

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Оптимізація динамічних параметрів паливної економичності
автомобіля Ford Bronco з дослідженням методів розрахунку і технологій
відновлення деталей системи охолодження

Виконав: студент 6 курсу, групи МАмз-61
МАмд-61

спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Антоніна КОЛОГОЙДА
(підпис) (прізвище та ініціали)

Ігор РЯБІЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Наталія РОЖКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Роман ХОРОШУН
(підпис) (прізвище та ініціали)

Зав. кафедри Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент
(підпис) (прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)
«04» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студентці Кологойді Антоніні Вікторівні
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оптимізація динамічних параметрів паливної економічності автомобіля Ford Bronco з дослідженням методів розрахунку і технологій відновлення деталей системи охолодження

Керівник роботи Рожко Наталія Ярославівна., д.е.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «04» листопада 2024 року № 4/7-1057

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи Динамічні параметри паливної економічності автомобіля Ford Bronco

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Поперечний розріз двигуна – 1А1.

Повздовжній розріз двигуна – 1А1.

Зовнішня швидкісна характеристика двигуна та силовий баланс автомобіля – 1А1.

Динамічний паспорт та графік прискорень автомобіля – 1А1.

Залежність швидкості руху та паливна характеристика автомобіля – 1А1.

Насос – 1А1.

Схема системи охолодження двигуна – 1А1.

Карта дефектів – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 04.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	21.11.24р	
2	Технологічний розділ	28.11.24р	
3	Конструкторський розділ	03.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	12.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	19.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	19.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	29.12.24р	

Студент _____
(підпис)

Кологойда Антоніна Вікторівна _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Рожко Наталія Ярославівна _____
(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«04» листопада 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)

студенту Рябію Ігору Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оптимізація динамічних параметрів паливної економічності автомобіля Ford Bronco з дослідженням методів розрахунку і технологій відновлення деталей системи охолодження

Керівник роботи Рожко Наталія Ярославівна., д.е.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «04» листопада 2023 року № 4/7-1058

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи Динамічні параметри паливної економічності автомобіля Ford Bronco

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Операційні ескізи – 1А1.

Патентний пошук – 2А1.

Моделі модернізованого трубопроводу системи охолодження в САПР – 2А1.

Нової конструкція трубопроводу на основі моделювання потоку рідини з урахуванням теплообміну в САПР – 3А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 04.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	21.11.24р	
2	Технологічний розділ	28.11.24р	
3	Конструкторський розділ	03.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	12.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	19.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	19.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	29.12.24р	

Студент

(підпис)

Рябій Ігор Миколайович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Рожко Наталія Ярославівна

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Оптимізація динамічних параметрів паливної економічності автомобіля Ford Bronco з дослідженням методів розрахунку і технологій відновлення деталей системи охолодження».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.е.н., проф. Рожко Наталія Ярославівна.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 121 сторінки формату А4 та 16 аркушів формату А1 графічної частини 6 сторінок додатків.

Ключові слова: аналіз, оптимізація, динаміка, відновлення, інноваційні технології.

ЗМІСТ

Вступ.....	9
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	11
1.1 Початкові дані для обчислень та розрахунків спорядженої та повної маси автомобіля, а також їхнього розподілу між осями.....	11
1.2 Уточнення схеми колісного приводу.....	13
1.3 Підбір шин.....	13
1.4 Вибір загальної компоновальної схеми автомобіля та оцінка його аеродинамічних характеристик.....	15
1.5 Аналіз та визначення параметрів двигуна автомобіля передбачає побудову зовнішньої швидкісної характеристики, що дозволяє оцінити роботу силової установки у різних режимах швидкості.....	17
1.6 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	21
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	23
2.1 Динамічні показники під час рівномірного руху та методом балансу сил.....	23
2.2 Метод побудови динамічної характеристики.....	29
2.3 Характеристики динамічності автомобіля під час нерівномірного руху..	33
2.4 Обчислення паливної ефективності автомобіля.....	40
2.5 Обчислення системи охолодження автомобільного двигуна.....	43
2.6 Рідинний радіатор.....	52
2.7 Опис характеристик деталі.....	54
2.8 Вибір технологічних баз.....	56
2.9 Технологічний процес відновлення кожного виду дефекту.....	57
2.10 Вибір обладнання та технологічного оснащення.....	61
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	64
3.1 Створення кінцево-елементної сітки для основної конструкції трубопровідної системи.....	64
3.2 Формування розрахункової моделі на базі конструкції трубопроводів...	65
3.3 Вибір типу та розмірів кінцевих елементів.....	69
3.4 Побудова КЕ-сітки для внутрішнього об'єму рідини та стінок	

	8
трубопроводу.....	70
3.5 Розробка гідравлічної моделі руху рідини в системі охолодження трубопроводу з урахуванням теплообміну.....	74
3.6 Встановлення граничних умов.....	77
3.7 Інженерний підхід до аналізу потоку рідини та теплообміну в трубопроводі системи охолодження.....	84
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	93
4.1 Вплив параметрів гідродинаміки та теплообміну на функціонування рідинної системи охолодження двигуна та їх врахування в конструкторських рішеннях.....	93
4.2 Розробка моделі модернізованого трубопроводу системи охолодження в САПР.....	94
4.3 Визначення параметрів роботи нової конструкції трубопроводу на основі моделювання потоку рідини з урахуванням теплообміну в САПР.....	98
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	105
5.1 Вимоги безпеки при застосуванні шкідливих речовин.....	105
5.2 Ядерна зброя та її уражаючі фактори. Осередки ураження.....	109
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	117
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	119
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Сучасна автомобільна галузь ставить перед конструкторами і дослідниками нові завдання, пов'язані з підвищенням ефективності, безпеки та екологічності транспортних засобів. На фоні глобальних тенденцій до скорочення викидів парникових газів і зниження залежності від викопних палив конструктори зосереджуються на інноваційних підходах до розробки автомобільних конструкцій, впровадженні легких матеріалів, оптимізації аеродинаміки та підвищенні енергоефективності.

Серед головних показників, які визначають якість автомобіля, особливе місце займають масові параметри, динамічні характеристики та паливна економічність. Ці фактори безпосередньо впливають на продуктивність автомобіля, рівень його безпеки, керованість, а також на обсяг споживання палива і викиди шкідливих речовин в атмосферу. Зменшення маси автомобіля дозволяє знизити навантаження на двигун, зменшити знос деталей та підвищити загальну ефективність руху, що стає вирішальним чинником для сучасного ринку.

Також ключовими аспектами є покращення динамічних показників і паливної економічності. Висока керованість і стійкість забезпечують безпечне і комфортне водіння, що має особливе значення для автомобілів, призначених для різних дорожніх умов. Завдяки використанню інноваційних технологій і сучасних методів розрахунку, з'являються можливості створення конструкцій, що оптимально поєднують мінімальну масу з міцністю та довговічністю.

Крім того, сучасні технології відновлення деталей дозволяють значно продовжити термін служби автомобіля, скоротивши витрати на виробництво нових компонентів і зменшивши вплив на навколишнє середовище. Тому аналіз і оптимізація масових параметрів, динамічних показників та паливної економічності автомобіля є актуальним напрямом досліджень, який має важливе значення для формування стратегії сталого розвитку в автомобільній промисловості.

У зв'язку з цим актуальним стає питання аналізу і оптимізації масових параметрів автомобіля. Зменшення маси окремих елементів дозволяє знизити

витрати палива, покращити динамічні показники та підвищити загальну ефективність. Однак для досягнення цього потрібно забезпечити правильний баланс між масою автомобіля, його міцністю, стійкістю і безпекою.

Ця кваліфікаційна робота присвячена дослідженню сучасних методів розрахунку масових і динамічних показників автомобіля, а також технологій відновлення деталей, що дають змогу не лише зменшити витрати на обслуговування і ремонт, але й підвищити надійність транспортного засобу. Основною метою роботи є розробка рекомендацій та методик, що дозволяють оптимізувати параметри автомобіля, забезпечуючи високу паливну ефективність та покращення динамічних показників.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Початкові дані для обчислень та розрахунків спорядженої та повної маси автомобіля, а також їхнього розподілу між осями

У цьому підрозділі та далі методи обчислення представлені з чисельними прикладами для таких початкових даних: категорія автомобіля: легковий; схема приводу: повний привід 4x4; максимальна швидкість автомобіля $V_{\max}=155\text{км/год.}$ механічна трансмісія з 5 передачами; чотиритактний бензиновий двигун.

Для розрахунку повної маси автомобіля, що розробляється, на етапі попередніх обчислень можна скористатися формулою:

$$M_a = M_a + M_\delta + M_n(z+1) + M_\delta; \quad (1.1)$$

$$M_n = 75 \text{ кг};$$

$$z = 4;$$

$$M_\delta = 50.$$

Цей підхід дозволяє отримати приблизні значення повної маси автомобіля, враховуючи основні конструктивні характеристики та потенційне навантаження.

Вантаж багажу для водія і пасажирів у вантажному автомобілі беруть рівним 5 кг на особу, а для легкового автомобіля – 10 кг на людину.

$$M_a = 1610 + 75 \cdot (4 + 1) + 50 = 2035 \text{ кг.}$$

Розподіл маси між передньою та задньою осями значною мірою залежить від рівня навантаження автомобіля та вибраної компоновальної схеми, яка визначає розташування основних елементів, таких як двигун, трансмісія та паливний бак. У цій кваліфікаційній роботі аналіз проводиться для автомобіля в умовах повного завантаження, що включає максимальну кількість пасажирів, вантажу та повний обсяг необхідних робочих рідин. [6]

Такий підхід дає можливість оцінити, як максимальне навантаження впливає на розподіл маси між осями, що є критично важливим для оцінки керованості, стійкості та загальної динамічної поведінки автомобіля. Розрахунок навантаження на осі за умов повного завантаження дозволяє також врахувати потенційні перевантаження та розробити рекомендації щодо оптимізації конструктивних параметрів для забезпечення рівномірного розподілу маси та підвищення безпеки руху. Для визначення кількості осей і розподілу маси в проектованому автомобілі для використання на дорогах загального користування, ми базуємося на існуючих моделях, враховуючи при цьому допустимі навантаження на осі, які визначаються міцністю дорожніх покриттів. Зважаючи на те, що прототип автомобіля має дві осі, навантаження на кожную з них можна обчислити за допомогою наведених нижче формул:

$$M_2 = (0.5 \dots 0.56) M_a; \quad (1.2)$$

$$M_2 = 0,53 \cdot 2035 = 1079 \text{ кг}$$

$$M_1 = M_a - M_2; \quad (1.3)$$

$$M_1 = 2035 - 1079 = 956 \text{ кг}$$

$$G_a = M_a \cdot g; \quad (1.4)$$

$$G_a = 2035 \cdot 9,81 = 19963,35 \text{ Н}$$

Колісну базу автомобіля приймаємо $L = 2,640$, орієнтуючись на наявні конструктивні рішення, а координати центра мас відносно бази визначаємо за наведеними нижче формулами

$$a = \frac{M_2 L}{M_a}; \quad (1.5)$$

$$a = \frac{1079 \cdot 2.640}{2035} = 1.399$$

$$b = L - a; \quad (1.6)$$

$$b = 2,640 - 1,399 = 1,241 \text{ м}$$

Висоту центру мас (h_g) для легкових автомобілів зазвичай встановлюють у діапазоні від 0,7 до 0,8 м. Приймаємо $h_g = 0,75$ м.

1.2 Уточнення схеми колісного приводу

Колісну формулу легкового автомобіля визначаємо, враховуючи такі умови: автомобіль вважається повнопривідним, якщо:

$$\frac{\Psi_{\max}}{\varphi} \geq 0,5 \cdot \quad - \text{ для двовісних автомобілів із одиночними колесами на задній осі.}$$

$$\frac{\Psi_{\max}}{\varphi} \geq 0,67 \quad - \text{ для двовісних автомобілів із здвоєними колесами на задній осі.}$$

$$\frac{\Psi_{\max}}{\varphi} \geq 0,75 \cdot \quad - \text{ для тривісних вантажних автомобілів із здвоєними колесами на задніх осях.}$$

$$\varphi = 0,7;$$

$$\psi_{\max} = 0,043.$$

$$\frac{\psi_{\max}}{\varphi} = \frac{0.043}{0.7} = 0.061 \quad (1.7)$$

Для розрахунків обираємо автомобіль із повним приводом.

1.3 Підбір шин

Вибір шин базується на максимальному навантаженні, яке кожне колесо здатне витримати в умовах повного завантаження автомобіля. Це навантаження розраховується з урахуванням розподілу маси між осями, динамічних навантажень під час руху та можливих перевантажень. [14]

При підборі шин необхідно також враховувати кілька ключових параметрів: індекс навантаження, який забезпечує відповідність шин можливому навантаженню; індекс швидкості, що відповідає максимально допустимій швидкості для шин даного типу; а також тип протектора, який впливає на зчеплення з дорогою, зносостійкість та ефективність водовідведення.

З огляду на максимальне навантаження на колесо, підбір шин дозволяє забезпечити не лише безпечну експлуатацію, але й оптимальні характеристики керуваності та стійкості автомобіля, особливо за різних дорожніх умов. Вибрані шини повинні гарантувати баланс між комфортом, довговічністю та надійністю, враховуючи експлуатаційні умови та конструктивні особливості автомобіля. Навантаження на колесо передньої осі G_{k1} для автомобілів визначається за формулою:

$$G_{k1} = \frac{M_1 \cdot g}{2} ; \quad (1.8)$$

$$G_{k1} = \frac{956 \cdot 9.81}{2} = 4686,18 \text{ Н}$$

Навантаження на окреме колесо легкового автомобіля залежить від його колісної формули. Взявши за прототип колісну формулу 4x2 (двовісний автомобіль), обчислюємо навантаження на одне заднє колесо, використовуючи наведену нижче формулу.

$$G_{k2} = \frac{M_2 \cdot g}{2} , \text{ Н}; \quad (1.9)$$

$$G_{k2} = \frac{1079 \cdot 9.81}{2} = 5292,5 \text{ Н}$$

Згідно зі стандартом, обираємо шини з такими характеристиками: маркування шини: 235/70 R15.

статичний радіус $r_{cm}=330\text{мм}$.

зовнішній діаметр шини без навантаження $D=652\text{ мм}$.

допустима швидкість руху автомобіля $V_{max}=155\text{ км/год} = 43,05\text{ м/с}$.

максимальне навантаження на шину $G=5950\text{ Н}$.

Динамічний радіус r_d радіус кочення колеса r_k із достатньою точністю можна вважати рівними статичному радіусу $r_{ст}$, зазначеному в стандарті, тобто $r_d \approx r_k \approx r_{ст}$.

У подальших обчисленнях використовуватимемо поняття радіуса колеса r_k для визначення динамічних параметрів автомобіля, припускаючи, що це відповідає динамічному радіусу r_d , а з кінематичних параметрів – радіусу кочення r_k .

Радіус колеса r_k можна визначити з достатньою точністю за формулою:

$$r_k = \frac{d}{2} + \lambda \frac{D-d}{2} \text{ мм}; \quad (1.10)$$

Для тороїдних шин – $\lambda_z=0,85\dots 0,87$; для шин із тиском регульованим – λ_z варіюється від 0,8 до 0,87. Для розрахунків приймаємо $\lambda_z=0,87$.

$$r_d = r_k = 0,33$$

1.4 Вибір загальної компоувальної схеми автомобіля та оцінка його аеродинамічних характеристик

На етапі вибору загальної компоувальної схеми автомобіля здійснюється визначення оптимального розташування основних вузлів і агрегатів, що забезпечує ефективну роботу транспортного засобу з урахуванням його призначення та умов експлуатації. Компоувальна схема впливає на розподіл маси, керованість, стійкість та загальні аеродинамічні властивості автомобіля. [22]

Після визначення компоувальної схеми переходять до оцінки аеродинамічних характеристик, які суттєво впливають на паливну

економічність і динамічні показники автомобіля. Аеродинамічний опір залежить від форми кузова, висоти і ширини автомобіля, що слід враховувати при оптимізації конструкції.

Автомобіль Ford Bronco – двовісний транспортний засіб із двигуном, розташованим попереду вздовж осі, від якого крутний момент передається до механічної коробки передач, потім – до роздавальної коробки, а далі через карданні вали – до заднього моста і ведучих коліс автомобіля

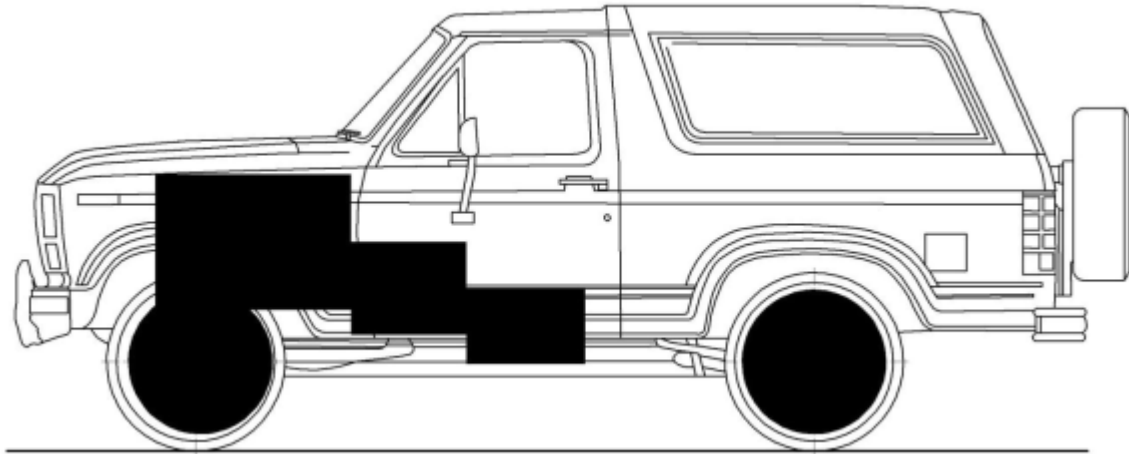


Рис. 1.1. Схема компоновання автомобіля Ford Bronco

Для визначення значення сили аеродинамічного опору застосовуємо формулу:

$$P_w = C_w \cdot F \cdot q; \quad (1.11)$$

$$\rho = 1.225 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Силу лобового опору повітря, що представляє собою проекцію сили P_w на напрям руху транспортного засобу, можна обчислити за допомогою наступної формули:

$$P_n = C_x \cdot F \cdot \rho \cdot (V^2 / 2); \quad (1.12)$$

$$P_n = 0.27 \cdot 1.99 \cdot 155^2 = 16216,9 \text{ Н}$$

$$K_g = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho.$$

$$K_g = 0,27 \text{ Нс/м}^2 \text{ та } C_x = 0,45.$$

У разі руху автомобіля в умовах нерухомого повітря швидкість відносного повітряного потоку визначається лише швидкістю самого автомобіля $V_{\pi}=V$. із цього отримуємо формулу:

$$P_{\pi} = K_v \cdot F \cdot V^2; \quad (1.13)$$

$$P_{\pi} = 0.27 \cdot 1.99 \cdot 155^2 = 16216.9 \text{ Н}$$

Коефіцієнт обтічності визначають як добуток $K_v \cdot F$. Площа лобового опору автомобіля обчислюється за формулою:

$$F = \alpha \cdot B \cdot H, \text{ м}^2; \quad (1.14)$$

$$B = 1.654 \text{ м};$$

$$H = 1.918 \text{ м};$$

$$\alpha = 0.79.$$

$$F = 0.79 \cdot 1.654 \cdot 1.918 = 2.5 \text{ м}^2;$$

1.5 Аналіз та визначення параметрів двигуна автомобіля передбачає побудову зовнішньої швидкісної характеристики, що дозволяє оцінити роботу силової установки у різних режимах швидкості

У цьому розділі буде здійснено комплексне дослідження параметрів автомобільного двигуна, що необхідні для розрахунку та побудови його зовнішньої швидкісної характеристики. Насамперед визначаються ключові характеристики двигуна, такі як робочий об'єм, потужність, крутний момент, паливна ефективність, витрата палива та інші показники, які значно впливають на його продуктивність і динамічні властивості транспортного засобу. [3] [4]

Далі проводиться розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики, яка демонструє залежність потужності та крутного моменту від частоти обертання колінчастого вала. Ця характеристика надає можливість оцінити динамічні властивості двигуна при різних робочих режимах, що сприяє подальшій оптимізації його масових характеристик та паливної економічності.

