а друга – за обертання вузла та двигуна відносно корпусу апарату в другій площині. Пари підшипників закріплюються в двох корпусних деталях, які з'єднують вузол із двигуном та корпусом, відповідно. В останню чергу, до корпусних деталей закріплюються, за допомогою гвинтового з'єднання, чотири кришки, що прикривають торці підшипників.

Отже, в даному розділі буде запропоновано та розглянуто технологію виготовлення для кожної з унікальних деталей збірки (вироблення стандартних підшипників та гвинтів не розглядатиметься).

						Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1. Вал-хрестовина

В проєктованій конструкції вал-хрестовина є ключовою деталлю та сприймає значні навантаження під час роботи системи. З цього витікає, що технологія виготовлення цієї деталі має забезпечувати найвищу можливу якість та точність виробу.

З цих міркувань, було прийнято рішення виготовляти хрестовину технологією лиття під тиском. Лиття під тиском, що є одним з найпоширеніших методів виробництва деталей подібного характеру, використовується для виготовлення складних геометричних форм, включаючи, наприклад, хрестовини карданних валів.

Основний процес виготовлення хрестовини карданного валу за допомогою лиття під тиском включатиме наступні кроки:

- Підготовка матеріалу: Початковий матеріал, що, у нашому випадку є титановим сплавом Ti6Al-6V-2Sn, підготовляється до лиття. Цей етап включає плавлення матеріалу, очищення від забруднень і, за необхідності, додавання легуючих елементів для досягнення потрібних механічних властивостей.
- Розтоплення і наповнення форми: Розтоплений метал вливається у порожнину металевої ливарної форми, яка задає форму хрестовини. Лиття під тиском передбачає використання гідравлічних або механічних пресів, які здійснюють тиск, необхідний для заповнення форми металом. Цей процес забезпечує високу точність та повторюваність форми.
- Затвердіння і видалення відливки: Після наповнення форми металом, він поступово затвердіває, утворюючи жорстку структуру хрестовини. Після затвердіння форма відкривається і відливка виймається.

В нашому випадку, на цьому етапі, необхідно буде провести додаткову токарну обробку відливки для зточення кінцівок осей та виконання цапф, щоб їх можна було закріпити в обраному підшипнику,

						Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а також – для видалення зайвого матеріалу і шліфування, якщо така необхідність матиме місце.

В останню чергу, буде виконано додаткову обробку і доведення до готовності. Виготовлену хрестовину, за необхідності, буде піддано таким додатковим обробкам як: термообробка для поліпшення механічних властивостей, обробка поверхні для досягнення вимог щодо точності та гладкості, тощо.

Переваги виготовлення деталі валу-хрестовини за допомогою лиття під тиском наступні: висока продуктивність, можливість відтворення точної форми і здатність до виробництва складних геометричних конфігурацій, якою і є, в певній мірі, ця деталь. Цей метод дозволить отримати високоякісний виріб з високою міцністю та точністю виготовлення.

						Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2. Корпусні деталі та кришки

В рамках цього проекту особливих вимог до корпусних деталей не висувається та їх розрахунок не проводиться, адже їх можна розглядати як елементи корпусу апарату та двигуна, до яких закріплюється вузол качання. Проте, з означення витікає, що єдиною їх ціллю є забезпечення закріплення вузла качання, а отже існують вони виключно в контексті роботи системи вузла. Тому вони включаються до конструкції, проектується та проводиться вибір підходящої технології виготовлення.

Цю деталь пропонується також виготовляти методом лиття під тиском, щоб забезпечити якість та точність виконання її відносно нестандартної та складної геометричної форми.

Наступним етапом, як і для хрестовини, є додаткове токарне оброблення для:

- видалення зайвого матеріалу і шліфування;
- виконання отвору під гвинт зі стандартною різьбою для кріплення кришки на корпусну деталь.
- виконання отвору для закріплення підшипнику з посадкою H7/10, оскільки з'єднання є нероз'ємним, а підшипник сприйматиме навантаження середньої інтенсивності та не буде перенавантажуватись в значній мірі.

Застосування вищенаведеної технології для виготовлення корпусних деталей дозволить отримати вироби достатньої якості та точності виготовлення для виконання покладених на неї функцій підвісу для вузла качання та двигуна.

Що стосується кришки, то варто зазначити, що в рамках даної конструкції вона не сприйматиме значних навантажень та не виконуватиме інших функцій, крім захисту від зовнішніх впливів торця

						Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підшипників та осей. Відповідно, враховуючи відносну простоту геометрії цієї деталі, пропонується її виготовлення методом штамповки з подальшою токарною обробкою для виконання отворів під гвинти, що закріплюватимуть її до корпусної деталі.

						Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок до розділу 5

Для визначення найбільш підходящого способу виготовлення окремих компонентів вузла необхідно враховувати контекст їх використання у системі та вимоги, які до них будуть застосовуватися.

Якість виготовлення окремих деталей має значний вплив на ефективність та надійність роботи всього вузла, а отже визначення коректної технології виробництва є вкрай важливим етапом проєктування системи.

В цьому розділі було проаналізовано вимоги до виготовлення окремих унікальних деталей конструкції вузла качання та запропоновано оптимальні технологічні процеси їх виготовлення.

Для головного елемента системи, вала-хрестовини, та корпусних деталей пропонується виготовлення шляхом лиття під тиском, а для кришок – шляхом штамповки, через більшу простоту цих деталей.

Враховуючи конструктивні особливості та наявність отворів, всі деталі потребуватимуть додаткової токарної обробки.

						Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок

Отже, в рамках даної роботи, було проаналізовано існуючі аналоги та конструктивні рішення, визначено бажаний функціонал та вимоги до проєктованого вузла.

За результатом розгляду наявних на ринку рішень та конструктивних підходів було прийнято рішення в розроблюваній конструкції зфокусуватись на створенні порівняно простої та надійної системи, на противагу технологічно складним існуючим альтернативам.

Вузол качання є частиною системи керування вектором тяги (СКВТ) ракетного двигуна. СКВТ – система, що надає РН або КА можливість відхиляти вектор тяги двигуна для зміни траєкторії польоту, обертання апарату, або зміни його орієнтації, корекції курсу та компенсації неузгодженості головного вектору тяги з центром мас апарату. Такі системи використовують головний імпульс двигуна, відхиляючи його, для створення крутного моменту й, відповідно, керування польотом апарату.

Усі хімічні двигуневі установки можуть застосовувати один із кількох типів механізму керування вектором тяги. Проте, певні СКВТ краще підходять до відповідних типів ракетних двигунів.

Для проєктованої системи було обрано конструкцію СКВТ, що дозволяє відхиляти весь двигун, на базі вузла качання. Система такого типу дає змогу виконувати відхилення вектору тяги на достатні кути (до ± 8 градусів), продукує дуже малу втрату питомої тяги та може бути задіяна необмежений час, оскільки не пошкоджується під час роботи двигуна. Однією парою обертальних підвісів вузол буде закріплено до апарату, а другою - до нього буде закріплено кришку двигуна. Вона сприйматиме навантаження від тяги двигуна та буде грати роль рухомого підвісу, що

						Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

робить можливим керування вектором тяги у двох перпендикулярних площинах. За рух двигуна та його фіксацію відповідатиме окрема гідравлічна система, що буде приєднана до нього ззовні.

Для виготовлення валу-хрестовини вузла качання було обрано матеріал Ti6Al-6V-2Sn. Цей сплав має високі міцнісні характеристики, є легким і відносно доступним.

Наступним кроком, для системи було проведено наведені далі розрахунки:

Розрахунок на міцність вала-хрестовини в двох станах системи (статичне зберігання системи на землі та випадок максимального навантаження при роботі двигуна на повну тягу з максимальним кутом відхилення) та підібрано, через виконання трьох ітерації розрахунку, оптимальні параметри деталей;

Розрахунок обраного підшипника на статичну вантажо підйомність. Такий розрахунок приймається достатнім, адже швидкість обертання підшипника не перевищуватиме 1 об/хв. Це дозволило впевнитись, що, в обраному підшипнику, тіла кочення та інші компоненти не руйнуватимуться від навантажень, які створює двигун;

З конструктивних міркувань та за результатами розрахунку, було обрано роликовий, радіально-упорний, конічний, однорядний підшипник широкої серії 7620 (імпортне позначення – 32320). Він дозволить забезпечити надійність, в умовах системи, яка сприймає комбіновані радіальні та осьові навантаження, а велика контактна площа роликів дозволить протидіяти великим навантаженням та вібрації.

В останню чергу, було виконано креслення вузла качання та загальні креслення його унікальних деталей. Також, було розглянуто особливості виготовлення деталей конструкції та запропоновано оптимальні технології їх виробництва, а саме:

						Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

для вала-хрестовини та корпусних деталей пропонується виготовлення шляхом лиття під тиском для забезпечення точності повторення геометричних форм цих деталей та їх високої якості;

для кришок – шляхом штамповки, через більшу простоту цих деталей та менші вимоги щодо точності виробництва;

Враховуючи конструктивні особливості та наявність отворів, всі деталі потребуватимуть додаткової токарної обробки.

Підсумовуючи, в результаті виконання дипломного проєкту, було спроектовано вузол качання для РРД у відповідності до наявних вихідних даних та розглянуто релевантні питання щодо забезпечення надійності створеної конструкції та її виготовлення.

						Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Саттон Д.П., Біблаж О., Rocket propulsion elements. Ninth edition, 2017 – 671 с.
2. Тьорнер М., Rocket and Spacecraft Propulsion. Principles, Practice and New Developments. Third edition, 2009 – 123 с.
3. Хузель Д., Хуанг Д., Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines, 1967 – 272 с.
4. Нойгебайет К., Фалкнер М., Саппер Л., Тракслер Г., Bearing Development for a Rocket Engine Gimbal, 2005 – 269 с.
5. Bi Б., Thrust Vector Control Design for a Liquid Upper Stage Spacecraft, 1985 – 566 с.
6. Царіцинський А., Ахмаді Т., Набокіна Т., Development of gimbal for low-thrust liquid propellant rocket engine, Х.: Національний аерокосмічний університет ім. Н. Є. Жуковського «ХАІ», 2018 – 89 с.
7. Almatech, Novel thrust vectoring mechanism design for controlled de-orbiting based on solid rocket motor propulsion. esa clean space industrial days, 2018.
8. Rocketdyne, F-1 Engine familiarization training manual, 1970 – 1-11 с.
9. Бернаккья, Д., Design of Thrust Vectoring attitude control system for Lunar Lander flying testbed, 2019 – 33 с.
10. Мело Х., Кайседо Х., Міягі П., Design consideration and kinematic development of a thrust vector control system for a liquid propellant rocket, 2013 – 5303 с.
11. Гайдамака А.В., Підшипники кочення базові знання та напрямки вдосконалення, Х.: НТУ «ХПІ», 2009 – 63 с.
12. Писаренко Г.С. Опір матеріалів: Підручник, К.: Вища шк., 2004 – с. 334

						Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Карнаух С. Г., Таровик М. Г., Деталі машин : курс лекцій для студентів технічних спеціальностей, Краматорськ: ДДМА, 2017 – 181 с.
14. Glenn Research Center NASA, Gimbaled thrust, <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/rocket/gimbale.html>
15. Thrust vectoring, https://en.wikipedia.org/wiki/Thrust_vectoring
16. Довідник підшипників, Підшипник 7620, https://www.podshypnik.info/ua/index.php?zid=bearing_info&standard=gost333&bearing=7620

						Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункові моделі та епори

Розглядаємо випадок максимального навантаження:
Для випадку повної тяги та максимального куту відхилення
знаходимо розрхункове значення тяги двигуна:

$$T_{\text{роз}} = T \cdot 1,5 = 1275 \text{ кН}$$

Визначаємо радіальну та осьову компоненти:

$$F_r = T_{\text{роз}} \cdot \cos \alpha_{\text{max}} \qquad F_a = T_{\text{роз}} \cdot \sin \alpha_{\text{max}}$$

Визначаємо значення реакції опори на стиск та розтяг:

$$R_a = \frac{T_{\text{роз}}}{2} \cdot \sin \alpha_{\text{max}} \cdot \frac{1275}{2} \cdot \sin 8^\circ = 88,723 \text{ кН} \quad R_r = \frac{T_{\text{роз}}}{2} \cdot \cos \alpha_{\text{max}} \cdot \frac{1275}{2} \cdot \cos 8^\circ = 631,296 \text{ кН}$$

Визначаємо максимальний згинальний момент:

$$M_{y_{\text{max}}} = \frac{l}{2} \cdot R_r = \frac{0,485}{2} \cdot 631,296 = 153,09 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Визначаємо максимальне допустиме напруження перерізу,
знаходячи еквівалентне напруження, та умову міцності:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B} = \frac{1280}{1,8} = 711,11 \text{ МПа} \qquad [\sigma] \geq \sigma_{\text{max}}$$

Напруження за згину зі стиску:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_{y_{\text{max}}}}{W_y}, \text{ де } N - \text{сила що діє на стиск,} \\ F - \text{площа перерізу}$$

У випадку де радіальні сили багатократно
переважають осьові, для знаходження
моменту опору перерізу:

$$W_y = \frac{M_{y_{\text{max}}}}{[\sigma]} = \frac{153,09 \cdot 10^3}{711,11 \cdot 10^6} = 0,000215 \text{ м}^3$$

Знаходимо значення діаметру перерізу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot W_y} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot 0,000215} = 0,1299 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр валу-хрестовини $d = 0.13 \text{ м}$.

Проводимо перевірку:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{R_a}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{M_{y_{\text{max}}}}{W_y} = \frac{88,723 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,065^2} + \frac{153,09 \cdot 10^3}{0,000215^3} = 718,492 \text{ МПа}$$

$$\frac{718,492 - 711,11}{711,11} \cdot 100\% = 1,07\% < 5\%$$

Перенапруження становить значно менше 5%. Робимо висновок, що
конструкція відповідає умові міцності та її надійність забезпечена
поправкою, яку ми внесли використовуючи коефіцієнт запасу.

Приймаємо фінальні параметри валу-хрестовини як:

$$l = 485 \text{ мм}; d = 130 \text{ мм}$$

Розрахуємо з якою силою вага двигуна діє на вал-хрестовину
через підвіси, у випадку зберігання на землі:

$$G = m \cdot g$$

$$G = 1125 \cdot 9,8 = 11025 \text{ Н}$$

Враховуємо коефіцієнт запасу

$$G_{\text{роз}} = G \cdot 1,5$$

$$G_{\text{роз}} = 11025 \cdot 1,5 = 16537,5 \text{ Н}$$

Розраховуємо згинальний момент за силою,
з якою вага двигуна діє на підвіс і,
відповідно, на ось:

$$M_{y_{\text{max}}} = \frac{l}{2} \cdot \frac{G_{\text{роз}}}{2}$$

$$M_{y_{\text{max}}} = \frac{0,485}{2} \cdot \frac{16537,5}{2} = 2005,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Умова міцності зберігається:

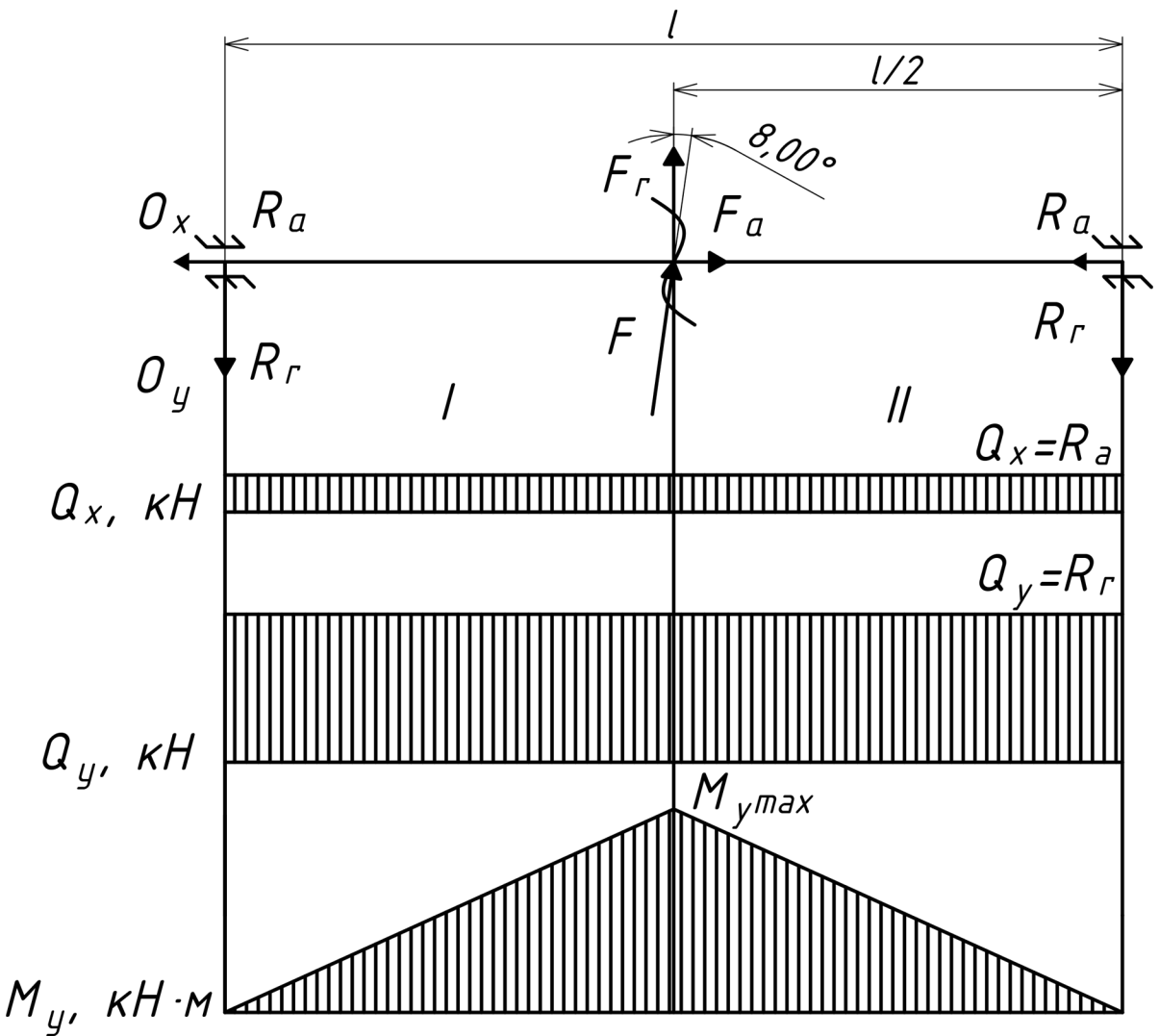
$$[\sigma] \geq \sigma_{\text{max}}$$

Знаходимо максимальні напруження,
що виникають за такої конфігурації:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{y_{\text{max}}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{2005,2}{0,000215} = 9,327 \text{ МПа} \ll [\sigma]$$

σ_{max} виявляється значно меншою за $[\sigma]$,
що підтверджує міцність системи.

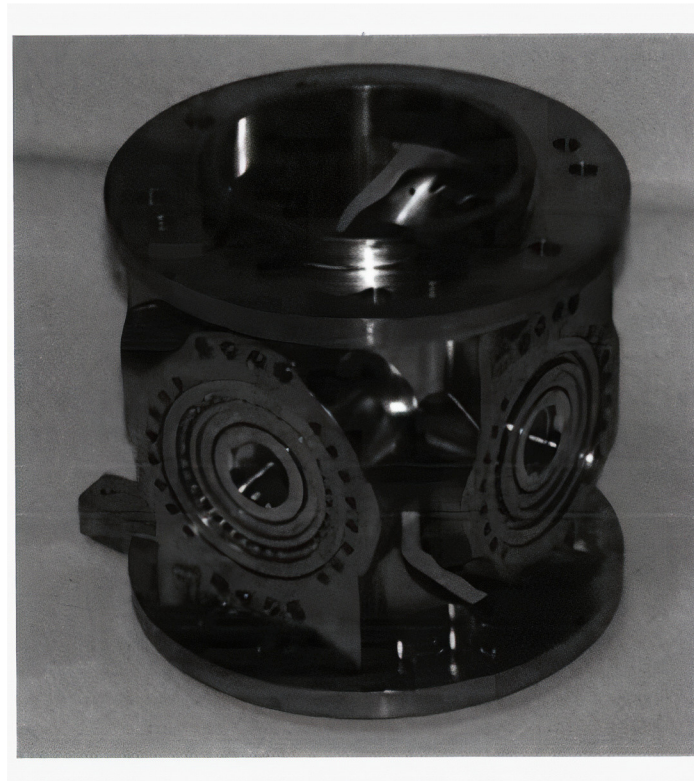
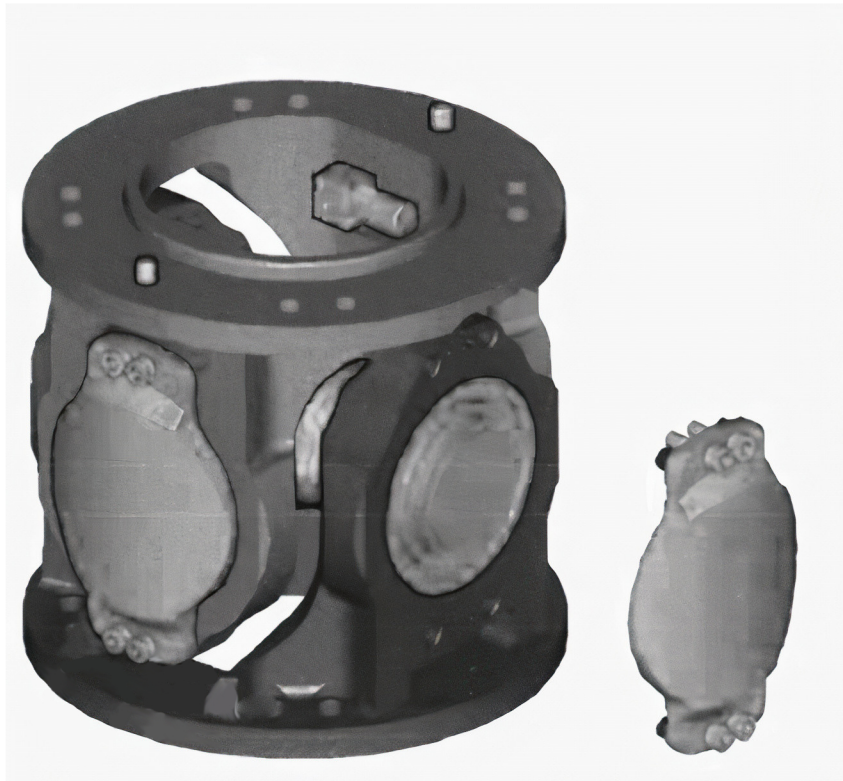


До дипломного проєкту бакалавра на тему
“Вузол качання рідинного ракетного двигуна”