Розрахункове значення потужності N_t двигуна, потрібне для руху автомобіля з повним завантаженням при постійній максимальній швидкості $V_{\max}$ в умовах заданого дорожнього покриття, визначається за формулою:

$$N_t = \frac{V_{\max}}{3600 \cdot \eta_{mp}} \left(G \cdot \psi + \frac{K \cdot F \cdot V_{\max}^2}{13} \right) \text{кВт}; \quad (1.15)$$

$$V_{\max} = 155 \text{ км / год};$$

$$\Psi = 0.043;$$

$$K = 0.27 \text{ Нс}^2 / \text{см}^4;$$

$$F = 2,5 \text{ м}^2;$$

$$H = 1,918 \text{ м};$$

$$B = 1,654 \text{ м};$$

$$\eta_{mp} = 0.90.$$

$$N_{e \max} = (1,05 \dots 1,10) N_e; \quad (1.16)$$

$$N_{e \max} = 1,10 \cdot 100,7 = 111 \text{ кВт}.$$

Зовнішня швидкісна характеристика ілюструє залежність ефективної потужності N_e , крутного моменту M_e , питомої витрати палива g_e та годинної витрати палива G_t від частоти обертання колінчастого вала n_e при максимально можливому навантаженні двигуна.

Залежність ефективної потужності N_e від частоти обертання n_e колінчастого вала двигуна можна розрахувати за допомогою формули, запропонованої С. Р. Лейдерманом:

$$N_e = N_{e \max} \left[a + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right) - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] \cdot \frac{n_e}{n_N}; \quad (1.17)$$

Варто враховувати, що при створенні графіків потрібно задати від 6 до 8 значень частоти обертів n_e у межах від $n_{\min}$ до $n_{\max}$. Мінімально стійку частоту обертів колінчастого вала приймають наступною: для бензинових двигунів - $n_{\min} = 800 \text{ об/хв.}^{-1}$; для дизельних - $n_{\min} = 600 \text{ об/хв.}^{-1}$.

Для побудови графіків слід задати 6–8 значень частоти обертів n_e у діапазоні від $n_{\min}$ до $n_{\max}$. Мінімальна стійка частота обертів становить: для бензинових двигунів - $n_{\min} = 800 \text{ об/хв.}^{-1}$; для дизельних - $n_{\min} = 600 \text{ об/хв.}^{-1}$.

Щоб визначити частоту обертання колінчастого вала при максимально можливій швидкості (n_{vmax}), використовують обране значення коефіцієнта швидкохідності та обчислюють за формулою:

$$n_{vmax} = \lambda \cdot n_N; \quad (1.18)$$

Щоб обчислити ефективний момент M_e двигуна (Н·м), використовуємо формулу:

$$M_e = 9550(N_e/n_e); \quad (1.19)$$

Поточні показники питомої витрати палива g_e (г/кВт·год) та годинної витрати палива G_t (кг/год) можна розрахувати, скориставшись формулами:

$$g_e = g_N \cdot \left[0.97 + 0.48 \left(\frac{n_e}{n_N} - 0.65 \right)^2 \right] \quad (1.20)$$

для бензинового двигуна: $g_N = (250...350)$, г / кВт год;

для дизельного двигуна: $g_N = (215...285)$, г / кВт год.

$$G_T = N_e \cdot g_e 10^{-3}; \quad (1.21)$$

Для числових розрахунків було прийнято мінімальну частоту обертів колінчастого вала $n_{min}=800$ об/хв. та номінальну (при максимальній потужності) $n_N=3400$ об/хв. Дані, підставлені у вищенаведені формули та отримані результати, заносяться до зведеної таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Значення які розраховані щоб побудувати зовнішню характеристику двигуна

n_e об/мин	n_e / n_N	$(n_e / n_N)^2$	N_e , кВт	M_e , кНм	g_e , г/кВтч	G_T , кг/ч
800	0,235	0,055	30,7	366,5	278,9	8,6
1600	0,470	0,221	65,2	389,2	261,2	17,03
2400	0,705	0,497	94,5	376	257,4	26,1
3200	0,94	0,884	110,2	328,9	267,7	29,5
3400	1	1	111	311,8	272,6	30,2

Для побудови графіків $N_e = f(n_e)$; $M_e = f(n_e)$; $g_e = f(n_e)$; $G_T = f(n_e)$, що відображають зовнішню швидкісну характеристику двигуна, використовуємо дані з таблиці 2.1.

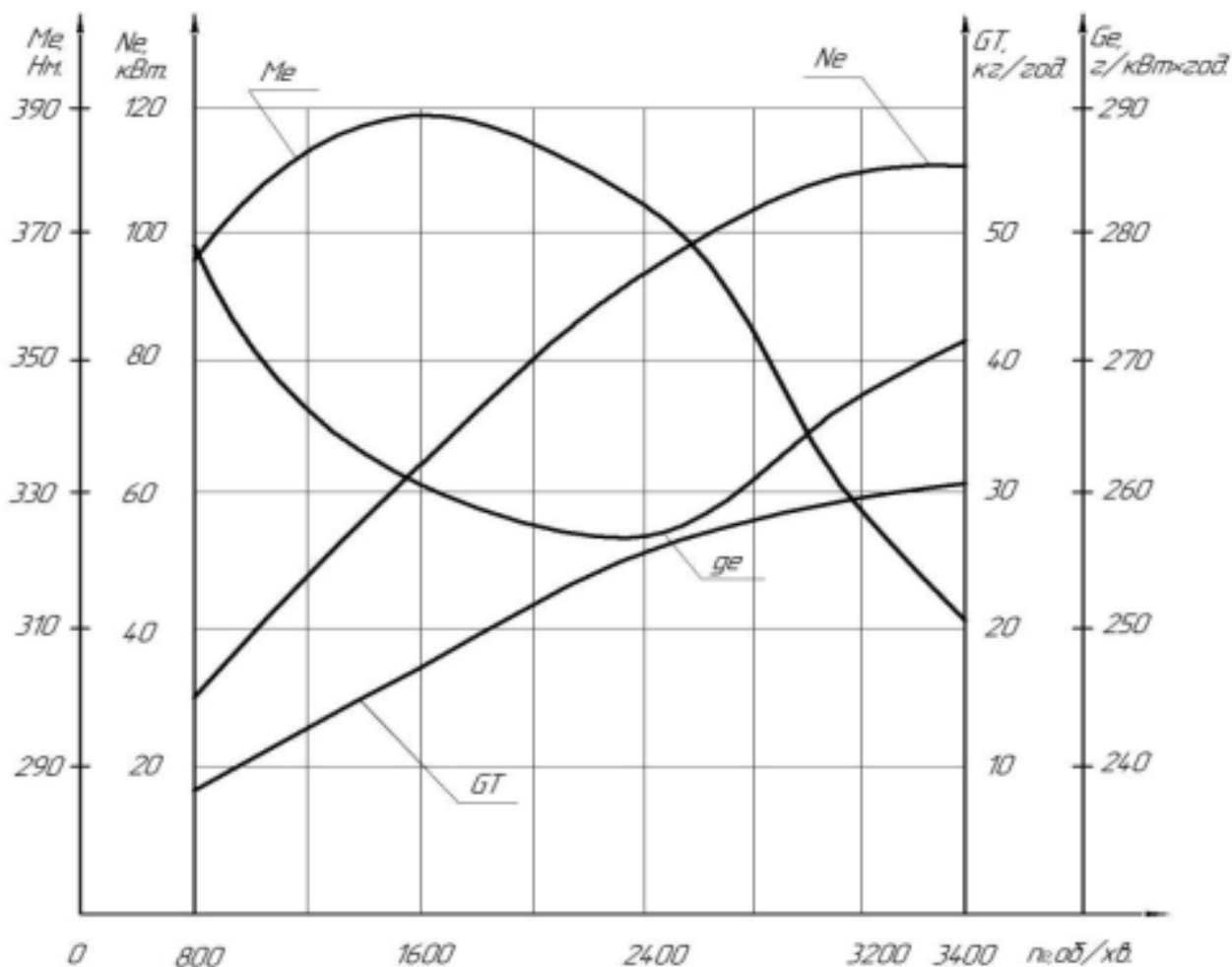


Рис. 1.2. Залежність зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. [2]

1.6 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

Провести аналіз сил, що діють на автомобіль під час рівномірного руху, використовуючи метод балансу сил. Оцінити вплив окремих сил на стабільність руху автомобіля та його стійкість.

Розробити методику побудови динамічної характеристики автомобіля. Виконати обчислення ключових динамічних параметрів, які впливають на керованість та стійкість автомобіля.

Вивчити зміну динамічних характеристик автомобіля під час нерівномірного руху. Розрахувати параметри, які впливають на стабільність руху при прискореннях і гальмуваннях.

Провести розрахунок паливної ефективності автомобіля, враховуючи різні режими руху. Порівняти результати з існуючими нормативами та стандартами паливної економічності.

Провести розрахунки ефективності системи охолодження двигуна автомобіля. Оцінити вплив різних режимів роботи на охолодження та теплові характеристики системи.

Дослідити принцип роботи рідинного радіатора та його значення для системи охолодження. Провести розрахунки теплової ефективності радіатора.

Дати характеристику основних деталей системи охолодження, зокрема їх матеріальні та геометричні параметри. Проаналізувати вплив характеристик деталей на ефективність роботи системи охолодження.

Створити покроковий план відновлення кожного виду дефекту для деталей системи охолодження. Описати специфічні технології, що можуть бути використані для ремонту та відновлення.

Створити сітку кінцевих елементів для моделювання основної конструкції трубопроводів. Пояснити вибір параметрів сітки, що підходять для проведення розрахунків.

Розробити розрахункову модель трубопровідної системи на основі кінцевих елементів. Врахувати специфіку конструкції трубопроводів та властивості матеріалів.

Обґрунтувати вибір типу кінцевих елементів та їх розмірів для моделі.

Виконати порівняльний аналіз можливих варіантів кінцевих елементів.

Створити кінцево-елементну сітку для внутрішнього об'єму рідини в трубопроводі та стінок трубопроводу. Оцінити точність розрахунків залежно від щільності сітки.

Розробити модель гідравлічного потоку рідини в системі охолодження з урахуванням теплообміну. Розглянути зміну параметрів при різних режимах роботи.

Визначити та встановити граничні умови для моделювання процесів теплообміну. Пояснити вибір граничних умов та їх вплив на точність моделювання.

Провести аналіз потоку рідини та процесів теплообміну в трубопроводі за допомогою інженерних підходів. Оцінити ефективність конструкції трубопровідної системи на основі результатів аналізу.

Провести дослідження впливу параметрів гідродинаміки та теплообміну на роботу системи охолодження. Внести рекомендації щодо оптимізації конструкторських рішень на основі отриманих результатів.

Створити модель модернізованої конструкції трубопроводу в системі автоматизованого проектування (САПР). Розглянути можливі конструктивні зміни, що підвищують ефективність охолодження.

Провести моделювання роботи нової конструкції трубопроводу з урахуванням потоку рідини та теплообміну. Оцінити параметри роботи нової конструкції та визначити її переваги порівняно з початковою версією.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Динамічні показники під час рівномірного руху та методом балансу сил

При рівномірному русі автомобіля динамічні показники визначаються на основі рівноваги між тяговою силою, що розвивається двигуном, і силами опору руху. Метод балансу сил дозволяє розрахувати основні характеристики, такі як необхідна тяга, для підтримання постійної швидкості автомобіля, а також аналіз впливу різних зовнішніх факторів на стабільність цього руху.

Сили, що впливають на автомобіль при рівномірному русі, включають:

Аеродинамічний опір, який зростає зі збільшенням швидкості та залежить від форми кузова, площі лобової поверхні та коефіцієнта аеродинамічного опору.

Опір коченню шин, який визначається характеристиками шин, типом покриття дороги та навантаженням на колеса.

Сили інерції (хоча і незначні при рівномірному русі, їх врахування важливе при прискореннях і уповільненнях).

Для аналізу динамічних показників за методом балансу сил необхідно врахувати також сили, які діють у горизонтальному напрямку, забезпечуючи рівновагу та стабільність транспортного засобу. Цей метод дозволяє визначити оптимальні характеристики для різних умов руху, що є особливо важливим для проектування автомобіля з урахуванням економії палива, безпеки та ефективності експлуатації.

Під час руху автомобіля з постійною швидкістю оцінюються такі ключові показники його тягової динаміки: максимальна швидкість $V_{\max}$ в умовах певного дорожнього покриття; коефіцієнт дорожнього опору $\psi_{\max}$ на нижчій передачі та ψ_v на вищій передачі, а також відповідні динамічні фактори $D_{\max}$. Для цих обчислень застосовуються методи балансу сил та побудови динамічних характеристик, що базуються на графоаналітичних підходах. [10]

Під час руху автомобіля діючі рушійні сили врівноважуються силами, що чинять опір його руху. У цьому випадку рівняння балансу тяги можна представити у такій формі:

$$P_T = M_{\text{кол}} / \Gamma_k = P_{fk} \pm P_h + P_w \pm P_j = P_\psi + P_w \pm P_j. \quad (2.1)$$

$P_\psi = P_{fk} \pm P_h$ - сумарний опір руху автомобіля, що складається з втрат на кочення коліс та опору підйому.

$$P_\psi = P_{fk} \pm P_h = M_a \cdot g (f_k \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) = M_a \cdot g \cdot \psi \quad (2.2)$$

При малих значеннях $\alpha (i=0) \psi = f_k + i = f_k$. У випадку рівномірного руху автомобіля сила інерції P_j дорівнює нулю, і рівняння набуває наступного вигляду:

$$P_T = P_\psi + P_w \quad (2.3)$$

Для вирішення завдань, пов'язаних із оцінкою динамічних характеристик автомобіля, використовується його тяговий графік, який базується на зовнішній швидкісній характеристиці двигуна. Ця характеристика дозволяє проаналізувати вплив швидкісних режимів роботи силової установки на динамічні показники автомобіля. [16]

Тягову характеристику автомобіля найчастіше створюють за методом А. Н. Островцева, який надає можливість графічно відобразити взаємозалежність різних параметрів, що впливають на динамічні властивості автомобіля. Такі характеристики включають графічні залежності тягової сили від швидкості руху, крутного моменту від частоти обертання двигуна, а також інших важливих показників, що формують динамічні можливості транспортного засобу.

Метод Островцева передбачає побудову графіків з урахуванням таких факторів:

Тягової сили, що залежить від потужності двигуна і передавальних чисел трансмісії,

Опору руху, який складається з аеродинамічного опору, опору коченню та гірського опору на підйомах,

Крутного моменту, що характеризує здатність автомобіля розвивати необхідну силу для подолання опорів при заданій швидкості.

Графіки тягової характеристики дозволяють оцінити, як змінюються динамічні параметри при різних швидкостях і навантаженнях, що є важливим для вибору оптимальних режимів руху та передач. Такий аналіз також дає змогу визначити критичні точки, при яких автомобіль може втрачати ефективність або стійкість, а також обрати передаточні числа для трансмісії, що забезпечать максимальну продуктивність і економію палива в різних умовах експлуатації. [8]

Характеристики тягових показників автомобіля відображають основні параметри, які визначають його здатність розвивати тягові зусилля в різних умовах руху. Вони включають:

$$P_m = f(V) \quad i P_a = P_T - P_w = f(V)$$

Максимальну тягову силу – силу, яку автомобіль може створити на ведучих колесах для подолання опорів руху.

Крутний момент двигуна – обертовий момент, який передається від двигуна до трансмісії, впливаючи на здатність автомобіля розганятися та підтримувати певну швидкість.

Коефіцієнт тягової динамічності – співвідношення між тяговою силою та вагою автомобіля, що характеризує його прискорення.

Швидкісні показники – максимальна швидкість та швидкість на різних передачах, що відображають можливості автомобіля в умовах рівномірного руху.

Витрата палива – паливна ефективність автомобіля при різних швидкостях і навантаженнях, яка є важливою для оцінки економічності.

Ці параметри разом дають повну картину динамічних властивостей автомобіля, дозволяючи оцінити його поведінку на дорозі в різних режимах роботи.

Таблиця 2.1. Характеристики тягових показників автомобіля.