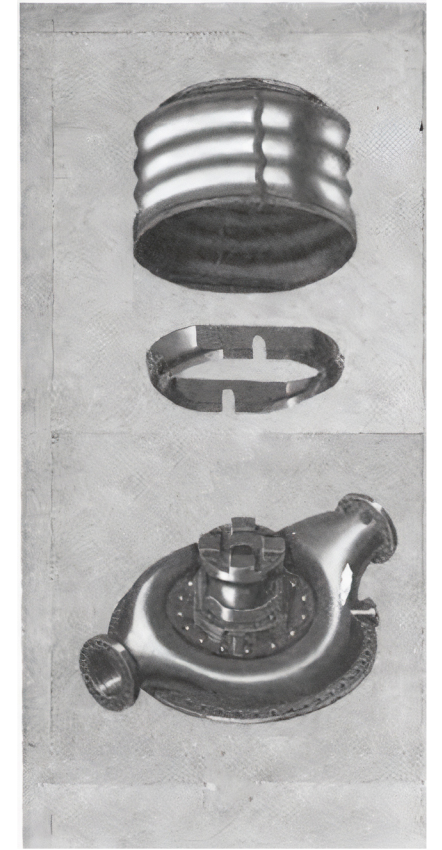
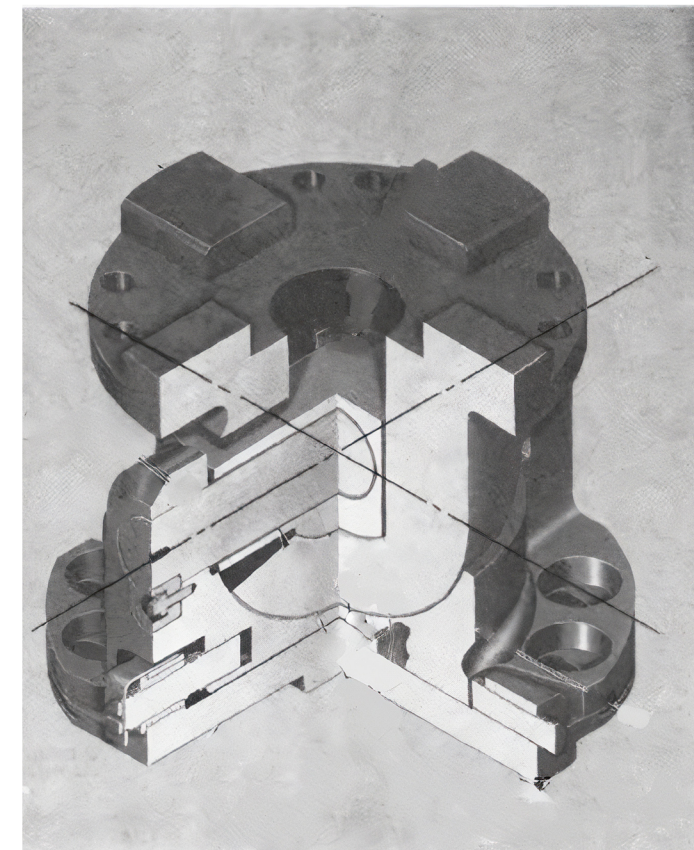
Виконав студент Татаровський М.І. група АК-91
Керівник проф. Архипов О.Г.

Огляд аналогів

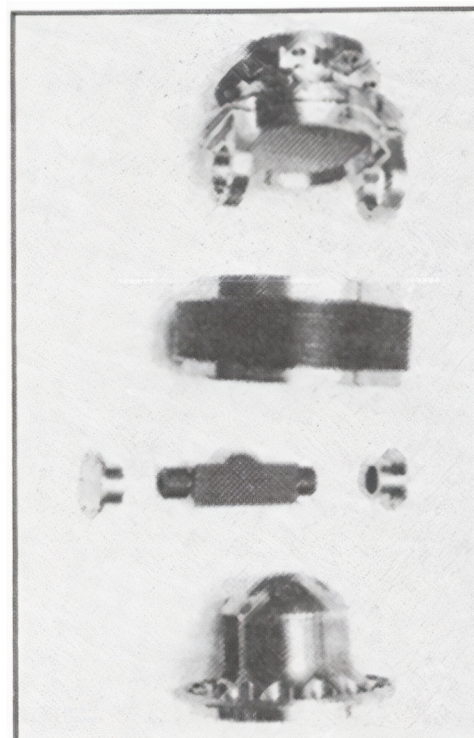
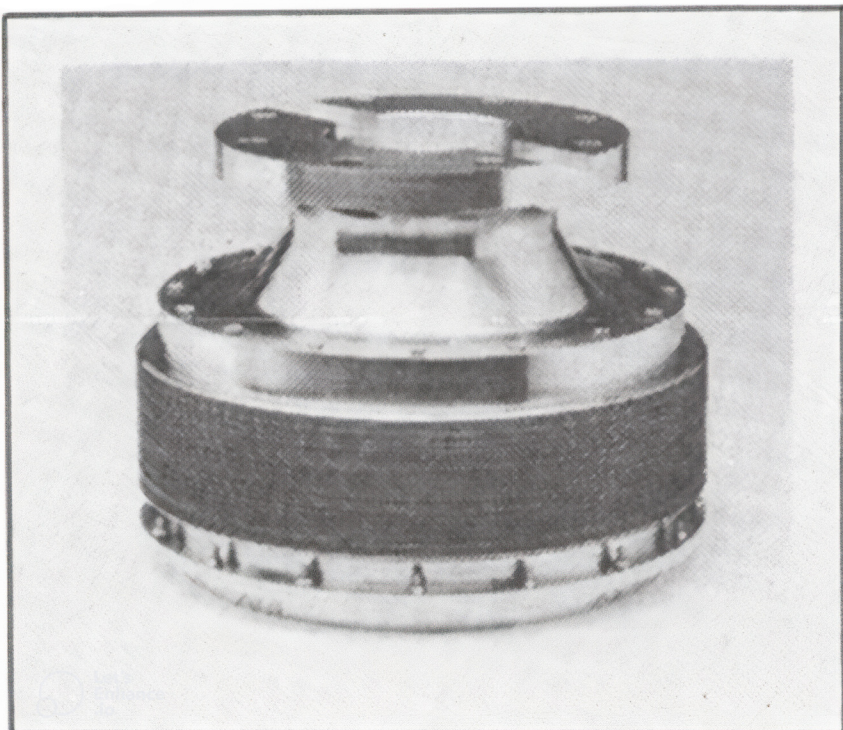
Вузол качання СКВТ двигуна VINCI
другої ступені майбутньої РН Ariane 6