Передача	Показники	Значення показників при відповідних n_e і M_e				
	$n_e, \text{хв}^{-1}$	800	1600	2400	3200	3400
	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	366,5	389,2	376	328,9	311,8
1	$V, \text{м/с}$	1.7	3.3	5	6.7	7.1
	$P_T, \text{Н}$	16468.2	17487.4	16897.6	14777.8	14010.4
	$R_W, \text{Н}$	2	7.3	17	30.3	34
	$P_a, \text{Н}$	16466.2	17480.1	16880.6	14747.5	13976.4
2	$V, \text{м/с}$	3.1	6.2	9.3	12.4	13.4
	$P_T, \text{Н}$	8906.4	9458.8	9137.9	7992.1	7577.5
	$R_W, \text{Н}$	6.5	25.9	58.4	103.8	121.2
	$P_a, \text{Н}$	8899.9	9432.9	9079.5	7888.3	7456.3
3	$V, \text{м/с}$	4.1	8.2	12.3	16.4	17.4
	$P_T, \text{Н}$	6747.2	7165.3	6922.4	6055.4	5740
	$R_W, \text{Н}$	11.4	45.3	102.1	181.5	204.4
	$P_a, \text{Н}$	6735.8	7120	6820.3	5873.9	5535.6
4	$V, \text{м/с}$	5.6	11.4	17.1	22.7	24
	$P_T, \text{Н}$	4858.6	5159.4	4984.7	4359.1	4133.5
	$R_W, \text{Н}$	21.2	45.4	197.4	347.8	389
	$P_a, \text{Н}$	4837.4	5114	4787.3	4011.3	3744.5
5	$V, \text{м/с}$	8.61	17.2	25.3	34.4	43.05
	$P_T, \text{Н}$	3508.5	3726	3599.7	3148.4	2985.1
	$R_W, \text{Н}$	50	200	432.1	798.7	1251.1
	$P_a, \text{Н}$	3458.5	3526	3167.6	2349.7	1734

Швидкість руху автомобіля на кожній передачі, яка залежить від частоти обертання колінчастого вала n_e , розраховується за допомогою наступної формули. Ця залежність дозволяє врахувати взаємозв'язок між передаточним

числом трансмісії та швидкістю обертання двигуна, забезпечуючи точність у визначенні швидкості на різних передачах. [17]

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_e}{60 \cdot i_0 \cdot i_{ki} \cdot i_d}, \text{ м/с.} \quad (2.4)$$

Тягову силу P_t , що діє на ведучі колеса автомобіля, визначають за допомогою наступної формули. Вона враховує основні параметри, що впливають на передачу потужності від двигуна до коліс, забезпечуючи ефективне подолання опорів руху і досягнення потрібних динамічних характеристик автомобіля.

$$P_t = \frac{M_e i_0 i_{ki} i_d \eta_r}{r_k}, \text{ Н} \quad (2.5)$$

Силу опору повітря P_w , що виникає під час руху автомобіля, обчислюють за наступною формулою. Вона враховує аеродинамічні характеристики транспортного засобу, такі як площа лобової поверхні, коефіцієнт опору повітря, а також швидкість руху. Цей показник є важливим для оцінки ефективності та економічності автомобіля на високих швидкостях, оскільки опір повітря значно впливає на витрати палива та динамічні можливості.

$$P_w = K_x \cdot F \cdot V^2, \text{ Н} \quad (2.6)$$

Вільна сила P_a , яка представляє собою різницю між тяговою силою P_t і силою опору повітря P_w , визначається за наступною формулою. Цей показник характеризує додаткову силу, доступну для подолання інших опорів руху та для забезпечення прискорення автомобіля. Вільна сила є важливим параметром при розрахунках динаміки автомобіля, оскільки вона дозволяє оцінити його здатність підтримувати заданий режим руху та ефективно реагувати на зміну дорожніх умов.

$$P_a = P_T - P_w \quad (2.7)$$

Такий розрахунок є критично важливим для визначення динамічних можливостей автомобіля, оскільки дозволяє точно оцінити, як зміна швидкості чи аеродинамічних умов впливатиме на поведінку транспортного засобу.

На основі даних таблиці 2.1 будують середню частину графіка силового балансу, що представлена на рисунку 2.1.

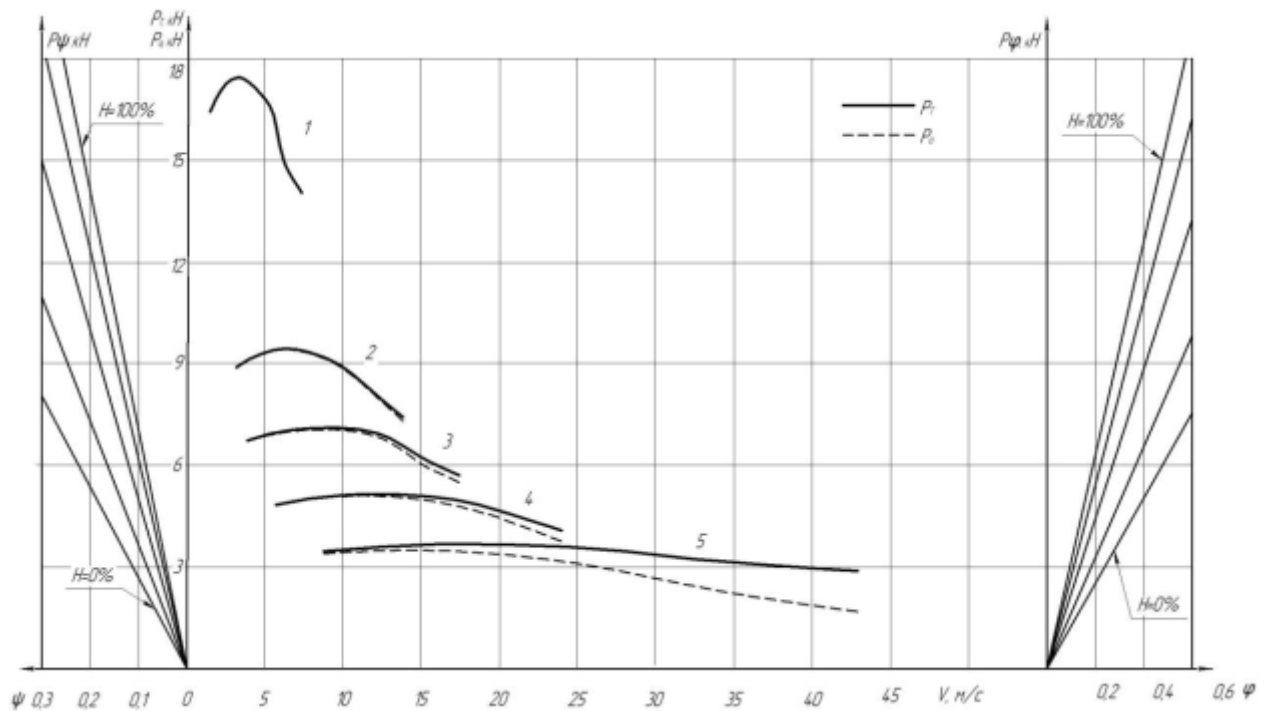


Рис. 2.1. Баланс сил автомобіля.

Ліву та праву частини графіка конструюють, ґрунтуючись на відповідних залежностях. Ліва частина зазвичай відображає зміну основних параметрів, таких як тягове зусилля та сила опору, тоді як права демонструє взаємозв'язок швидкості з динамічними характеристиками. Цей підхід дозволяє провести детальний аналіз поведінки автомобіля в різних режимах руху, забезпечуючи наочне порівняння значень для точнішого дослідження динамічних властивостей транспортного засобу.

$$P_{\psi} = \psi (M_0 + M_x)g, \text{ Н}; \quad (2.8)$$

$$P_{\text{зч}} = \varphi \cdot M_{\text{зч}} \cdot g, \text{ Н}, \quad (2.9)$$

Значення $M_{зч}$ розраховують для випадків нульового та повного завантаження автомобіля. Для інших рівнів завантаження передбачається, що зчїпна маса змінюється пропорційно до загальної маси транспортного засобу, і обчислюється за допомогою такої формули. Такий підхід дозволяє врахувати вплив різного ступеня завантаження на динамічні показники, забезпечуючи точніший розрахунок зчїпної маси для оптимізації роботи автомобіля за різних умов експлуатації.

$$M_{зч} = M_{10} + \kappa_G \cdot M_x, \quad (2.10)$$

$$\kappa_G = 0; 0.25; 0.5; 0.75; 1.$$

2.2 Метод побудови динамічної характеристики

Основні етапи побудови динамічної характеристики включають:

Розрахунок тягової сили - тягове зусилля визначається на основі потужності двигуна, крутного моменту, передавальних чисел трансмісії та коефіцієнта зчєплення шин з дорогою.

Визначення сил опору руху - розраховуються сили аеродинамічного опору, опору коченню шин та, у разі руху на схилах, гірського опору.

Розрахунок залишкової сили (вільної сили) - це сила, яка залишається після подолання сил опору, і вона визначає можливість прискорення автомобіля.

Побудова графіків - будується графік залежності тягової сили від швидкості, на якому також можуть бути відображені криві сил опору руху. Це дозволяє оцінити ефективний діапазон швидкостей, у якому автомобіль може підтримувати рівномірний рух або розганятися.

Динамічна характеристика дозволяє:

Розрахувати оптимальні режими руху для забезпечення економічної витрати палива,

Провести аналіз роботи трансмісії та підібрати передаточні числа, що найкраще відповідають вимогам до автомобіля.

Такий підхід надає повне уявлення про динамічні можливості автомобіля і є ключовим етапом у проектуванні та налаштуванні транспортного засобу для досягнення оптимальної продуктивності та економічності.

Значення динамічного фактора обчислюють за наступною формулою. Цей показник характеризує здатність автомобіля до прискорення, а також визначає ефективність подолання опорів руху. Динамічний фактор є важливим критерієм для оцінки тягових властивостей транспортного засобу в різних умовах експлуатації.

$$D = \frac{P_T - P_w}{M_a \cdot g} = \frac{P_a}{M_a \cdot g}, \quad (2.11)$$

З урахуванням рівняння тягового балансу автомобіля та приймаючи, що $\cos\alpha=1$, а $\sin\alpha=0$, вираз для динамічного фактора можна записати у такій спрощеній формі. Це наближення дозволяє виключити вплив кута нахилу дороги, фокусуючись виключно на основних силах, які впливають на рух автомобіля в горизонтальній площині, що є корисним для базових розрахунків тягової динаміки на рівній поверхні.

$$D = \varphi \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha \pm (\delta/g) \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (2.12)$$

$$D = \psi \pm (\delta/g) \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (2.13)$$

При рівномірному русі автомобіля виконується умова $D=\psi D$, де D - динамічний фактор, а ψ - коефіцієнт дорожнього опору. Значення швидкості V та вільної сили P_a на ведучих колесах для кожної передачі коробки передач наведені в таблиці 2.1. Ці показники дозволяють аналізувати динамічні властивості автомобіля для різних умов і режимів роботи трансмісії.

Розмір масштабу « a_0 » у мм для шкали « D_0 » визначають за співвідношенням:

$$a_0 = \frac{a \cdot D_0}{D} = a \cdot \frac{G_0}{G_a}, \text{мм} \quad (2.14)$$

Таблиця 2.2. Параметри для побудови динамічних показників автомобіля.

Передача	Показники	Значення показників D при відповідному P _a				
1 -ша	V, м/с	1.7	3.3	5	6.7	7.1
	P _a , Н	16466.2	17480.1	16880.6	14747.5	13976.4
	D	0.82	0.87	0.84	0.74	0.7
2 – га	V, м/с	3.1	6.2	9.3	12.4	13.4
	P _a , Н	8899.9	9432.9	9079.5	7888.3	7456.3
	D	0.45	0.47	0.45	0.39	0.37
3–тя	V, м/с	4.1	8.2	12.3	16.4	17.4
	P _a , Н	6735.8	7120	6820.3	5873.9	5535.6
	D	0.34	0.36	0.34	0.29	0.28
4–та	V, м/с	5.6	11.4	17.1	22.7	24
	P _a , Н	4837.4	5114	4787.3	4011.3	3744.5
	D	0.24	0.26	0.24	0.21	0.19
5–та	V, м/с	8.61	17.2	25.3	34.4	43.05
	P _a , Н	3458.5	3526	3167.6	2349.7	1734
	D	0.17	0.18	0.16	0.12	0.09

Відповідні поділки шкали D і D₀ з'єднують прямими лініями, утворюючи таким чином номограму завантажень. [11]

Динамічні фактори зчеплення для завантаженого автомобіля D_φ і для незавантаженого D_{0φ} визначаються при різних значеннях коефіцієнта зчеплення згідно з відповідними формулами. Після розрахунку ці значення наносяться на D₀ у однаковому масштабі, що дозволяє наочно порівняти характеристики зчеплення автомобіля у завантаженому та порожньому станах.

$$D_{\varphi} = \frac{M_2}{M_a} \cdot \varphi; \quad (2.15)$$

$$D_{0\varphi} = \frac{M_{02}}{M_0} \cdot \varphi. \quad (2.16)$$

Значення D_φ і $D_{0\varphi}$, обчислені при однакових коефіцієнтах зчеплення φ , з'єднують пунктирними прямими лініями.

Динамічну характеристику, доповнену номограмою навантажень та графіком контролю пробуксовки, називають автомобільним паспортом динаміки. Приклад такого паспорта представлено на рисунку 2.2.

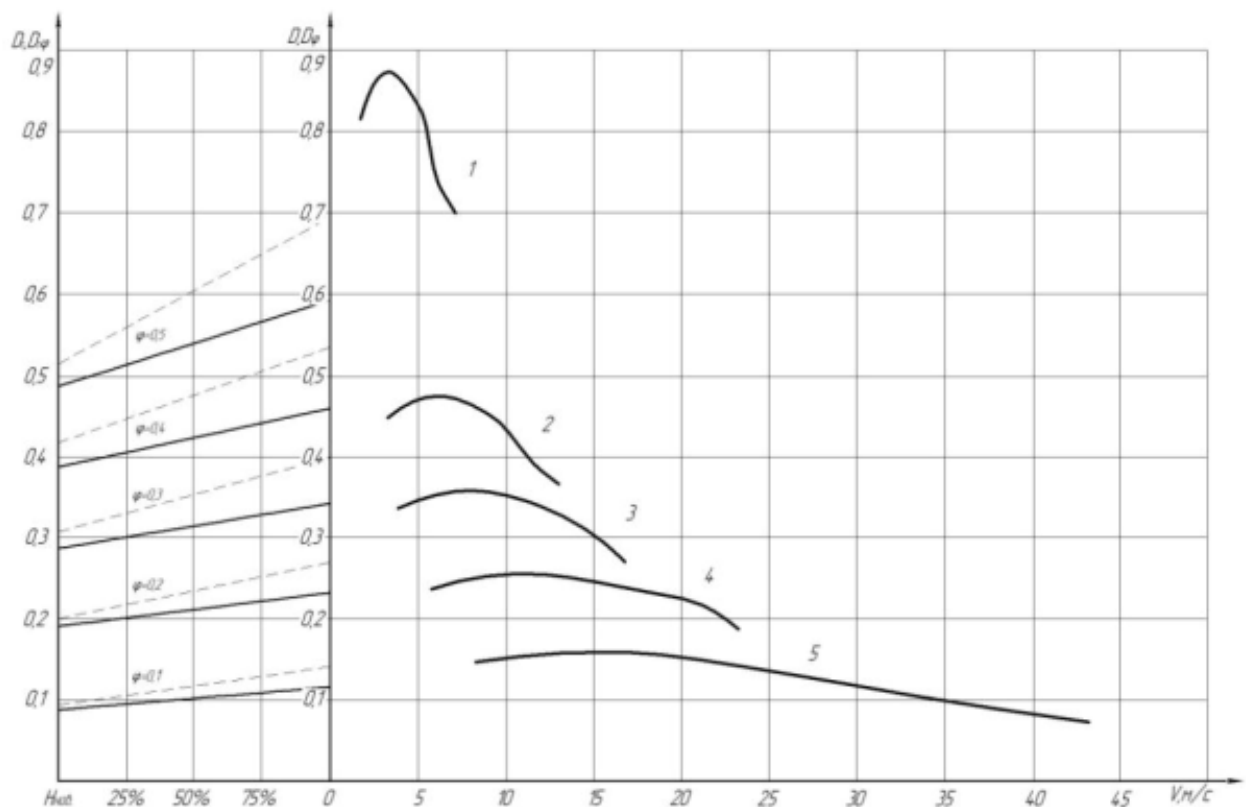


Рис. 2.1. Автомобільний динамічний паспорт.

Динамічний паспорт автомобіля, як продемонстровано, дозволяє здійснити оцінку його тягово-швидкісних показників у визначених умовах експлуатації. Цей документ відображає ключові характеристики автомобіля, що допомагає аналізувати його динамічні можливості та адаптувати під різні режими роботи й дорожні ситуації.

2.3 Характеристики динамічності автомобіля під час нерівномірного руху

Основні характеристики динамічності автомобіля під час нерівномірного руху включають величини прискорення, а також тривалість і відстань, необхідні для розгону чи гальмування у заданому діапазоні швидкостей. Нерівномірний рух може характеризуватися як прискоренням, так і сповільненням. Дослідження цих параметрів під час нерівномірного руху дозволяє оцінити реальні динамічні можливості автомобіля в умовах експлуатації, що є важливим аспектом для розробки системи безпеки та забезпечення ефективності керування. Значення прискорення, яке автомобіль досягає на різних передачах, розраховується за наступною формулою.

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (2.17)$$

Коефіцієнт дорожнього опору для заданої швидкості автомобіля обчислюється за допомогою наступної формули. Цей коефіцієнт є важливим параметром, оскільки він враховує вплив дорожнього покриття та швидкості на загальний опір руху автомобіля, що, у свою чергу, впливає на витрату палива та динамічні показники транспортного засобу.

$$f_k = f_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right); \quad (2.18)$$

$$f_0 = 0,012 \dots 0,018;$$

$$\psi = f_k + i; \quad (2.19)$$

$$\psi = \psi_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right), \quad (2.20)$$

тоді

$$i = 0; \psi = f_k; i y_0 = f_0.$$

Коефіцієнт, який враховує інерційні властивості обертових мас, визначається за допомогою емпіричної формули:

$$\delta = 1,04 + 0,04I_{\kappa}^2. \quad (2.21)$$

Приблизні значення максимальних прискорень автомобіля під час розгону з максимальною інтенсивністю (в м/с²) можуть бути такими: для легкових автомобілів від 2,0 до 2,5 на першій передачі та 0,8 до 1,2 на найвищій передачі; для вантажівок - 1,7 до 2,0 на першій передачі і 0,25 до 0,5 на найвищій; для автобусів - 1,8 до 2,3 на першій передачі та 0,4...0,8 на вищій. Ці показники дають змогу оцінити динамічні можливості різних типів транспортних засобів в умовах інтенсивного розгону.

Зазвичай розрахунок прискорення автомобіля проводиться для руху на дорозі з коефіцієнтом опору $\psi = 0,02 \dots 0,04$. Враховуючи цю умову, прискорення можна визначити за допомогою такої формули. Цей підхід дозволяє врахувати вплив дорожнього покриття на динамічні показники автомобіля, забезпечуючи точність обчислень для реальних умов експлуатації.

$$j = dV / dt = 9,81 \cdot (D - 0,04) / (1 + \sigma_1 \cdot I_{\kappa}^2 + \sigma_2), \text{ м/с}^2. \quad (2.22)$$

На підставі проведених розрахунків формується таблиця за наведеним зразком. Для побудови графіків, представлених на рис. 2.3, значення швидкості V та динамічного фактора D використовуються з таблиці 2.3. Такий підхід дозволяє зручно систематизувати дані й забезпечити наочне представлення залежностей для подальшого аналізу.

Таблиця 2.3. Параметри руху автомобіля під час розгону

V, м/с.	D	v ²	y	D – y	j, м/с ²
1					
1,7	0.82	2.3	0,016	0.804	3.1
3,3	0.87	10.9	0,016	0.854	3.3
5	0.84	25	0,016	0.824	3.2
6,7	0.74	44.9	0,016	0.724	2.8
7,1	0.7	50.4	0,016	0.684	2.6
2					
3.1	0.45	9.6	0,016	0.434	2.9
6.2	0.47	38.45	0,016	0.454	3
9.3	0.45	86.5	0,016	0.434	2.9
12.4	0.39	153.7	0,016	0.374	2.5
13.4	0.37	179.6	0,016	0.354	2.4
3					
4.1	0.34	16.8	0,016	0.324	2.5
8.2	0.36	67.3	0,016	0.344	2.6
9.3	0.34	86.5	0,016	0.324	2.5
16.4	0.29	153.7	0,016	0.274	2.1
17.4	0.28	179.6	0,016	0.264	2
4					
5.6	0.24	31.4	0,016	0.224	1.9
11.4	0.26	129.9	0,016	0.244	2
17.1	0.24	292.4	0,016	0.224	1.9
22.7	0.21	515.3	0,016	0.194	1.6
24	0.19	576	0,016	0.164	1.4
5					
8,61	0.17	74.2	0,016	0.154	1.4
17,2	0.18	295.8	0,016	0.164	1.5
25,3	0.16	640.1	0,016	0.144	1.3
34,4	0.12	1183.4	0,016	0.104	0.9
43.05	0.09	1853.3	0,016	0.074	0.7

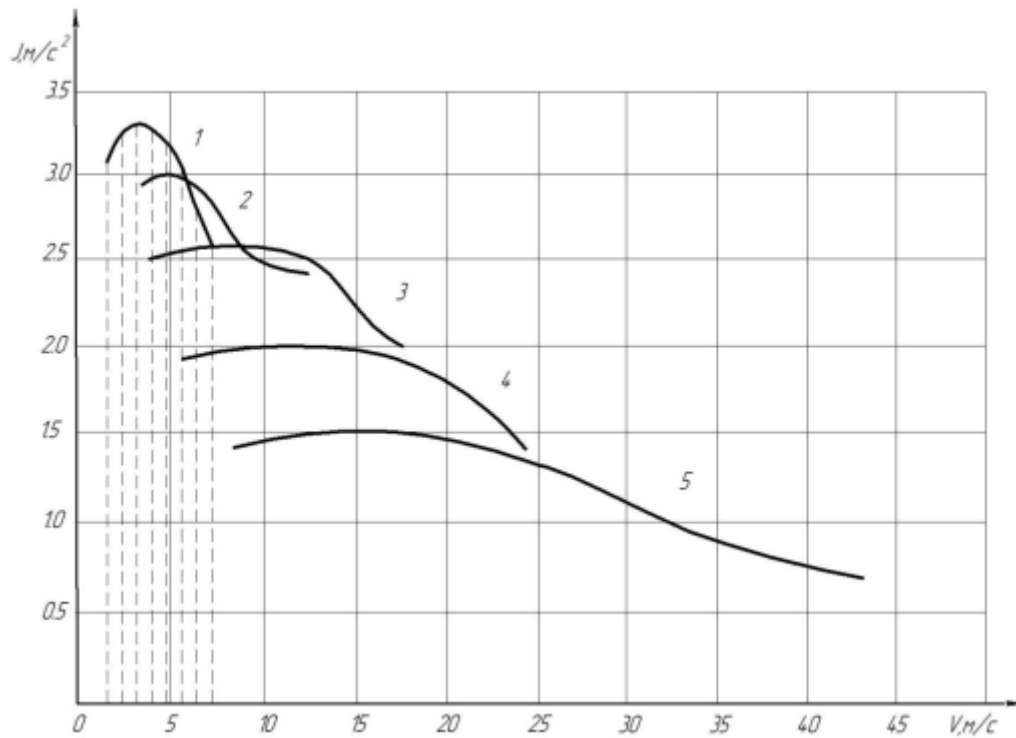


Рис. 2.3. Графік прискорення авто.

Час t_p та шлях S_p розгону автомобіля визначаємо за допомогою методу графоаналітичного. Для цього криву прискорень поділяють на інтервали, вважаючи, що в кожному з них швидкість автомобіля змінюється із постійним середнім прискоренням j_{cp} , яке обчислюють за формулою:

$$j_{cp} = 0,5 (j_n + j_k), \quad (2.23)$$

Після визначення величини середнього прискорення j_{cp} обчислюють час розгону t_p автомобіля для зміни швидкості руху від V_n до V_k за допомогою формули:

$$\Delta t_i = \frac{V_k - V_n}{3,6 j_{cp}} = \frac{\Delta V_i}{3,6 j_{cp}} \quad (2.24)$$

У такому випадку загальний час розгону від мінімально стійкої швидкості V_{min} до максимальної V_{max} становитиме:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n. \quad (2.25)$$

За обчисленими значеннями t_p для різних швидкостей будують криву часу розгону (подану нижче), починаючи від $V_{\min}$, при якій $t=0$.

Для швидкісних показників V_1 відкладемо дані Δt_1 , Для швидкісних показників V_2 відкладемо дані $(\Delta t_1 + \Delta t_2)$ та продовжити. [13]

Під час обчислення шляху розгону S_p припускають, що в кожному інтервалі зміни швидкості транспортний засіб рухається рівномірно із середньою швидкістю:

$$V_{\text{ср}} = \frac{V_n + V_k}{2} \quad (2.26)$$

За цього припущення приріст шляху розгону ΔS_i в інтервалі швидкостей від V_p до V_k обчислюють за формулою:

$$\Delta S_i = \frac{V_{\text{ср}} \cdot \Delta t_i}{3,6} = \frac{V_{\text{ср}} \cdot \Delta V_i}{13j_{\text{ср}}}, \text{м} \quad (2.27)$$

Таким чином, загальний шлях розгону S_p від мінімальної стійкої швидкості $V_{\min}$ до максимальної $V_{\max}$ становитиме:

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n. \quad (2.28)$$

За різних значень зчеплення передніх і задніх коліс автомобіля з дорогою, зупинний шлях S_0 у метрах обчислюють із врахуванням коефіцієнта ефективності гальмування, використовуючи формулу:

$$S_0 = \frac{V_0}{3,6} t_{\text{сум}} + \kappa_z \frac{V_0^2}{254 \cdot \varphi}, \quad (2.29)$$

Щоб побудувати графік, який показує, як зупинний шлях S_0 залежить від початкової швидкості гальмування V_0 , вибирають щонайменше шість значень швидкості в діапазоні від $V_0=0$ до $V_0=V_{\max}$. На основі отриманих результатів

створюють графік залежності $S_0 = f(V_0)$. Розрахунки виконуються з урахуванням коефіцієнта зчеплення $\varphi=0,7..$

Таблиця 2.4. Розрахунок часу та шляху розгону транспортного засобу.

Швидкості при розгоні, м/с		Прискорення при розгоні, м/с ²		$\frac{V_k - V_n}{3,6}$	$j_{cp}, \text{м/с}^2$	$\Delta t_i, \text{с}$	$t_p, \text{с}$	$V_{cp}, \text{м/с}$	$\Delta S_i, \text{м}$	$S_p, \text{м}$	$S_o, \text{м}$
V_n	V_k	J_n	j_k								
1,7	3,3	3.1	3.3	0,472	3.2	0.148	0.148	2.25	0.093	0.093	1.55
3,3	5	3.3	3.2	0,472	3.25	0.145	0.293	4.15	0.167	0.26	2.4
5	6,7	3.2	2.8	0,472	3	0.157	0.45	5.85	0.255	0.515	3.3
6,7	7,1	2.8	2.6	0,472	2.7	0.175	0.625	6.9	0.335	0.85	3.5
7,1		2.6									
3.1	6.2	2.9	3	0.861	2.95	0.292	0.292	4.65	0.377	0.377	3.05
6.2	9.3	3	2.9	0.861	2.95	0.292	0.584	7.75	0.328	0.705	4.8
9.3	12.4	2.9	2.5	0.861	2.7	0.319	0.903	10.85	0.961	1.666	6.7
12.4	13.4	2.5	2.4	0.861	2.45	0.351	1.254	12.9	1.257	2.923	7.4
13.4		2.4									
4.1	8.2	2.5	2.6	1.13	2.55	0.447	0.477	6.15	0.763	0.763	4.2
8.2	9.3	2.6	2.5	1.13	2.55	0.447	0.924	8.75	1.086	1.809	4.8
9.3	16.4	2.5	2.1	1.13	2.3	0.495	1.419	14.85	1.49	3.299	8.7
16.4	17.4	2.1	2	1.13	2.05	0.556	1.975	16.9	1.99	5.289	9.4
17.4		2									
5.6	11.4	1.9	2	1.55	1.95	0.798	0.798	8.5	1.88	1.88	6.1
11.4	17.1	2	1.9	1.55	1.95	0.798	1.596	14.25	2.95	4.83	9.9
17.1	22.7	1.9	1.6	1.55	1.75	0.889	2.485	19.9	4.91	9.71	14.2
22.7	24	1.6	1.4	1.55	1.5	1.037	3.522	23.35	6.7	16.44	15.2
24		1.4									
8,61	17,2	1.4	1.5	2.39	1.45	1.65	1.65	12.9	5.9	5.9	9.9
17,2	25,3	1.5	1.3	2.39	1.4	1.7	3.35	21.25	10.03	15.93	16.3
25,3	34,4	1.3	0.9	2.39	1.1	2.172	5.522	29.85	24.75	40.68	24.6
34,4	43.05	0.9	0.7	2.39	0.8	2.986	8.508	38.725	32.12	72.8	33.7
43.05		0.7									

Показник ефективності гальмування відображає, наскільки реальне уповільнення автомобіля відрізняється від максимально можливого на певному дорожньому покритті. У розрахунках використовується значення коефіцієнта:

для легкових автомобілів – $\kappa_e=1,2$, а для вантажних автомобілів та автобусів – в межах від 1,3 до 1,4.

При оцінці гальмівних характеристик автомобіля можна розраховувати сповільнення J_{cn} та гальмівний шлях S_r за більш точними рівняннями. Величину сповільнення визначають за формулою. [19]

$$J_{cn} = (\varphi \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha) \cdot g, \text{ м/с}^2, \quad (2.30)$$

$$\varphi = 0,6 \text{ або } \varphi = 0,7;$$

$$\alpha = 0;$$

$$f = 0,02.$$

Довжина ефективного гальмівного шляху обчислюється за рівнянням:

$$S_r = \frac{V_0^2}{2 \cdot g \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha)}, \quad (2.31)$$

$V_0 = 16,7 \text{ м/с}$ для автомобілів вантажного типу та пасажирських автобусів;

$V_0 = 22,2 \text{ м/с}$ – для автомобілів легкового класу.

У такому випадку зупинний шлях обчислюється за рівнянням:

$$S_{зуп} = (t_p + t_{np} + 0,5t_{zp}) \cdot V_0 + \kappa_e \cdot S_r, \quad (2.32)$$

$$t_p = 0,8 \text{ с}; t_{np} = 0,2 \text{ с};$$

$$t_{np} = 0,6 \text{ с}; t_{zp} = 0,5 \text{ с};$$

$$\kappa_e = 1,2; \kappa_e = 1,4.$$

Якщо у рівняннях встановити $f = 0$, $\alpha = 0$ та значення V_0 виразити в км/год, тоді отримаємо рівняння.

Графік на рисунку 3.4 демонструє залежності часу, шляху розгону та гальмівного шляху автомобіля від швидкості, які зображують на одній діаграмі.

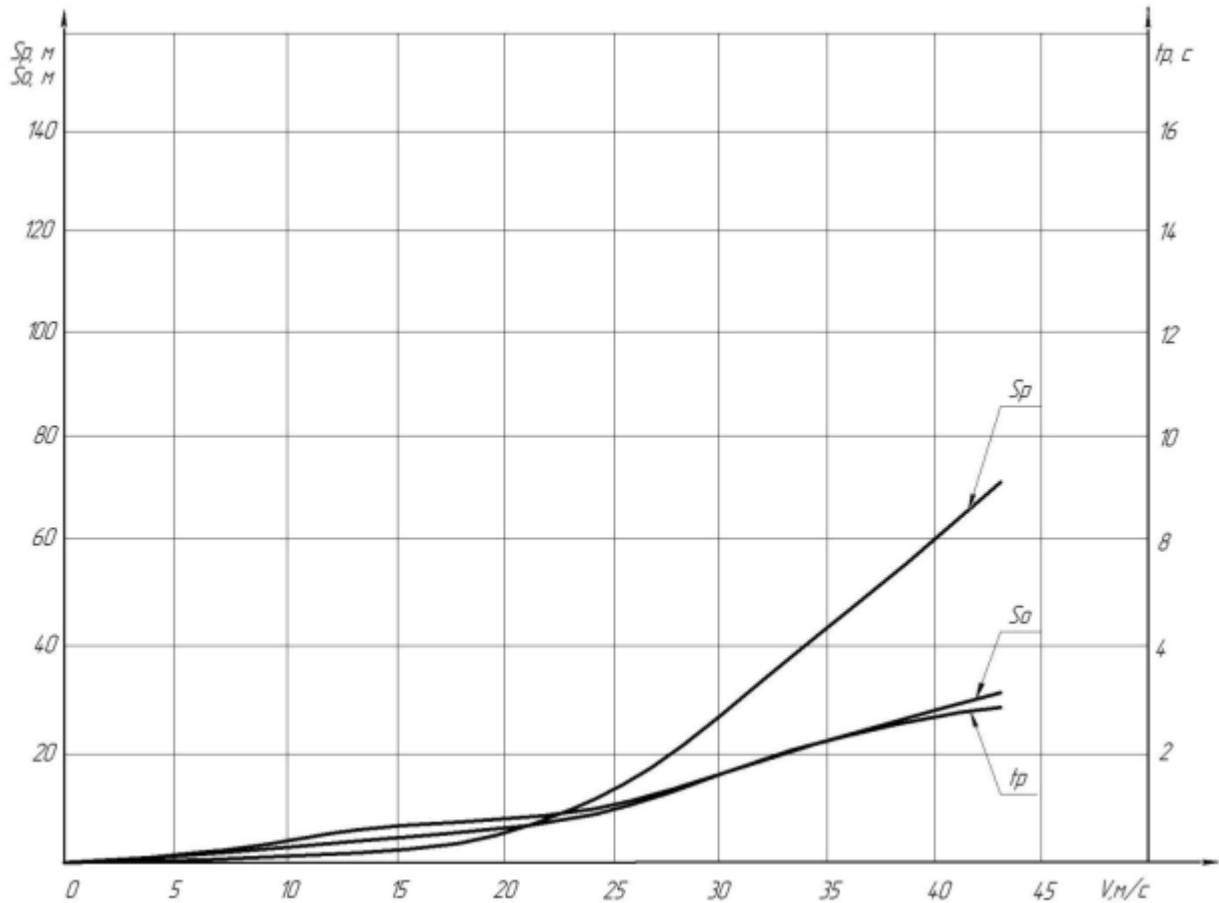


Рис. 2.4. Залежність часу, шляху розгону та гальмівного шляху автомобіля від його швидкості руху

2.4 Обчислення паливної ефективності автомобіля

Паливна ефективність - це важливий економічний показник автомобіля, що характеризується обсягом спожитого пального під час перевезень за різних умов експлуатації. [23]

Погодинну витрату палива можна визначити за наведеною формулою, яка дозволяє отримати необхідний результат, описаний нижче.

$$Q_{\text{год}} = g_e \cdot N / 1000 \cdot \rho_T, \quad (2.33)$$

На практиці витрату палива автомобіля зазвичай визначають на кожні 100 км пробігу при заданій швидкості. Розрахунок витрати палива на вказану дистанцію виконується за отриманою формулою, що дозволяє обчислити потрібний результат, наведений нижче:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N}{10 \cdot V \cdot \rho_T}, \quad (2.34)$$

Потужність двигуна розраховується за отриманою формулою, що дозволяє отримати необхідний результат, наведений нижче:

$$N = \frac{P_\psi + P_w \pm P_j}{1000 \cdot \eta_T} \cdot V, \quad (2.35)$$

З урахуванням формули 2.35, обчислення виконуються за отриманим рівнянням, що дозволяє знайти результат, наведений нижче.

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w \pm P_j)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}. \quad (2.36)$$

За умови рівномірного руху автомобіля ($P_j = 0$) та руху по прямій дорозі ($P_\psi = G_a \cdot \psi$), формула спрощується, і розрахунки виконуються за отриманим рівнянням, що дозволяє отримати результат, наведений нижче.

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (G_a \cdot \psi + P_w)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}. \quad (2.37)$$

Це рівняння витрати палива, за яким проводяться обчислення, дозволяє отримати необхідний результат, наведений нижче:

$$Q_s = \frac{g_{eN} \cdot k_\omega^G \cdot k_e (P_\psi + P_w)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \quad (2.38)$$

$$\rho_T = 0,75.$$

Коефіцієнт k_ω^G залежно від відносної кутової швидкості колінчастого вала двигуна ω_1/ω_N можна визначити за графіком, зображеним на рис. 2.5.

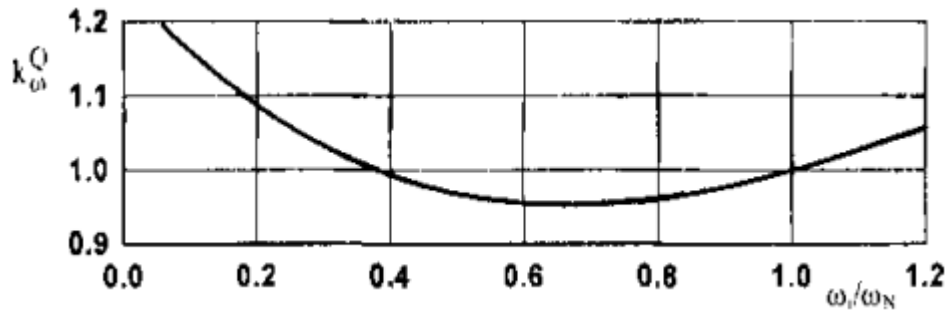


Рис. 2.5. Коефіцієнт k_{ω}^G з урахуванням відносної швидкості обертання колінчастого вала двигуна ω_1/ω_N .

На рисунку 2.6 показано значення коефіцієнта k_v , що визначається залежно від коефіцієнта використання потужності B .

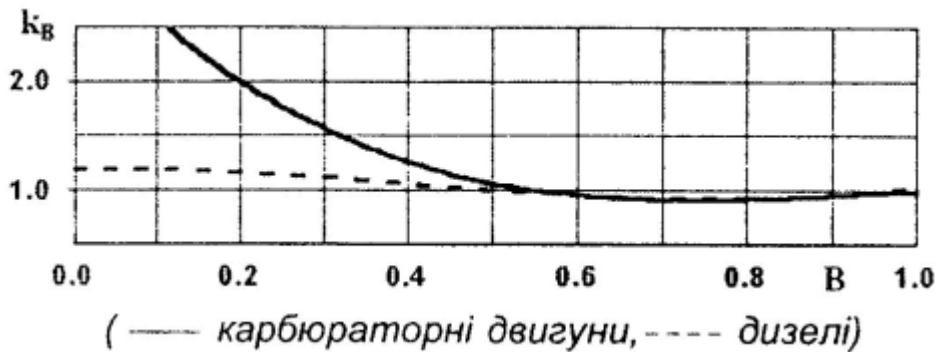


Рис. 2.6. Взаємозв'язок коефіцієнту k_v від B .