СКВТ двигуна F1 РН Saturn V

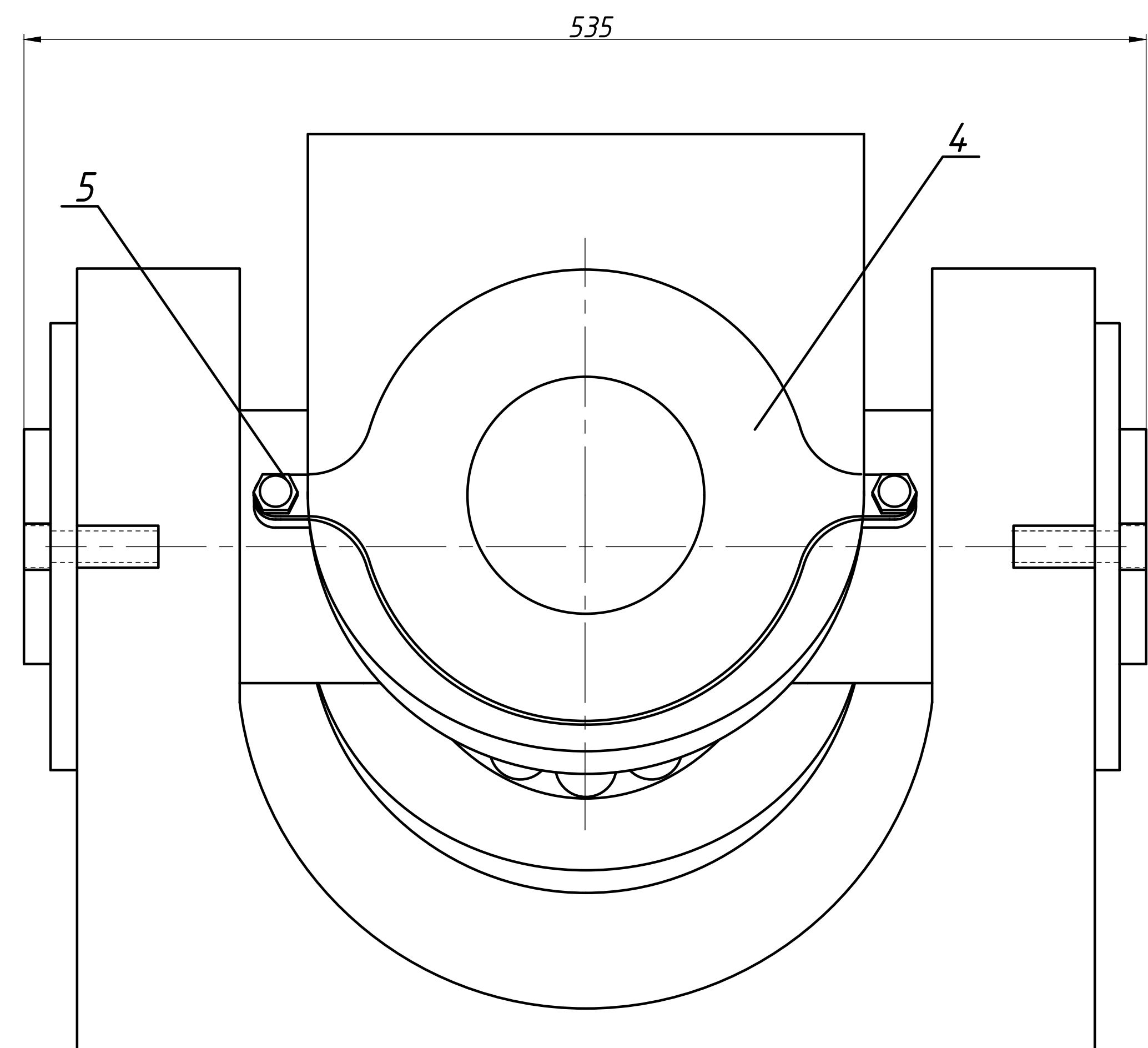


Карданний підвіс СКВТ двигуна Vulcain
першої ступені РН Ariane 5

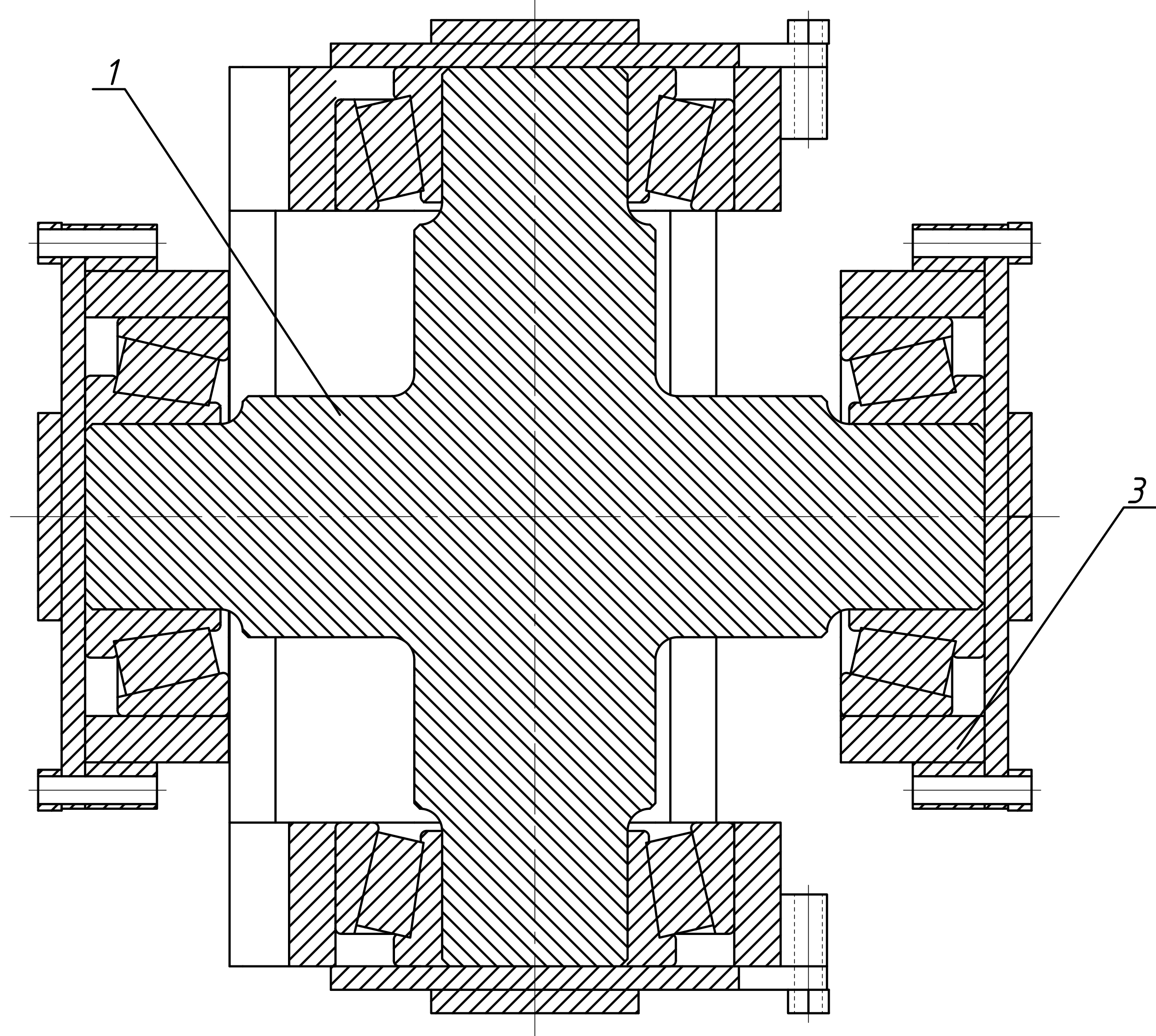


До дипломного проекту бакалавра на тему
"Вузол качання рідинного ракетного двигуна"

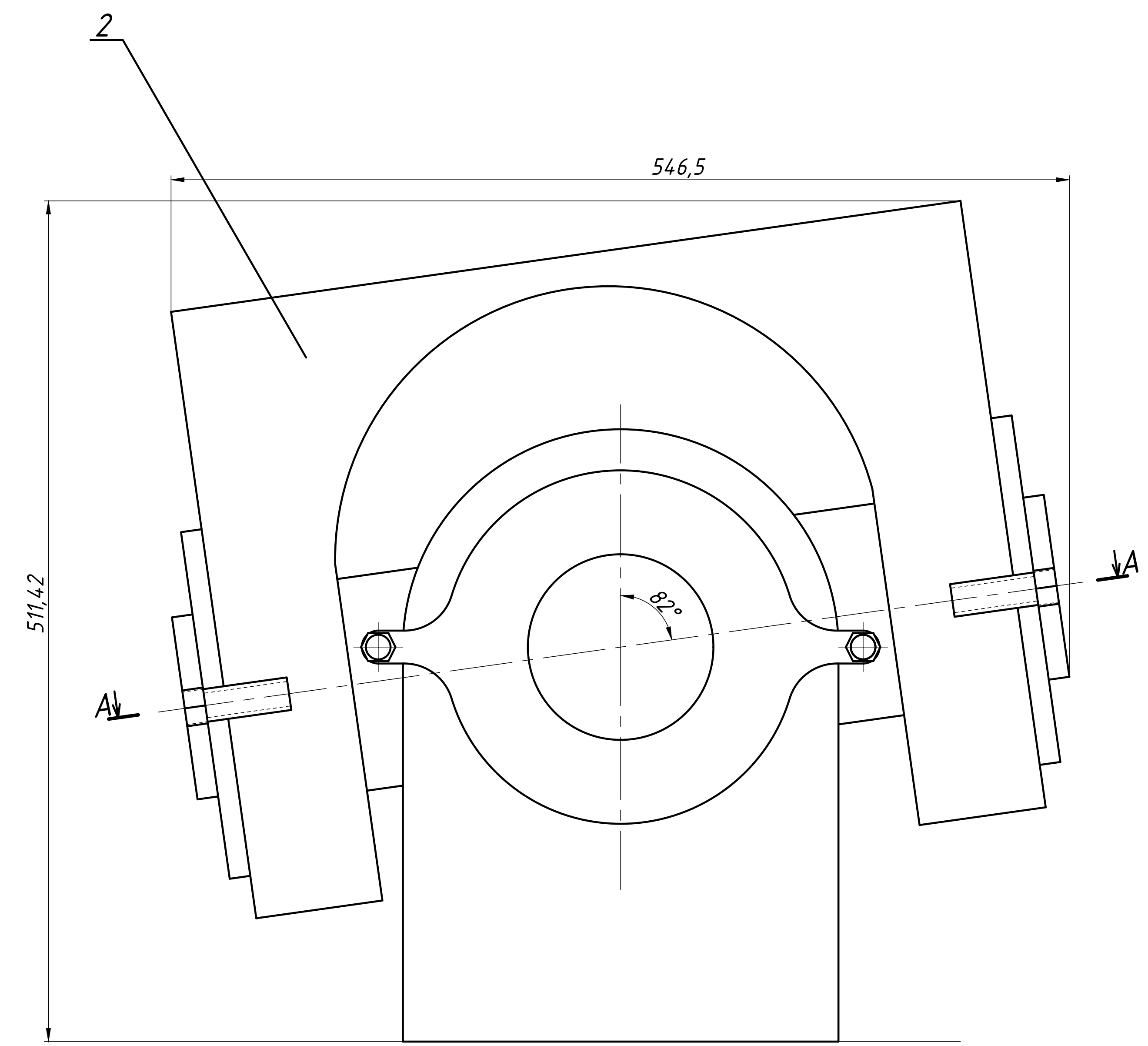
Виконав студент Татаровський М.І. група АК-91
Керівник проф. Архипов О.Г.