Значення коефіцієнта B розраховується за отриманим рівнянням, яке дозволяє визначити необхідний результат, поданий нижче:

$$B = \frac{N_{\text{потр}}}{N}; \quad (2.39)$$

$N_{\text{потр}}$ — потужність, яку має забезпечувати двигун для руху автомобіля зі швидкістю V по дорозі з коефіцієнтом опору ψ на найвищій передачі. Обчислення проводяться за отриманою формулою, що дозволяє отримати відповідний результат, поданий нижче:

$$N_{\text{потр}} = \frac{\psi \cdot G_a \cdot V + P_w \cdot V}{1000 \cdot \eta_T}; \quad (2.40)$$

Коефіцієнти k_{ω}^G та k_B можна також обчислити за наведеними нижче формулами:

– для всіх типів автомобільних двигунів:

$$k_{\omega}^G = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{\omega}{\omega_N} + 0,98 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^3; \quad (2.41)$$

для двигунів типу дизель:

$$k_g = 1,2 + 0,14 \cdot B - 1,8 \cdot B^2 + 1,46 \cdot B^3; \quad (2.42)$$

для двигунів типу бензиновий:

$$k_g = 3,27 - 8,22 \cdot B + 9,13 \cdot B^2 - 3,18 \cdot B^3. \quad (2.43)$$

Розрахунок параметрів для побудови характеристики паливної економічності автомобіля доцільно виконувати для умов руху при $\psi = 0,04$ на найвищій передачі (або на тій, яка можлива за даних умов опору дороги).

Обчислення здійснюється в такій послідовності:

визначаються кілька значень швидкості автомобіля V_i на певній передачі (обов'язково враховуються мінімальне та максимальне значення швидкості для цієї передачі);

для кожного значення швидкості V_i обчислюється кутова швидкість колінчастого вала, застосовуючи формулу, яка дозволяє отримати потрібний результат, наведений нижче:

$$\omega = \frac{V_{ai} \cdot I_k \cdot I_{pk} \cdot I_0}{r_k}; \quad (2.44)$$

В процесі проведених розрахунків будується паливна характеристика рівномірного руху автомобіля (рис. 2.7), яка дозволяє визначити мінімальну витрату палива $Q_{\min}$ та економічну швидкість $V_{\text{ек}}$ для руху автомобіля по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi=0,04$.

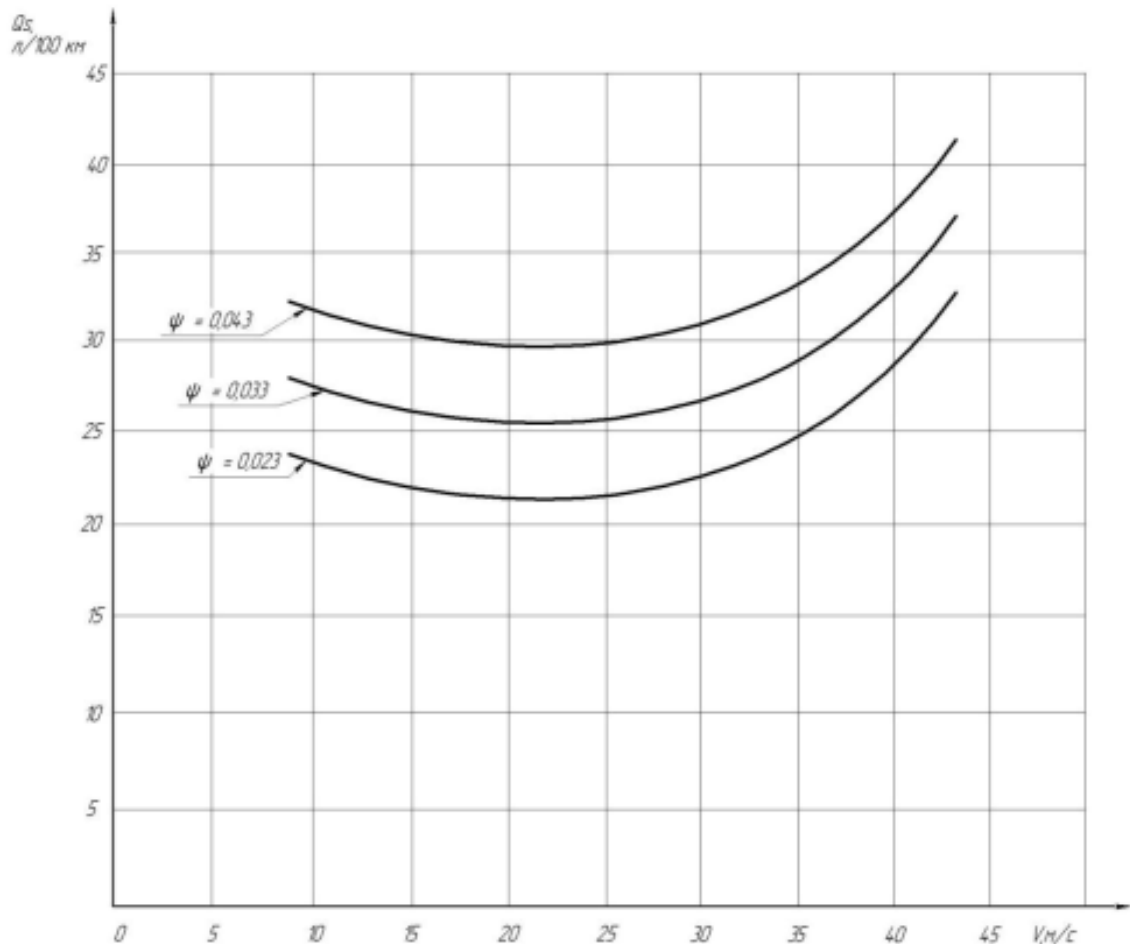


Рис. 2.7. Характеристика витрати палива під час стабільного руху автомобіля.

Під час аналізу встановлено, що найбільш ефективний режим руху спостерігається при всіх значеннях показника ψ , коли швидкість V знаходиться в межах від 18,5 до 26,3 м/с.

2.5 Обчислення системи охолодження автомобільного двигуна

Система охолодження автомобільного двигуна забезпечує підтримку оптимального температурного режиму, запобігаючи перегріванню двигуна під час його роботи. Правильний розрахунок системи охолодження є ключовим для забезпечення стабільної роботи двигуна, зменшення зношування його компонентів і підвищення загальної надійності автомобіля.

Основні етапи розрахунку системи охолодження включають:

Визначення теплового навантаження - розрахунок кількості тепла, що виділяється двигуном під час його роботи, з урахуванням потужності,

температури робочих рідин і умов експлуатації. Теплове навантаження залежить від коефіцієнта корисної дії (ККД) двигуна, а також від його потужності та оборотів.

Розрахунок радіатора - на основі теплового навантаження визначається розмір і ефективність радіатора, що є основним елементом системи охолодження. Радіатор повинен забезпечувати достатню площу тепловідведення для підтримки стабільної температури охолоджувальної рідини навіть у важких умовах експлуатації.

Вибір і розрахунок циркуляційного насоса - насос забезпечує рух охолоджувальної рідини по системі, і його продуктивність повинна відповідати потребам двигуна у відведенні тепла. Розрахунок включає визначення потоку рідини, необхідного для ефективного відведення тепла.

Обчислення тепловідведення - оцінка здатності системи охолодження ефективно відводити тепло в умовах змінних навантажень. Це обчислення включає баланс між теплом, що виділяється двигуном, і теплом, що відводиться через радіатор і додаткові елементи охолодження (наприклад, інтеркулер, вентилятор).

Аналіз додаткових елементів охолодження - оцінка потреби у використанні додаткових систем, таких як інтеркулери або електровентилятори, які можуть включатися для підвищення ефективності охолодження при екстремальних навантаженнях.

Вибір охолоджувальної рідини - рідина повинна мати високий тепловідвідний потенціал, захист від замерзання та кипіння, а також сумісність із матеріалами системи охолодження.

Детальний розрахунок кожного з цих компонентів системи охолодження забезпечує оптимальне функціонування двигуна в різних режимах експлуатації та запобігає перегріванню, що продовжує термін служби двигуна, зменшує витрату палива і викиди, а також підвищує загальну ефективність транспортного засобу.

Система охолодження автомобіля Ford Bronco року представляє собою складну мережу, яка забезпечує підтримку оптимальної робочої температури двигуна, підвищуючи його ефективність і запобігаючи перегріву під час

роботи. Ця система, що включає кілька важливих компонентів, спрямована на відведення надлишкового тепла, яке утворюється внаслідок процесу згоряння палива в двигуні.

Основним компонентом цієї системи охолодження є радіатор, який виконує ключову функцію теплообміну. Він розташований у передній частині автомобіля і складається з мережі трубок та ребер, що сприяють передачі тепла від охолоджуючої рідини двигуна до навколишнього повітря. Нагріта рідина, проходячи через радіатор, охолоджується завдяки повітряному потоку, що проходить через його поверхню, тим самим відводячи поглинуте тепло.

Відповідальність за рух охолоджуючої рідини несе водяний насос – важливий механізм, який безперервно забезпечує циркуляцію рідини по системі. Зазвичай він приводиться в дію ременем, що з'єднаний з двигуном, і створює потрібний тиск для підтримання стабільного потоку охолоджуючої рідини через блок циліндрів, головки циліндрів та радіатор.

Термостат виконує роль контролера потоку охолоджуючої рідини, забезпечуючи підтримку оптимальної робочої температури двигуна. При досягненні двигуном визначеної температури термостат відкривається, дозволяючи охолоджуючій рідині потрапити в радіатор для охолодження. У холодних умовах він залишається закритим, щоб прискорити процес нагрівання двигуна.

Охолоджуюча рідина, яка складається з суміші води та антифризу, не лише захищає систему від замерзання при низьких температурах, але й запобігає корозії та забезпечує змащення водяного насоса, що сприяє його тривалій службі.

Допоміжні системи, такі як охолоджувальний вентилятор і кожух, функціонують у взаємодії з основними компонентами. Охолоджувальний вентилятор, зазвичай з електричним приводом, вмикається для посилення повітряного потоку через радіатор, коли автомобіль стоїть або рухається з низькою швидкістю, забезпечуючи постійне охолодження. Кожух, що оточує вентилятор, спрямовує потік повітря через радіатор, підвищуючи його ефективність.

Злагоджена взаємодія між цими компонентами забезпечує, що двигун Ford Bronco буде підтримуватися в оптимальному температурному режимі, що запобігає перегріванню, яке може негативно вплинути на продуктивність або спричинити пошкодження двигуна. Ця складна система охолодження є прикладом високого рівня автомобільної інженерії, де функціональність поєднується з ефективністю, що є ключовим для стабільної роботи автомобіля в різних умовах.

Для рідинної системи охолодження кількість тепла, що відводиться (Дж/с), розраховується за наступною формулою:

$$Q_B = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot Q_H}, \quad (2.45)$$

$$Q_B = \frac{0,45 \cdot 8 \cdot 130^{1+2 \cdot 0,5} \cdot 3400^{0,5} \cdot (44000 - 35680)}{1 \cdot 44000} = 108650 \text{ Дж / с};$$

$$c = 0,45 \dots 0,53;$$

$$m = 0,5 \dots 0,7.$$

Кількість тепла, втрачена внаслідок неповного хімічного згоряння, обчислюється за такою формулою:

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \quad (2.46)$$

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - 1) \cdot 0,5 = 59975, \text{ Дж.}$$

$$\alpha = 1,0.$$

Теоретична кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг палива, розраховується за допомогою формули:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right), \quad (2.47)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,125}{4} + \frac{0,005}{32} \right) = 0,5 \quad \text{кмоль пов. / кг палива.}$$

0,21 – об'ємна частка кисню в 1 кг повітря.

Таблиця 2.5. Масова частка компонентів.

Паливо	Вміст у масових частках			Найнижча теплота сгорання, Q_H , кДж/кг
	С	Н	О	
Автомобільний бензин	0,855	0,145	-	44000

На тепловідведення, що здійснюється за допомогою охолоджувальної рідини, впливає безліч конструктивних і експлуатаційних факторів.

Процес розрахунку системи охолодження включає вибір площі радіатора, підбір вентилятора та визначення розмірів водяного насоса.

Циркуляційний потік охолоджуючої рідини розраховується за формулою:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_B}{\rho_B \cdot c_B \cdot (T_{\text{ж.вх}} - T_{\text{ж.вих}})} = \frac{Q_B}{\rho_B \cdot c_B \cdot \Delta T_{\text{ж}}} \quad (2.48)$$

$$G_{\text{ж}} = \frac{108650}{109 \cdot 4,187 \cdot 6} = 4,37 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\rho_B = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

$$\rho_B = 900 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

$$c_B = 4,187 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}) - \text{для води,}$$

$$c_B = 2,093 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}) - \text{для етиленгліколевой суміші,}$$

$$\Delta T_{\text{ж}} = 6 \dots 12 ^\circ\text{C}.$$

Кількість відведеного тепла Q_B залежить від ряду конструктивних параметрів, таких як співвідношення S/D , ступінь стиснення ε , а також від умов експлуатації і частоти обертання n .

2.6 Обчислення продуктивності насоса

Водяний насос слугує для підтримки постійної циркуляції рідини в системі охолодження автомобіля. [18]

Розрахункова продуктивність насоса ($\text{м}^3/\text{с}$) визначається з урахуванням втрат рідини з нагнітальної камери в інші частини системи за формулою:

$$G_{ж.р} = \frac{G_{ж}}{\eta_H} \quad (2.49)$$

$$G_{ж.р} = \frac{4,37}{0,8} = 5,46 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\eta_H = 0,8 \dots 0,9.$$

Вхідний отвір насоса має забезпечувати подачу необхідного об'єму рідини. Це можливо за умови дотримання наступної вимоги:

$$G_{ж.р} / c_1 = \pi (r_1^2 - r_0^2) = 3,14 (0,035^2 - 0,035^2) = 4,7 \text{ см} \quad (2.50)$$

$$G_{ж.р} / c_1 = 3,14 (0,035^2 - 0,035^2) = 4,7 \text{ см}$$

$$c_1 = 1 \dots 2, \text{ м} / \text{с}.$$

Швидкість сходу рідини в кільцевому перетині обчислюється за формулою.

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{P_{ж}}{\rho_{ж} \eta_h}} \quad (2.51)$$

$$u_2 = \sqrt{1 + 0,1405 \cdot 2,7475} \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot 10^4}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,6}} = 1,52 \text{ м/с};$$

$$P_{ж} = (5 \dots 15) \cdot 10^4;$$

$$\eta_h = 0,6 \dots 0,7.$$

Під час проектування профілю лопатки крильчатки зазвичай встановлюють кут $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$ і кут $\beta_2 = 12 \dots 50^\circ$. Збільшення кута β_2 призводить до підвищення напору, що створюється насосом, тому інколи цей кут вибирають рівним 90° (радіальні лопатки). Однак при цьому ефективність насоса може зменшитися.

Вихідний радіус крильчатки визначається за формулою:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{в.н}} = \frac{u_2}{\omega_{в.н}} \quad (2.52)$$

$$r_2 = \frac{30 \cdot 1,52}{3,14 \cdot 1500} = 10 \text{ мм};$$

Окружна швидкість (м/с) обчислюється по формулі:

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2} \quad (2.53)$$

$$u_1 = \frac{1,52 \cdot 3,5}{10} = 0,53 \text{ м/с};$$

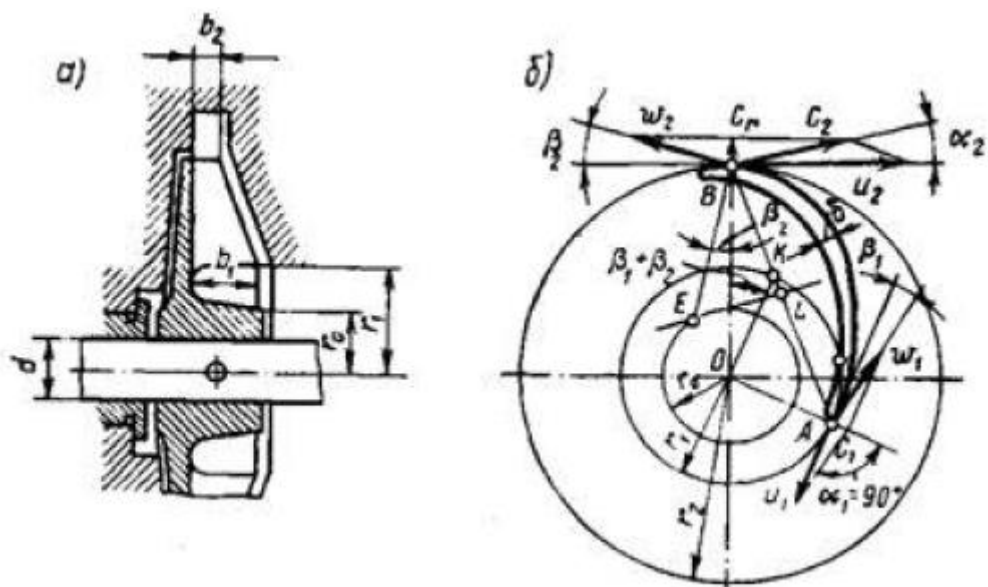


Рис. 2.8. Схематичне зображення профілю лопатки водяного насоса.

За умови, що кут α_1 між швидкостями c_1 та u_1 становить 90° , кут β_1 визначається за співвідношенням:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = c_1/u_1. \quad (2.54)$$

$$\operatorname{tg}\beta_1 = 1/0,53 = 1,89^\circ$$

Ширина лопатки на вході b_1 та на виході b_2 , зображена на рисунку 2.8а, розраховується за допомогою наведених нижче формул:

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin \beta_1}\right) \cdot c_1}, \quad (2.55)$$

$$b_1 = \frac{5,46}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 3,5 - \frac{12 \cdot 0,003}{\sin 0,035}\right) \cdot 1} = 3,5 \text{ мм};$$

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin \beta_2}\right) \cdot c_r}, \quad (2.56)$$

$$b_2 = \frac{5,46}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 3,5 - \frac{8 \cdot 0,003}{\sin 0,035}\right) \cdot 1} = 3,5 \text{ мм};$$

$$c_r = \frac{p_{ж} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{ж} \cdot \eta_h \cdot u_2} \quad (2.57)$$

$$c_r = \frac{80000 \cdot 0,1405}{80000 \cdot 0,6 \cdot 1,52} = 0,154 \text{ м/с};$$

$$\delta_1 = \delta_2 = 0,003 \text{ м}.$$

Ширина лопаток на вході крильчатки рідинного насоса змінюється в межах від $b_1 = 0,010$ до $0,035$ а на виході - від $b_2 = 0,004$ до $0,025$ м.,

Процес побудови профілю лопатки насоса, наведений на рисунку 2.8.б, складається з наступних етапів.

Спершу з центру О проводять дві кола: зовнішню з радіусом r_2 і внутрішню з радіусом r_1 . На зовнішній колі у довільній точці В відкладають кут β_2 . Далі, від діаметра, що проходить через точку В, відкладають сумарний кут $\beta = \beta_1 + \beta_2$. Одна зі сторін цього кута перетинає внутрішнє коло у точці К. Після цього через точки В і К проводять пряму ВК, яка вдруге перетинає внутрішнє коло у точці А.

З точки L, що знаходиться в середині відрізка АВ, піднімають перпендикуляр, який перетинається з прямою ВЕ у точці Е. Нарешті, через точки А, Е і В проводять дугу, яка формує контур лопатки.

Потужність, споживана рідинним насосом, визначається за формулою:

$$N_{B.H} = \frac{G_{ж.р} \cdot p_{ж}}{1000 \cdot \eta_M} \quad (2.58)$$

$$N_{B.H} = \frac{5,46 \cdot 80000}{1000 \cdot 0,7} = 0,62 \text{ Квт. ;}$$

$$\eta_M = 0,7 \dots 0,9;$$

$$p_{ж} = 80000 \text{ Па; двигуна дизельного.}$$

$$p_{ж} = 120000 \text{ Па. двигуна бензинового.}$$

Значення $N_{B.H}$ складає приблизно 0,5–1,0 % від номінальної потужності двигуна.

2.6 Рідинний радіатор

Рідинний радіатор є теплообмінним пристроєм із міцною конструкцією, що складається з верхнього та нижнього резервуарів для рідини, з'єднаних системою трубок, між якими розташовані тонкі пластини. Ці пластини

забезпечують повітряне охолодження рідини, яка надходить від нагрітих елементів двигуна автомобіля.

Процес розрахунку радіатора полягає у визначенні площі охолоджувальної поверхні, необхідної для ефективної передачі тепла від рідини до навколишнього середовища. Розміри радіатора підбираються з урахуванням характеристик двигуна автомобіля та оптимальних витрат потужності на роботу вентилятора, що забезпечує стабільний робочий режим двигуна.

У радіаторі тепло Q_B передається від рідини до охолоджуючого повітря, тобто $Q_B = Q_{\text{ВОЗД}}$. Площа охолоджувальної поверхні радіатора (в м^2) визначається за допомогою наступної формули:

$$F_P = \frac{Q_{\text{ВОЗД}}}{K \cdot (T_{\text{Ж.СР}} - T_{\text{ВОЗД.СР}})} \quad (2.59)$$

$$F_P = \frac{108650}{100 \cdot (359 - 323)} = 0,3 \text{ м}^2;$$

$K = 140 \dots 180 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ для легкового авто.

$K = 80 \dots 100 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$; , для вантажного авто.

Середнє значення температури рідини в радіаторі обчислюють за наступною формулою:

$$T_{\text{Ж.СР}} = \frac{T_{\text{Ж.ВЫХ}} + T_{\text{Ж.ВХ}}}{2} \quad (2.60)$$

$$T_{\text{Ж.СР}} = \frac{355 + 363}{2} = 359 \text{ К};$$

Середню температуру повітря, яке проходить через радіатор, визначають за такою формулою:

$$T_{\text{ВОЗД.СР}} = \frac{T_{\text{ВОЗД.ВЫХ}} + T_{\text{ВОЗД.ВХ}}}{2} \quad (2.61)$$

$$T_{\text{ВОЗД.СР}} = \frac{313 + 333}{2} = 323 \text{ К};$$

При примусовій циркуляції рідини в системі температурний перепад $\Delta T_{\text{Ж}}$ становить від 6 до 12 К. Оптимальна температура на вході рідини $T_{\text{Ж.ВХ}}$, що характеризує режим роботи системи рідинного охолодження, зазвичай обирається в межах 353–368 К. Для двигунів автомобілів і тракторів середня температура рідини $T_{\text{Ж.СР}}$ варіюється в межах 358–365 К.

Температурний перепад повітря $\Delta T_{\text{ВОЗД}}$ у радіаторі знаходиться в діапазоні 20–30 К, при цьому температура повітря перед радіатором $T_{\text{ВОЗД.ВХ}}$ приймається рівною 313 К. Середнє значення температури повітря, яке проходить через радіатор, $T_{\text{ВОЗД.СР}}$ становить від 323 до 328 К.

2.7 Опис характеристик деталі

Приводний вал водяного насоса автомобіля №402-3774289485160 виготовляється зі сталі марки 40Х13 згідно з Вал розташований на передній стінці блоку циліндрів і слугує для передачі крутного моменту від шківів до крильчатки насоса. Твердість його опорних шийок і отвору становить НРСэ 32...44, що досягається індукційним загартуванням на глибину щонайменше 0,6 мм з подальшим відпуском.

Вал має дві опорні циліндричні шийки (1 і 2) для встановлення підшипників кочення, виготовлені з точністю 7-го квалітету і шорсткістю $Ra=1,25$. На торцях шийок також передбачені два центрових отвори, які слугували технологічними базами під час виготовлення деталі.

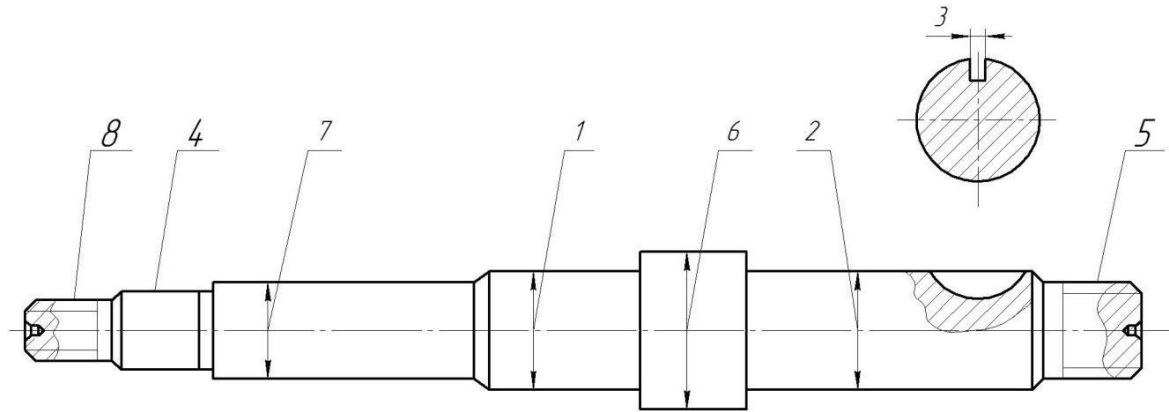


Рис. 2.9. Приводний вал водяного насоса з усіма можливими дефектами.

Можливі дефекти цієї деталі наведені на рисунку 2.9. Відповідно до завдання, деталь має такі типові дефекти: зношення шийки для підшипника (позиція 1), знос шпонкового пазу по товщині (позиція 3), а також пошкодження різьби (позиція 5). Основними факторами, що спричиняють такі дефекти, є тертя та вплив знакозмінних навантажень.

На основі аналізу деталі можна зробити такі висновки:

Виправлення геометрії зношених опорних шийок слід проводити методом шліфування, оскільки матеріал має високу твердість.

З огляду на точність опорних шийок (6-й квалітет), їхнє відновлення після нарощування потребуватиме обробки щонайменше у дві стадії.

Як технологічні бази можна використовувати центрові отвори, які застосовувалися під час виготовлення деталі.

Простота конструкції деталі (відсутність складних профільних поверхонь) дозволяє застосовувати традиційні методи обробки для її відновлення.

Ця деталь належить до класу "круглі стрижні". Габаритні розміри: довжина – $156 \pm 0,15$ мм, діаметр – $25 \pm 0,05$ мм. Вага деталі – 0,326 кг.

Технічні вимоги.

При відновленні ведучого валу коробки передач необхідно забезпечити дотримання таких ключових вимог у визначених межах:

шорсткість поверхні А має відповідати значенню $Ra = 0,63$;

допустиме торцеве биття поверхонь А та Ж не повинно перевищувати 0,025 мм;

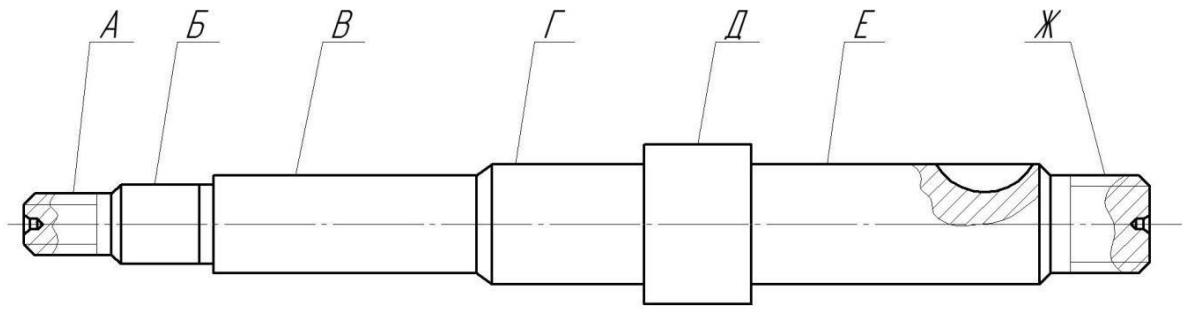


Рис. 2.10. Приводний вал водяного насоса.

допуск радіального биття поверхні Д щодо осі центрів – не більше 0,02 мм;

шорсткість центрових отворів має бути $Ra = 1,25$;

конусність поверхні Г допускається в межах не більше 0,02 мм;

несоосність поверхонь В, Г, Д, Е має бути не більше 0,03 мм.

2.8 Вибір технологічних баз

Під час відновлення центрових отворів у якості технологічних баз обираються. Циліндрична поверхня шийки та торець використовуються як технологічні бази. У цьому випадку деталь закріплюється в трьохкулачковому самоцентруючому патроні з опорою на торець, що продемонстровано на рисунках 2.11 і 2.12.

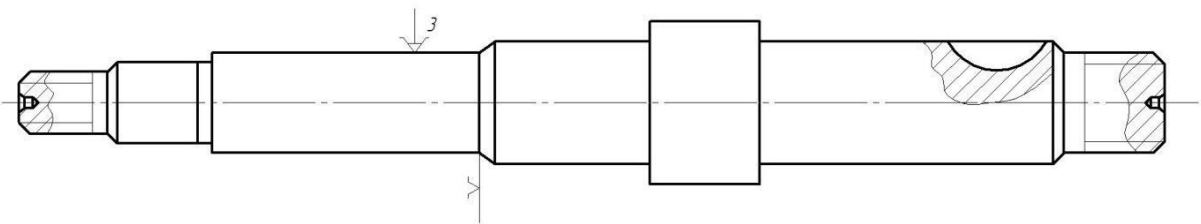


Рис. 2.11. Схематичне зображення валу під час відновлення центрових отворів.

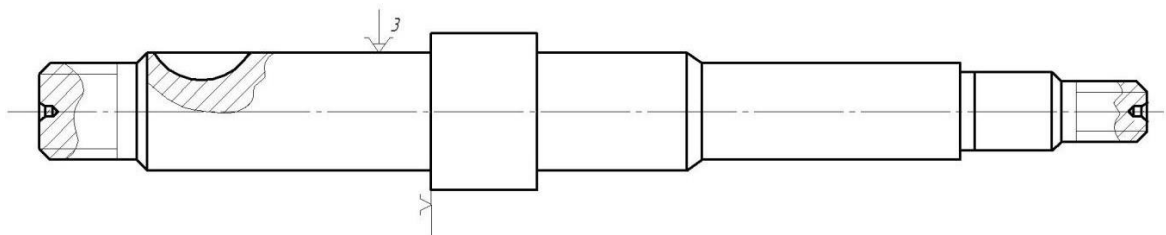


Рис. 2.12. Схематичне зображення валу при відновленні центрових отворів.

Під час шліфування опорних шийок як технологічні бази використовуються центрові отвори, як зображено на рисунку 2.13.

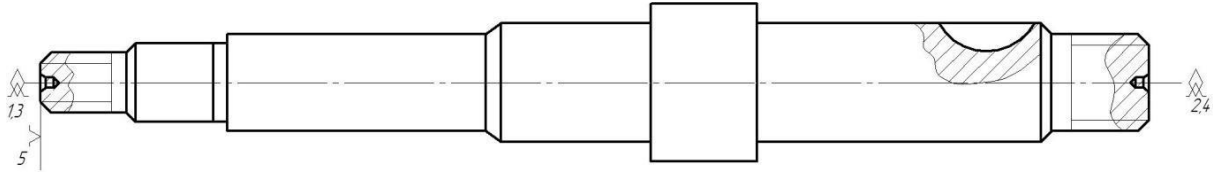


Рис. 2.13. Схематичне зображення валу під час шліфування опорних шийок.

2.9 Технологічний процес відновлення кожного виду дефекту

Визначаємо порядок операцій для усунення кожного з дефектів:

Дефект №1 – знос шийки під підшипник $d = 17_{-0,017}^{+0,017}$ (HRC_{32...44})

Визначаємо наступну послідовність операцій для усунення кожного із зазначених дефектів.

Токарна операція.

Обробка центрових отворів "на чисто" до повного усунення слідів пошкоджень.

Шліфувальна операція.

Шліфування шийки з дотриманням розміру $d = 16,7_{-0,062}^{+0,062}$.

Операція залізнення.

Нарощування шийки з дотриманням розміру $d = 17,4_{-0,017}^{+0,017}$.

Попереднє шліфування.

Попереднє шліфування шийки з витримкою розміру $d = 17,1_{-0,039}^{+0,039}$.

Остаточне шліфування.

Остаточне шліфування шийки з досягненням розміру $d = 17_{-0,017}^{+0,017}$.

Дефект №2 Зношення шпоночного пазу до товщини до $a = 3_{-0,031}^{+0,006}$ (HRC_{32...44})

Токарна обробка.

Розточити центрові отвори та фаску "на чисто" до повного видалення слідів пошкоджень.

Наплавлення.

Відновити шпонкову канавку методом наплавлення.

Слюсарна операція.

Прибрати зайвий матеріал після наплавлення.

Шліфувальна операція.

Шліфувати шийку валу "на чисто" до рівня з основним металом, щоб усунути сліди наплавлення.

Фрезерування.

Обробити шпонкову канавку фрезеруванням $a = 3_{-0,031}^{-0,006}$ на глибину $t_1 = 5$.

Дефект №3 – пошкодження різьби

Токарна обробка.

Обробити центрові отвори "на чисто" до повного видалення слідів пошкоджень.

Слюсарна операція.

Накрутити сталевий дріт на пошкоджену різьбу.

Зварювальна операція.

Приварити металевий дріт з дотриманням розміру $d = 16,5 + 0,3$.

Токарна обробка.

Підрізати торець, обробити циліндричну поверхню, сформувати фаску та нарізати різьбу з параметрами $s = 1 \times 45^\circ$, M16 $\times$ 1,5-6g.

Технологічний маршрут для відновлення деталі.

005 Токарна операція 4110.

Виконати чистову обробку центрових отворів, видаляючи всі сліди пошкоджень для забезпечення гладкої та рівної поверхні. Установка А забезпечує надійну фіксацію деталі під час обробки.

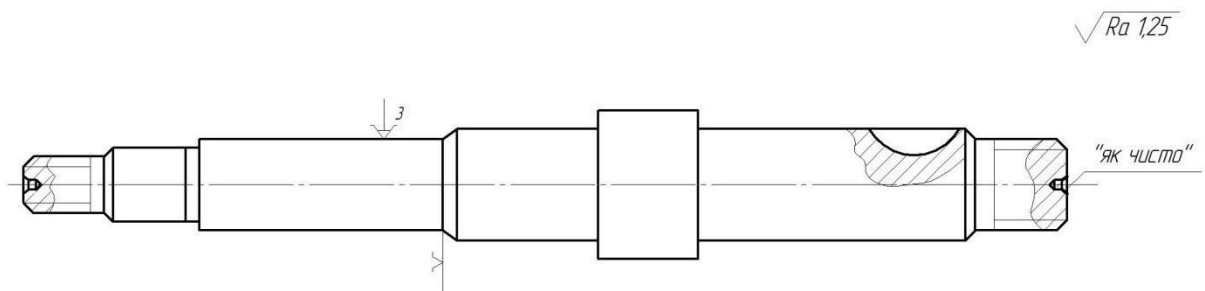


Рис. 2.14. Схематичне зображення валу при обробці центрових отворів точінням.

Установка Б.

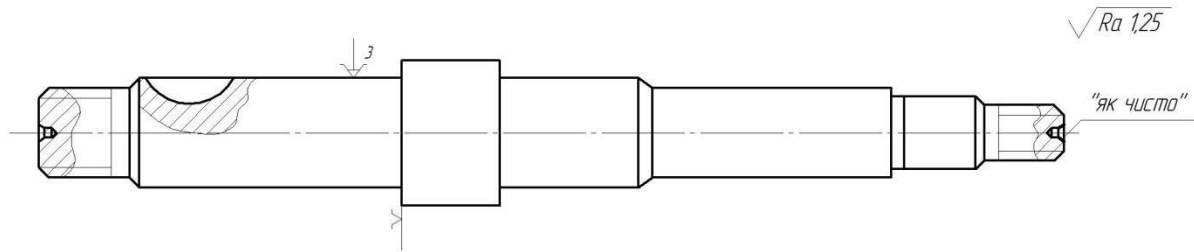


Рис. 2.15. Схематичне зображення валу під час обробки центрових отворів точінням.

010 Слюсарна операція 0190.

Накрутити сталевий дріт на пошкоджену різьбу для подальшого зміцнення.

015 Зварювальна операція 9100.

Закріпити накручений дріт методом зварювання, дотримуючись розміру $d = 16,5^{+0,3}$.

020 Наплавлення 9300.

Виконати наплавлення матеріалу для відновлення потрібної форми та розмірів деталі.

Виконати заплавлення шпонкової канавки для відновлення її початкової геометрії.

025 Слюсарна операція 0190.

Зняти надлишковий матеріал, що утворився після заплавлення, забезпечуючи гладку поверхню.

030 Токарна операція 4110.

Підрізати торець деталі, обробити циліндричну поверхню, сформувати фаску, а також нарізати різьбу з параметрами $s = 1 \times 45^\circ$, M16×1,5-6g, щоб відповідати заданим вимогам до деталі.

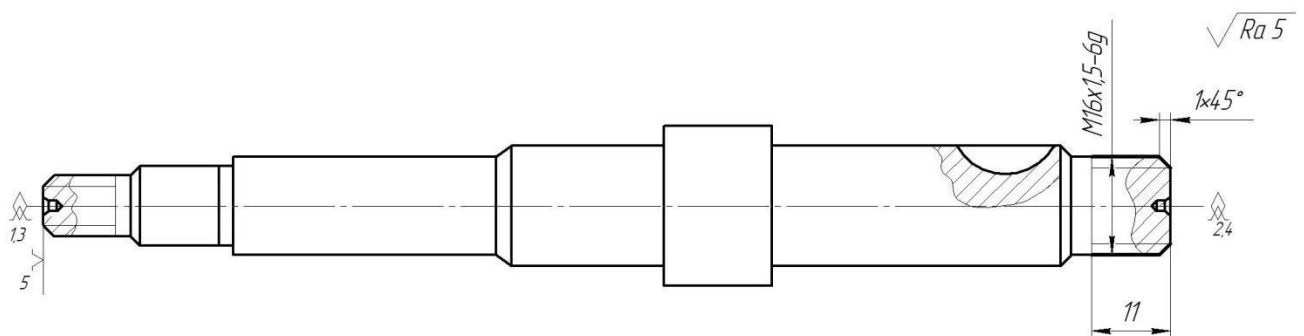


Рис. 2.16. Схематичне зображення валу в процесі виконання операції нарізання різьби, що ілюструє розташування інструмента та деталі під час обробки.

035 Шліфувальна операція 4130.

Виконати чистове шліфування шийки валу до рівня основного матеріалу, забезпечуючи повне видалення слідів наплавлення та досягнення необхідної гладкості поверхні.

040 Операція фрезерування 4260.