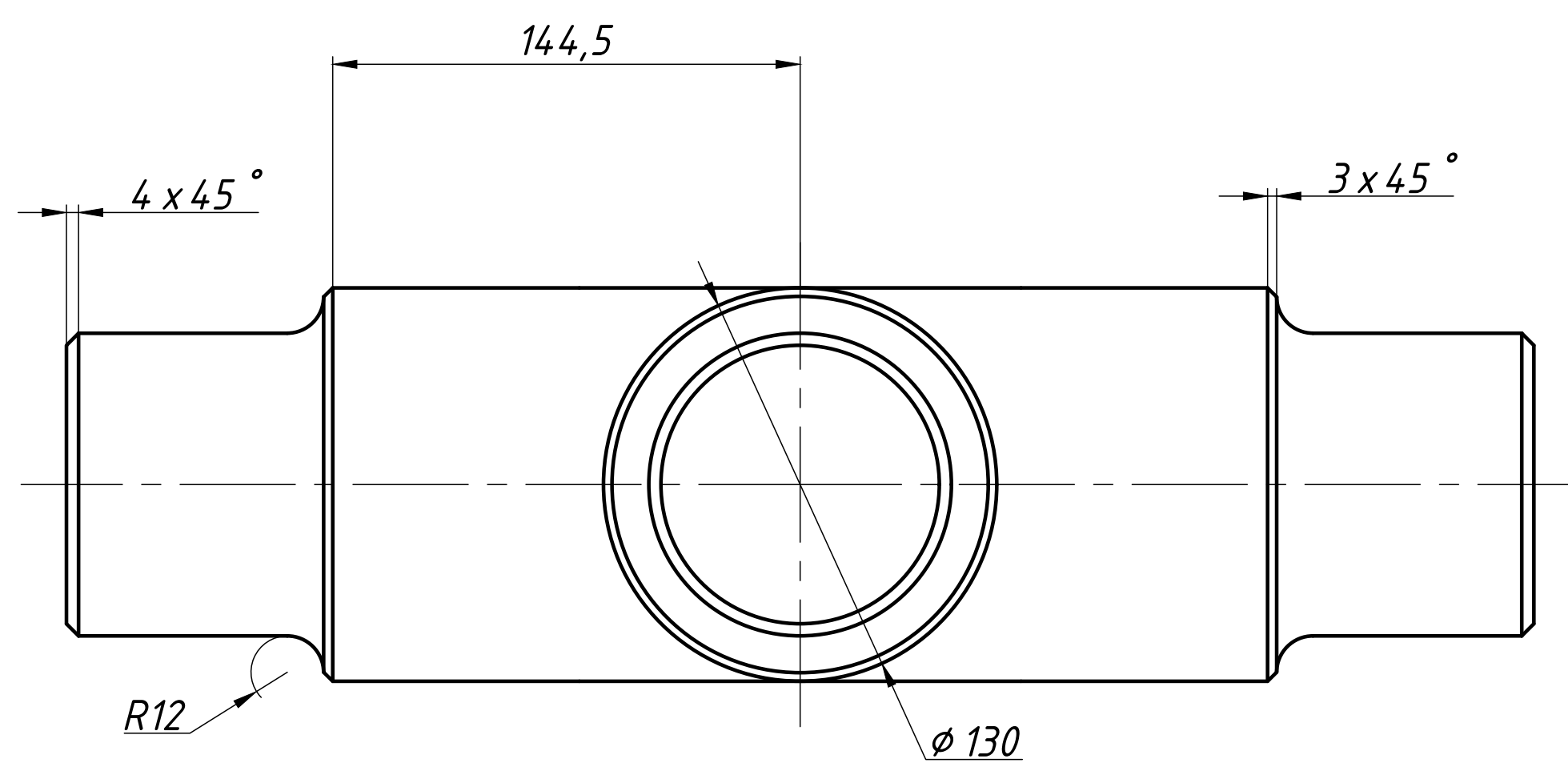
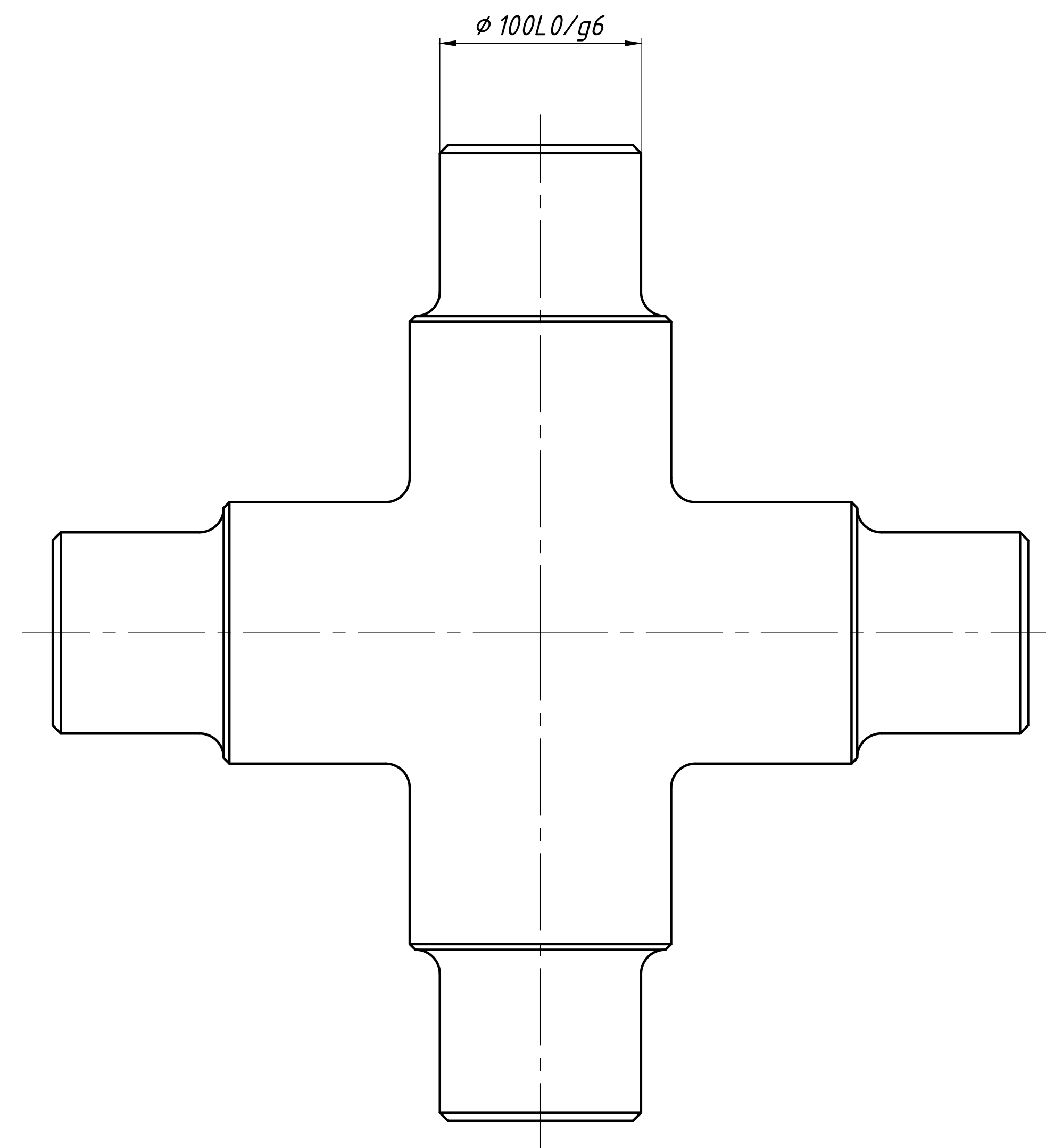
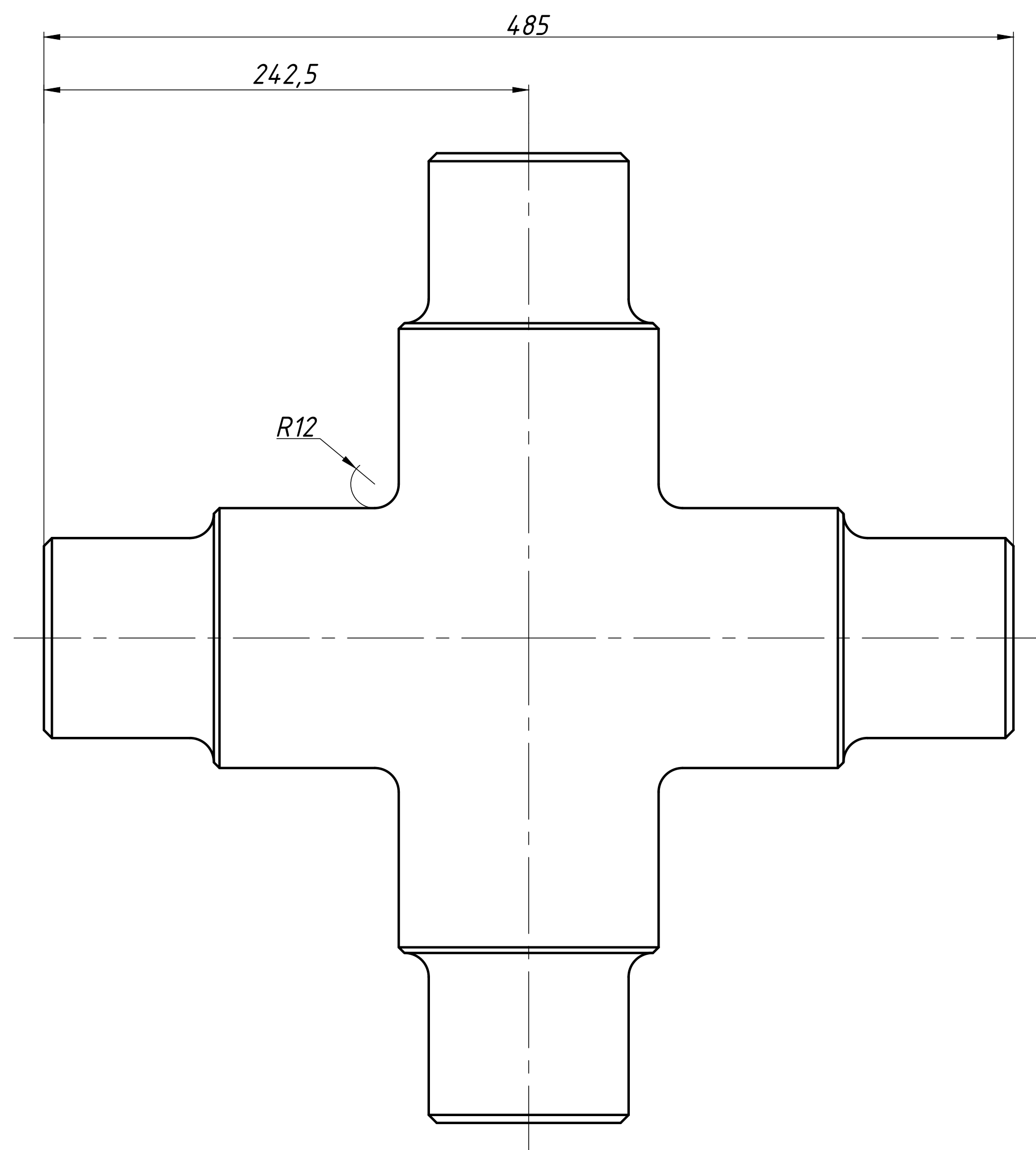
A-A