Обробити шпонкову канавку методом фрезерування, забезпечуючи точність її форми та розмірів відповідно до технічних вимог $a = 3_{-0,031}^{-0,006}$ на глибину $t_1 = 5$.

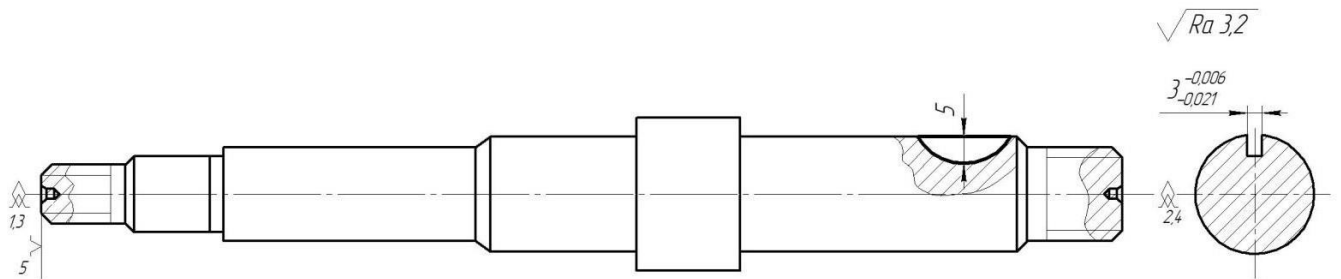


Рис. 2.17. Схематичне зображення валу під час виконання операції фрезерування, що демонструє процес обробки та взаємне розташування інструмента й деталі для досягнення потрібної геометрії.

045 Шліфувальна операція 4130.

Виконати шліфування шийки, забезпечуючи точне дотримання розміру діаметра $d = 16,7_{-0,062}$, щоб досягти необхідних параметрів поверхні та точності форми деталі.

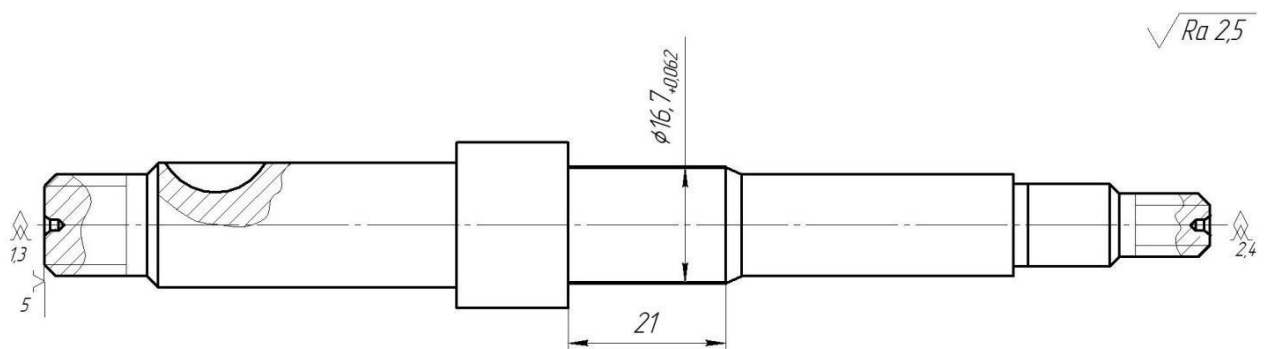


Рис. 2.18. Схематичне зображення валу в процесі шліфування, що ілюструє положення інструмента відносно деталі та основні параметри обробки для досягнення необхідної якості поверхні.

050 Операція залізнення 7144.

Виконати нарощування шийки, забезпечуючи діаметр $d = 17,4^{+0,2}$ для відновлення початкових розмірів і підготовки до подальшої обробки.

055 Попереднє шліфування 4130.

Здійснити попереднє шліфування шийки, зберігаючи діаметр $d = 17,1_{-0,039}^{0,039}$, що дозволяє досягти необхідної точності та підготувати поверхню для фінальної обробки.

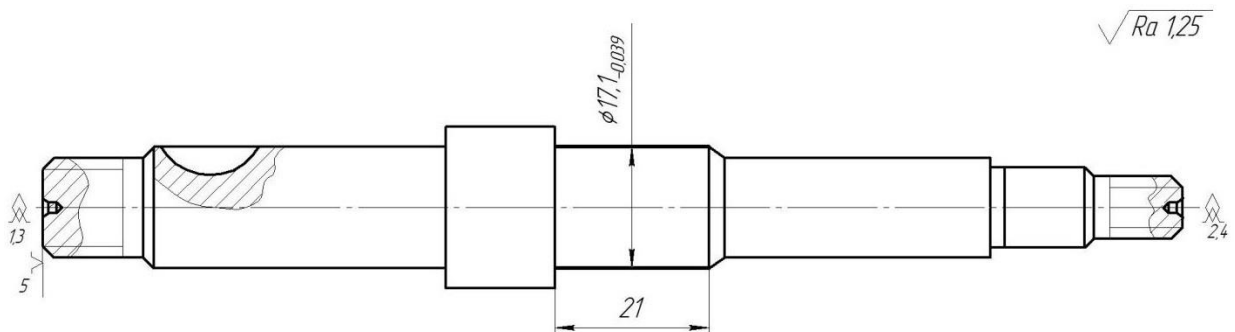


Рис. 2.19. Схематичне зображення валу в процесі шліфування, що демонструє розташування інструмента та деталі для досягнення заданих параметрів поверхні.

060 Завершальне шліфування 4130.

Провести остаточне шліфування шийки, забезпечуючи точне дотримання діаметра $d = 17,0_{-0,017}^{0,017}$ для досягнення необхідних вимог щодо точності та гладкості поверхні, що відповідають технічним стандартам деталі.

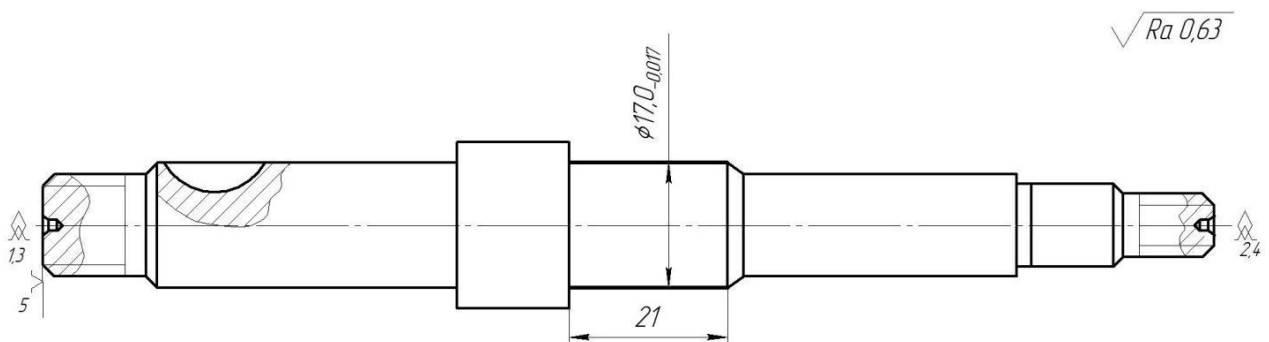


Рис. 2.20. Схематичне зображення валу на етапі шліфування, яке ілюструє деталі процесу обробки для забезпечення необхідної точності та якості поверхні.

2.10 Вибір обладнання та технологічного оснащення

При підборі обладнання та засобів технологічного оснащення таблиця 2.6, які слугували основою для визначення оптимальних інструментів і технічних рішень для забезпечення ефективного процесу обробки.

Таблиця 2.6. Обладнання та технологічне оснащення

Назва операції	Обладнання, інструмент і устаткування
005 Токарна	16K20
	патрон самоцентруючий трьохкулачковий
	різець розточувальний T15K6
010 Слюсарна	верстак слюсарний
	пристосування спеціальне
	Дріт – Св 09Г2
	набір слюсарних інструментів
015 Зварювання	установка для електроконтактного приварювання дроту ОКС-011-02
	калібр різбовий M30×1-6g
	Дріт – Св 09Г2
020 Наплавлення	пристосування спеціальне
	верстат для дугового наплавлення А-577-У
	проволока стальна наплавочна СВ-08ГС
	штангенциркуль ШЦ –І – 125- 0,1
025 Слюсарна	верстак слюсарний
	пристосування спеціальна
	шліфувальна машинка DEXTONE DXFS-220E
030 Токарна	верстат токарно-гвинторізний моделі 16K20
	патрон токарний повідковий
	задній центр, що обертається
	різець прохідний відігнутий T15K6
	різець токарний нарізний з пластинками з твердого сплаву T15K6
	різець канавковий Р6М5
	калібр різбовий
035 Шліфувальна	верстат круглошліфувальний моделі 3У142396116
	патрон повідковий
	центр верстатний, що обертається

	круг шліфувальний ПП 500×50×305 15А 25Н СМ2 4 К1
	скоба індикаторна С1 50
040 Фрезерування	верстат вертикально-фрезерний моделі 6Р81
	пристосування спеціальне
	фреза дискова шпонкова 32х3х8 Р6М5
	калібр 8154-0221-5
045 Шліфувальна	верстат круглошліфувальний моделі 3У142396116
	патрон повідковий
	центр верстатний, що обертається
	круг шліфувальний 24А 40Н СМ2 1 К5
	скоба індикаторна С1 50
050 Залізнення	установка для електролітичного витирання
	розчин гальванічний
	пристосування спеціальне
	штангенциркуль ШЦЦ-1-125-0,1
055 Шліфувальна	верстат круглошліфувальний моделі 3У142396116
	патрон повідковий
	центр верстатний, що обертається
	круг шліфувальний 15А 40Н СТ1 6 К1
	скоба індикаторна С1 50
060 Шліфувальна	верстат круглошліфувальний моделі 3У142396116
	патрон повідковий
	центр верстатний, що обертається
	круг шліфувальний 24А 25Н СМ2 4 К1
	скоба індикаторна С1 50

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Створення кінцево-елементної сітки для основної конструкції трубопровідної системи

Для аналізу впливу втрат у трубопроводах на ефективність функціонування системи охолодження двигуна автомобіля (див. Рис. 3.1) необхідно здійснити розрахунок і оцінку процесів тепломасопереносу робочого середовища з урахуванням наявних гідравлічних опорів.

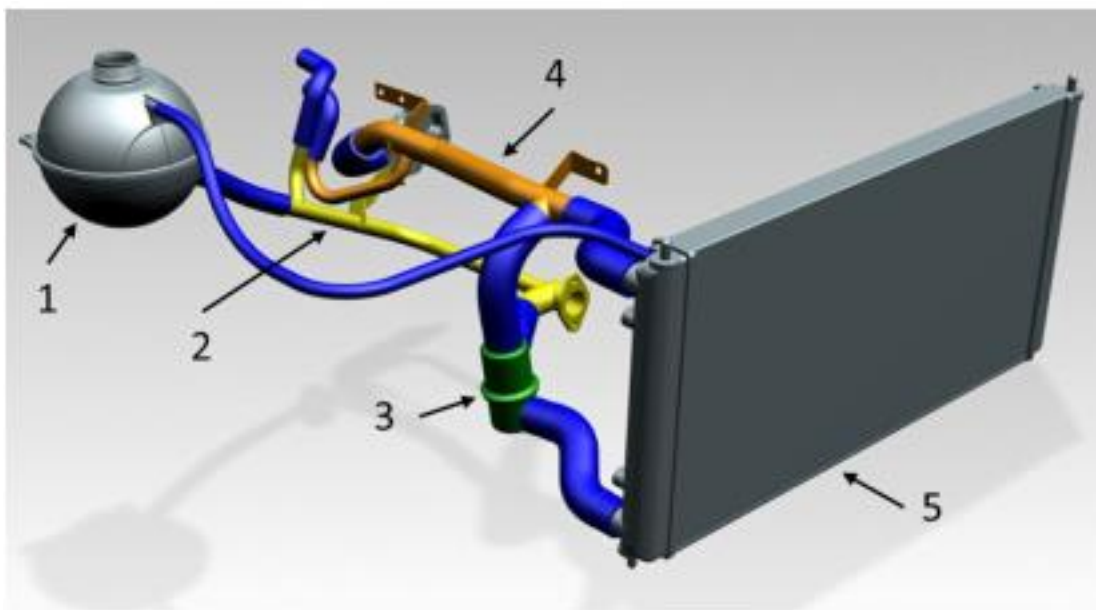


Рис. 3.1. Система охолодження двигуна

На рисунку 3.1. за допомогою числових позначень відмічено такі елементи: 1 – бачок розширення системи охолодження, 2 – підвідна труба для водяного насоса, 3 – термостат, 4 – відвідна труба охолоджувальної системи, 5 – радіатор системи охолодження двигуна.

Процес створення сітки кінцевих елементів (КЕ) для моделі можна умовно поділити на три основні етапи:

1 – Формування розрахункової моделі на основі конструктивного збирання трубопроводів.

2 – Вибір відповідного типу та розмірів кінцевих елементів.

3 – Створення сітки КЕ для внутрішнього об'єму рідини та стінок трубопроводу.

3.2 Формування розрахункової моделі на базі конструкції трубопроводів

З метою визначення оптимальних умов потоку рідини та тепловіддачі розглядатимемо лише окремих елемент трубопровідної системи - підвідну трубу водяного насоса (Рис. 3.2), оскільки в цьому елементі з'єднуються всі контури системи охолодження.

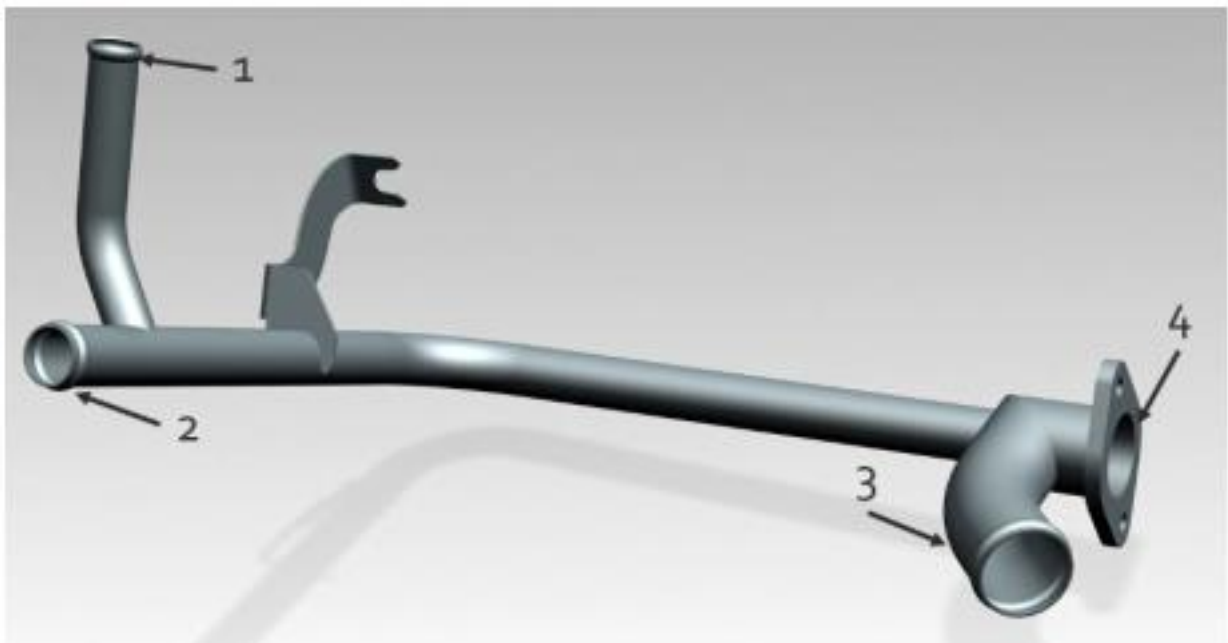


Рис. 3.2. Підвідна труба водяного насоса в повністю зібраному стані.

Позначення виходів труби: 1 – відвідний патрубок, що з'єднаний з радіатором обігрівача салону, 2 – точка приєднання до розширювального бачка, 3 – вхід охолоджувальної рідини з термостата, 4 – вихід, що веде до водяного насоса.

Оскільки у виході 2 потік рідини фактично відсутній, і він виконує лише функцію підтримання постійного тиску та заповнення системи робочою рідиною, а вихід 1 має незначний вплив на загальну роботу системи через малий обсяг рідини, що проходить через цей контур, та низький рівень тепловіддачі у навколишнє середовище, дану частину труби можна не враховувати в розрахунках для спрощення моделі. Проте труба в цих місцях

виступає в основний трубопровід, додаючи додатковий опір, тому повністю видалити її не можна. Для спрощення побудови КЕ-сітки також усуваємо обтиск труби, оскільки для моделювання цієї зони знадобляться кінцеві елементи малого розміру, що призведе до збільшення кількості КЕ та часу на обчислення.

Фланець труби також виключається з моделі, оскільки він не має впливу на режими потоку рідини.

Таким чином, для розрахунків формується спрощена модель підвідної труби водяного насоса (див. рис. 3.3).

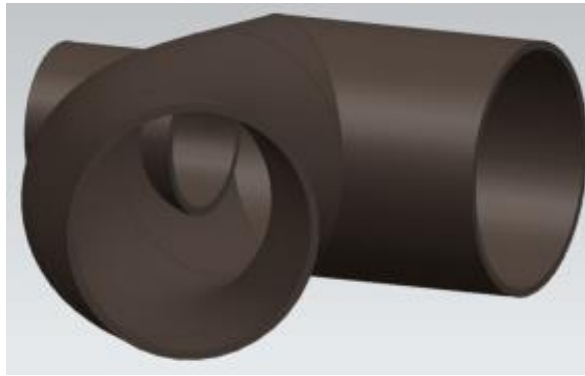


Рис. 3.3. Спрощена модель підвідної труби водяного насоса.

На цьому рисунку також можна побачити ділянку труби, яка виступає всередину основного потоку.

Для виконання розрахунків внутрішній об'єм труби заповнюється охолоджувальною рідиною (рис. 3.4), яка слугуватиме робочим середовищем системи охолодження. Саме ця рідинна фаза (рис. 3.5) буде використовуватися в подальших розрахунках.

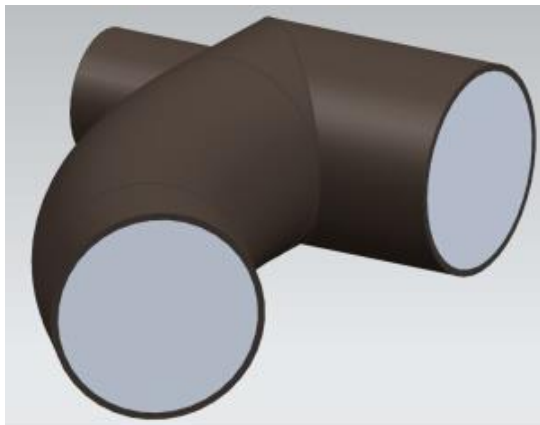


Рис. 3.4. Розрахункова схема спрощеної моделі з заповненим об'ємом охолоджувальної рідини.