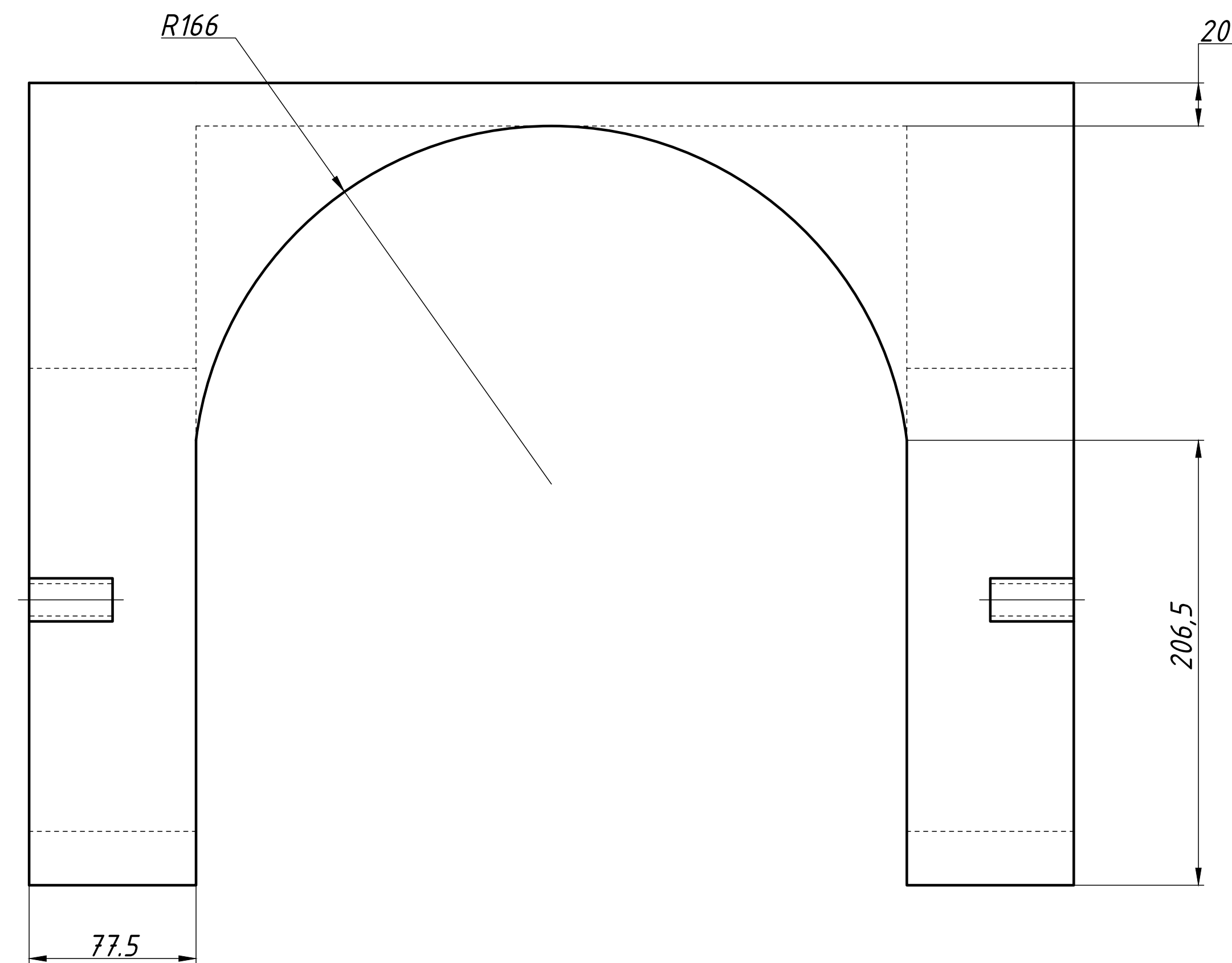
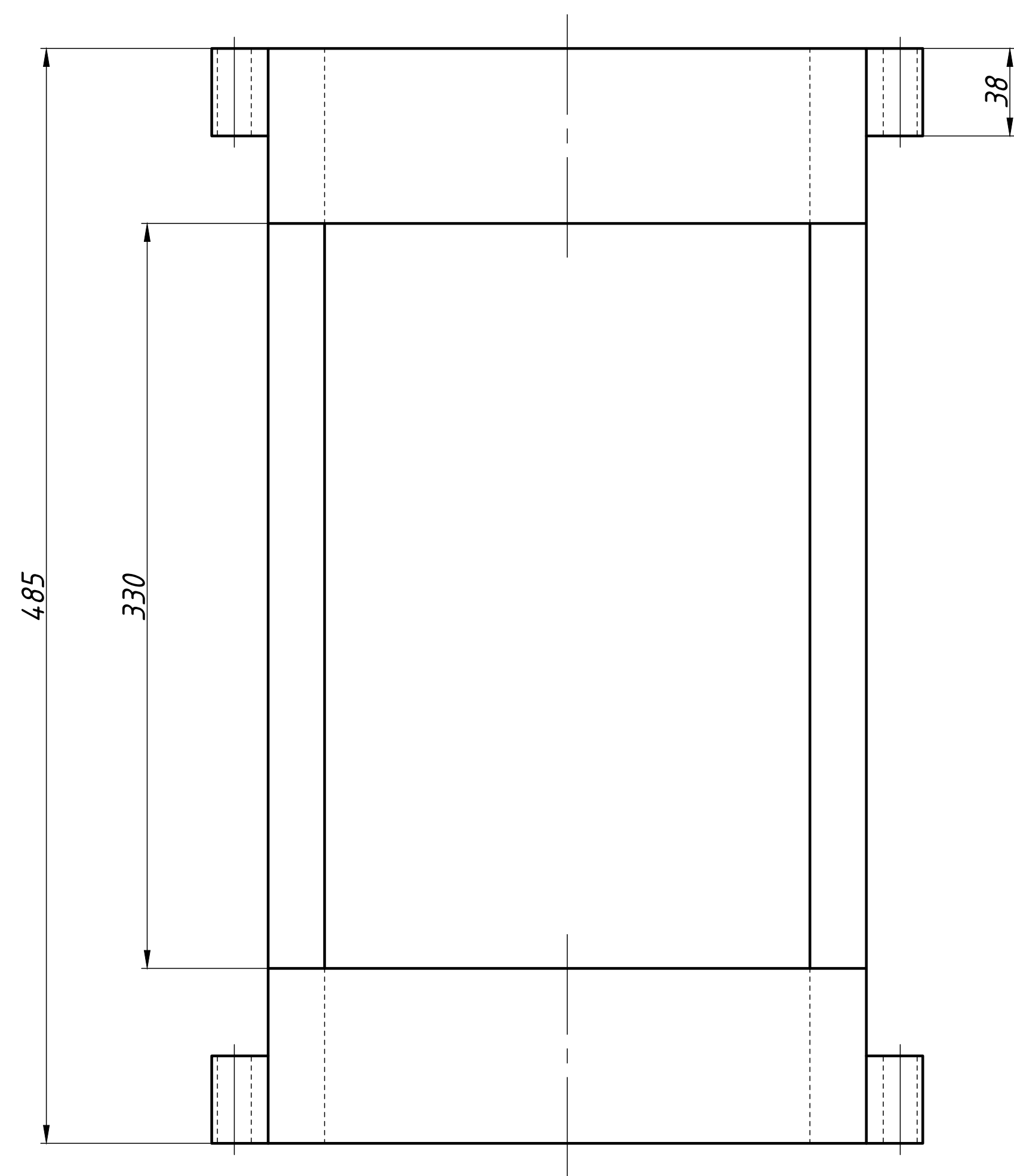
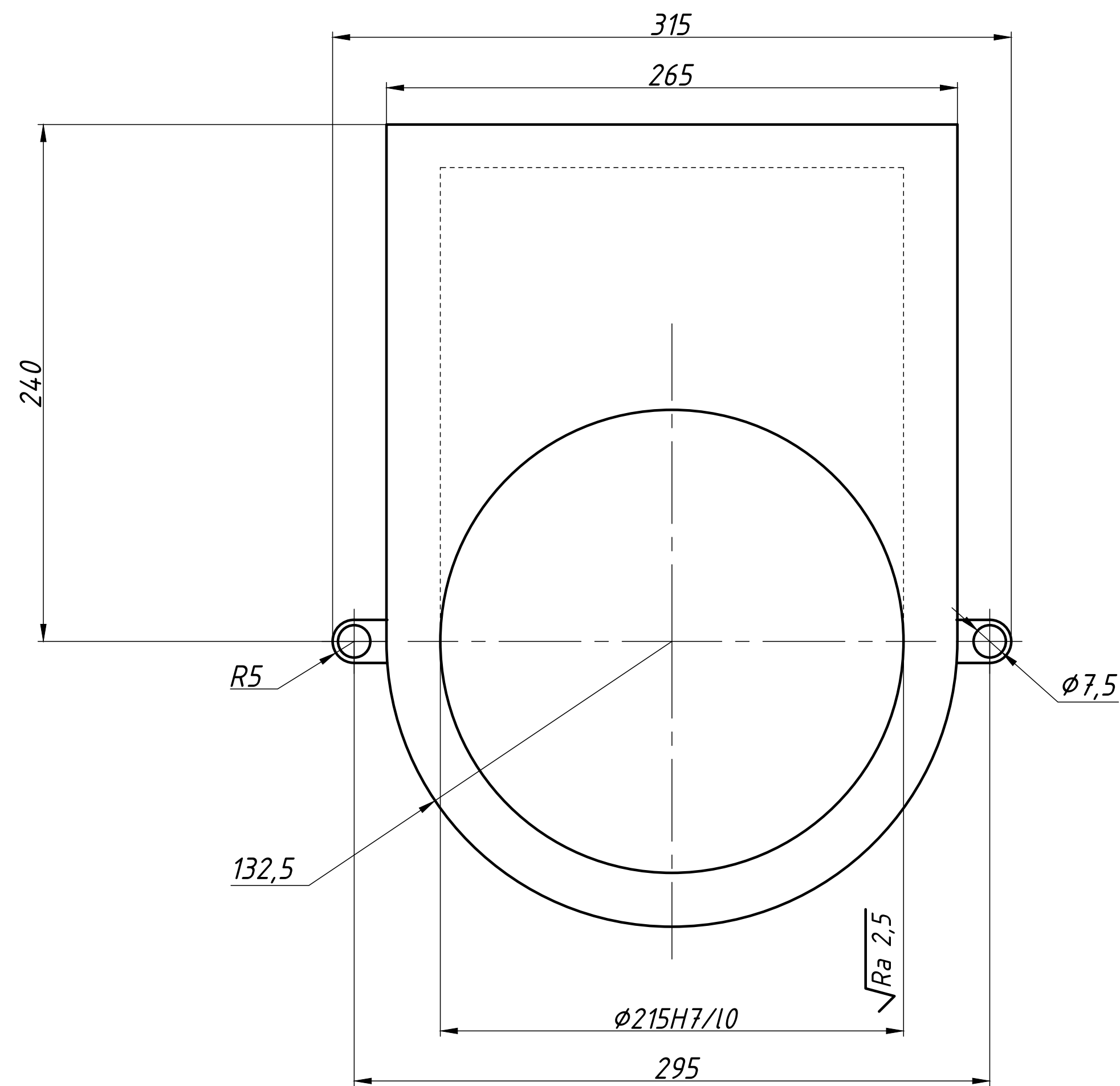
Позиція	Позначення	Кількість
1	Вал -хрестовина	1
2	Корпусна деталь	2
3	Підшипник	4
4	Кришка	4
5	Гвинт М20	8



					AK9113.30.64.00.03СК			
					Вузол качання Складальний кресленник	Лім	Маса	Маштаб
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата				1:2
Розроб.		Татаровський М.І.				Аркуш		Аркушів 1
Перев.		Архипов О.Г.				НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського"		
Т.контр								
Н.контр								
Затв		Архипов О.Г.						



					AK9113.30.64.00.043B			
					Вал-хрестовина	Лім	Маса	Маштаб
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата				1:2
Розроб.		Татаровський М.І.						
Перев.		Архипов О.Г.						
Т.контр						Аркуш	Аркушів	1
Н.контр						НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського"		
Затв		Архипов О.Г.						



					AK9113.30.64.00.053B			
					Корпусна деталь	Лім	Маса	Маштаб
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата				1:2
Розроб.		Татаровський М.І.						
Перев.		Архипов О.Г.						
Т.контр						Аркуш	Аркушів	1
Н.контр						НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського"		
Затв		Архипов О.Г.						