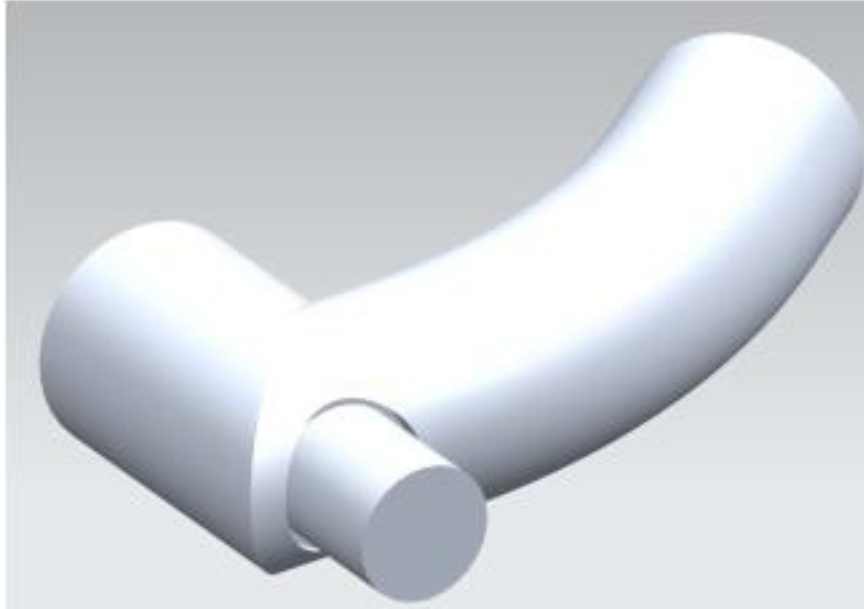


Рис. 3.5. Об'єм рідини.

На основі об'єму труби формуються середні площини, які будуть застосовані в подальших розрахунках як альтернатива твердотільній моделі (рис. 3.6).

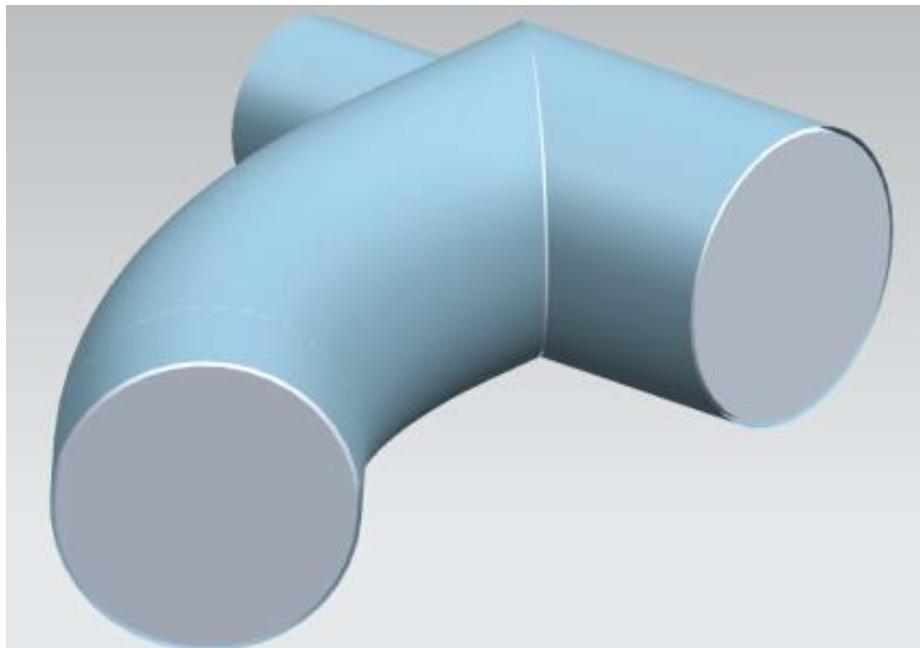


Рис. 3.6. Серединні поверхні листової частини труби.

Перед початком створення КЕ-моделі проводиться підготовка 2D елементів для подальшого розрахунку, що включає усунення зазорів між поверхнями та об'єднання площин, які належать до одного тіла.

Спочатку подовжуємо другу секцію підвідної труби, а після цього, обрізаючи її поверхню на рівні першої секції, усуваємо зазор між двома частинами підвідної труби (рис. 3.7).

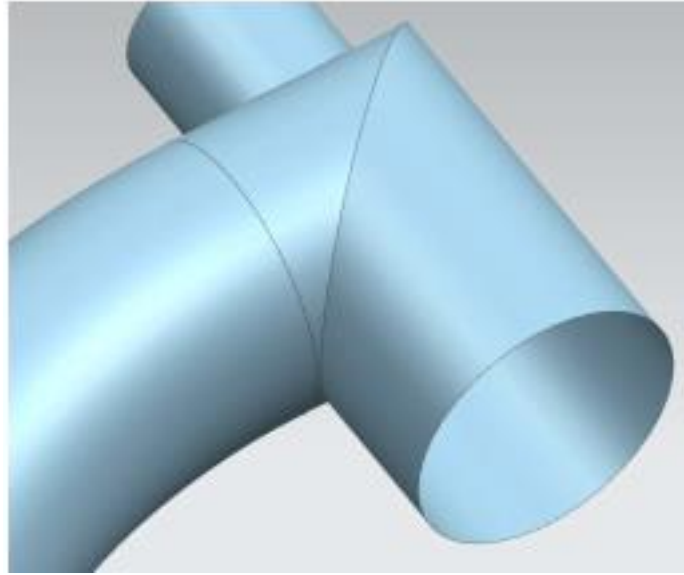


Рис. 3.7. Ліквідація зазору в підвідній трубі.

Далі, подовжуючи ту саму секцію підвідної труби та обрізаючи її відповідно до поверхні заправочної труби, ліквідуємо зазор між ними (рис. 3.8).

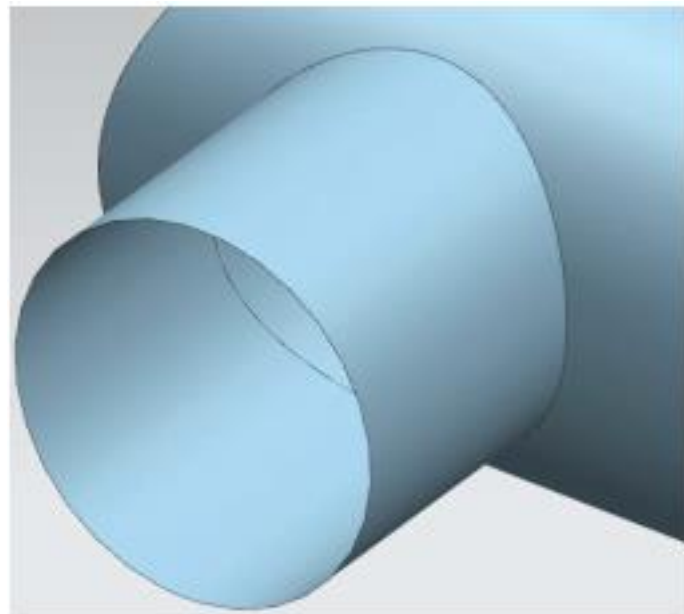


Рис. 3.8. Ліквідація зазору між підвідною та заправочною трубами.

Після цього, використовуючи отриману грань підвідної труби, обрізаємо поверхню заправочної труби, зберігаючи результат як нову поверхню, і

повторюємо аналогічні кроки для другої частини заправочної труби (рис. 3.9). У результаті заправочна труба розділяється на дві частини, що дає змогу при побудові 2D KE-сітки забезпечити точне узгодження вузлів цих труб по спільній грані, підвищуючи точність розрахунків.

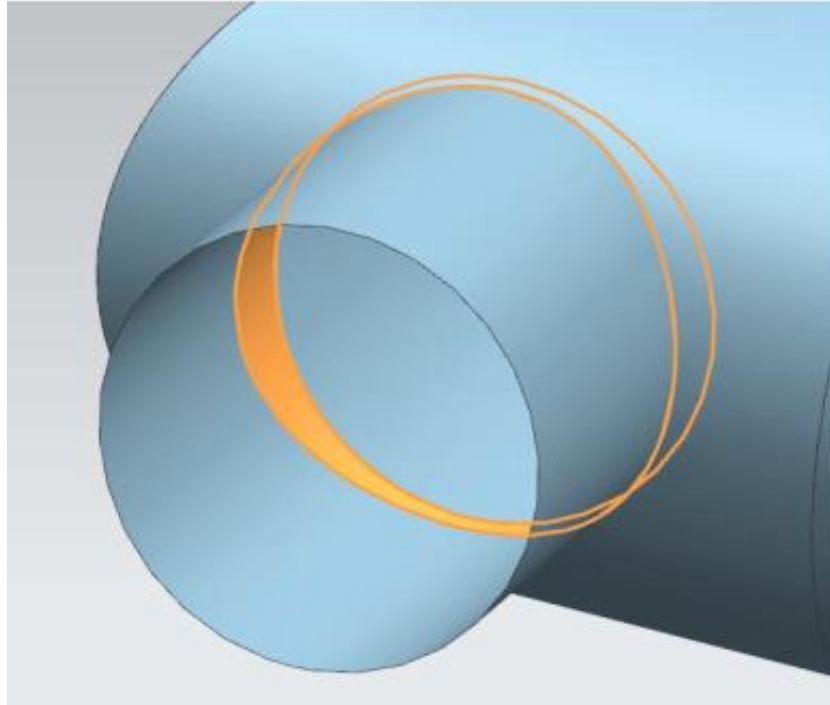


Рис. 3.9. Заправочна труба, поділена на дві секції.

На завершальному етапі підготовки до створення KE-моделі об'єднуємо обидві частини підвідної труби.

3.3 Вибір типу та розмірів кінцевих елементів

Тип елемента обрано як CTETRA(4), оскільки він забезпечує високий рівень точності розрахунків завдяки щільному зв'язку між усіма вузлами елемента. Додатково цей тип KE дозволяє якісно відтворити криволінійні форми, що особливо актуально для відображення радіусних ділянок. Розмір елемента прийнятий 1 мм, оскільки збільшення розміру елемента в зоні стикування двох труб основного рідинного контуру (позначено цифрою 1 на рисунку) призводить до значного подовження сторін трикутників у елементах, утворюючи гострокутні трикутники, що спричиняє збільшення кількості помилок і знижує точність розрахунку.

3.4 Побудова КЕ-сітки для внутрішнього об'єму рідини та стінок трубопроводу

Формуємо fem-файл для створення нової кінцево-елементної моделі та генеруємо сітку кінцевих елементів. На основі геометрії рідинного об'єму отримуємо КЕ-сітку, як представлено на рисунку 3.10.

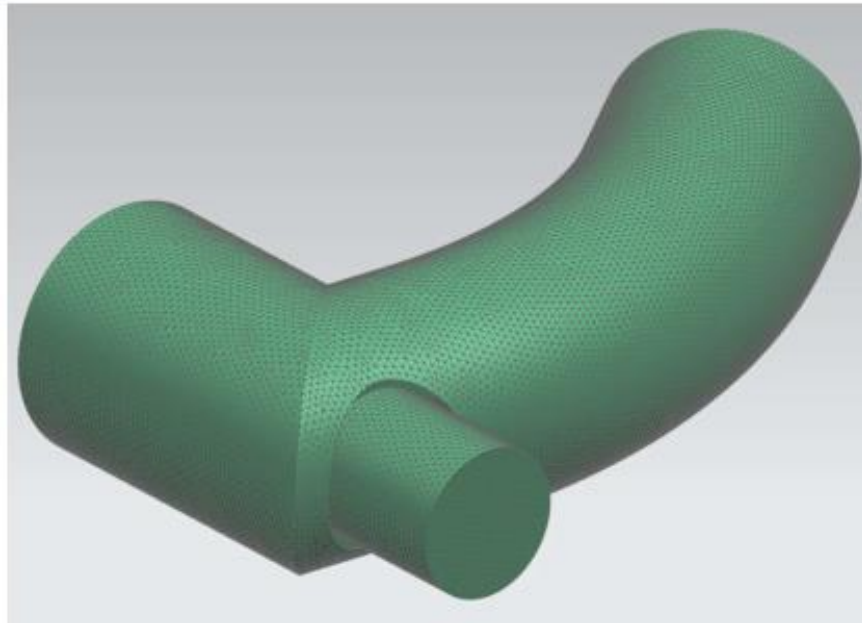


Рис. 3.10. Кінцево-елементна сітка для об'єму охолоджувальної рідини.

Для проведення розрахунків обираємо матеріал охолоджувальної рідини зі стандартної бібліотеки NX – розчин етиленгліколю (рис. 3.11). Це обумовлено тим, що антифриз являє собою розчин етиленгліколю з додатковими домішками, і його основні характеристики, доступні у відкритих джерелах, відповідають параметрам цього стандартного матеріалу. Властивості обраного матеріалу наведені в таблиці 3.1. [12]

Переходимо до етапу побудови 2D КЕ-сітки для поверхонь труб.

На початку встановлюємо обмеження на узгодженість граничних вузлів КЕ-сіток різних поверхонь (див. рис. 3.12, 3.13, 3.14). Після виконання цієї підготовчої роботи створюємо три окремі КЕ-сітки: для поверхні підвідної труби водяного насоса, для внутрішньої поверхні заправочної труби та для її зовнішньої поверхні (рис. 3.15).

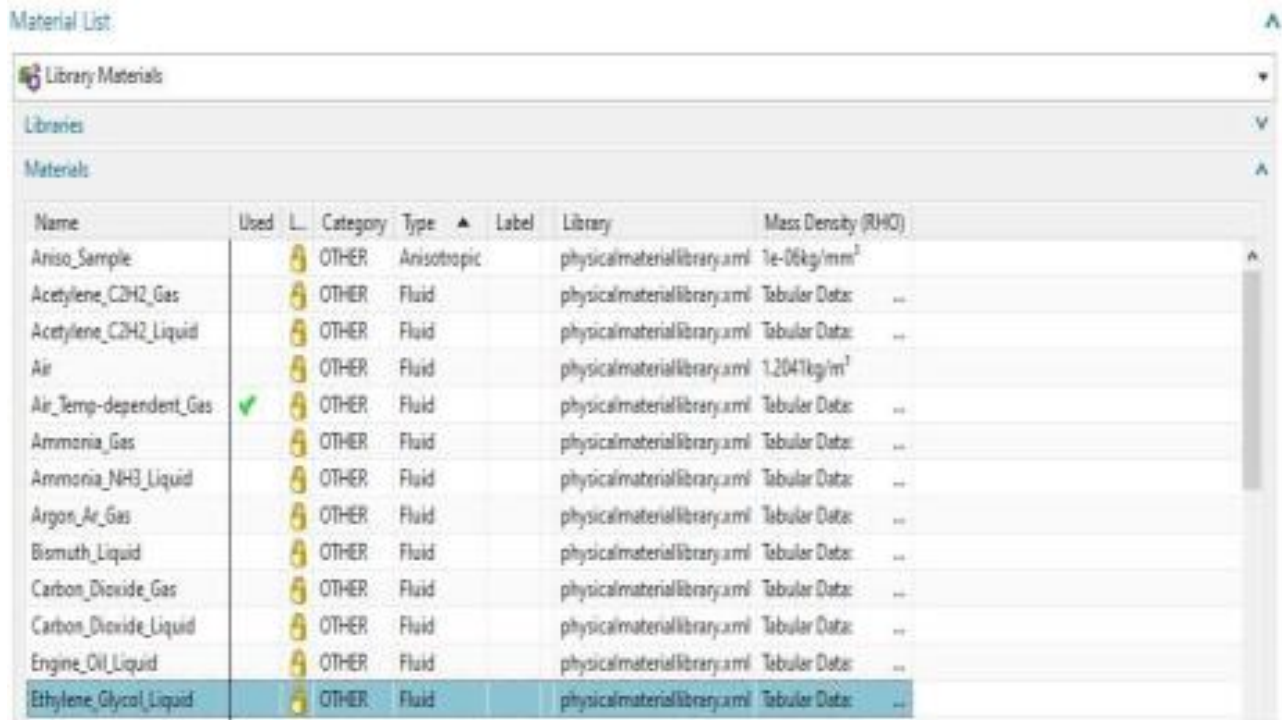


Рис. 3.11. Вибір матеріалу охолоджувальної рідини.

Таблиця 3.1. Властивості матеріалу.

Етиленгліколь (рідина)				
Коефіцієнт теплового розширення: $0.00065\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$			Молярна маса: 0.06208 кг	
Температура ($^{\circ}\text{C}$)	Густина ($\text{кг}/\text{мм}^3$)	Теплопровідність ($\text{мкВт}/(\text{мм}\cdot^{\circ}\text{C})$)	Питома теплоємність ($\text{мкДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$)	Динамічна в'язкість ($\text{кг}/(\text{мм}\cdot\text{с})$)
0	$1.13075\cdot 10^{-6}$	242	2290000000	$6.51\cdot 10^{-5}$
20	$1.11665\cdot 10^{-6}$	249	2380000000	$2.14\cdot 10^{-5}$
40	$1.10143\cdot 10^{-6}$	256	2470000000	$9.57\cdot 10^{-6}$
60	$1.08766\cdot 10^{-6}$	260	2560000000	$5.17\cdot 10^{-6}$
80	$1.07756\cdot 10^{-6}$	261	2650000000	$3.21\cdot 10^{-6}$
100	$1.0585\cdot 10^{-6}$	263	2740000000	$2.15\cdot 10^{-6}$

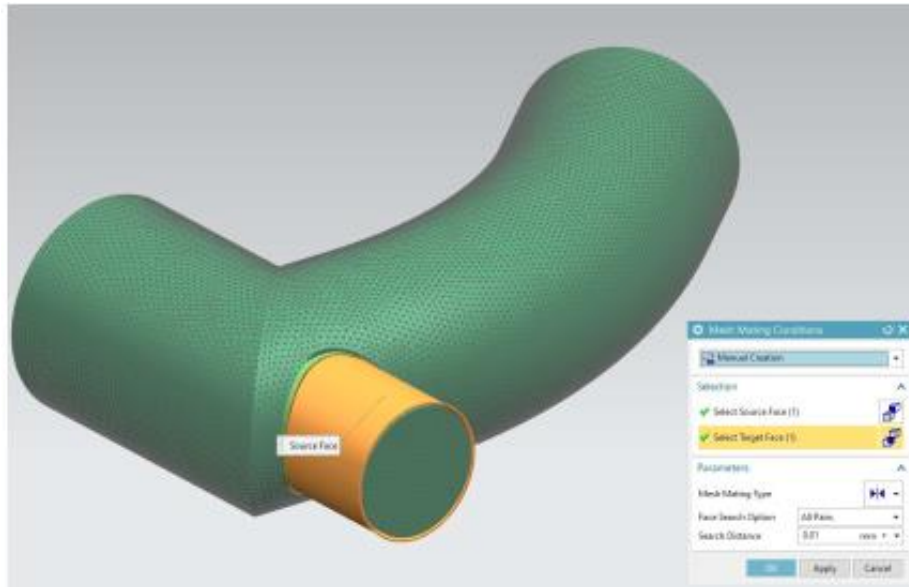


Рис. 3.12. Вирівнювання КЕ-сіток частин заправочної труби.

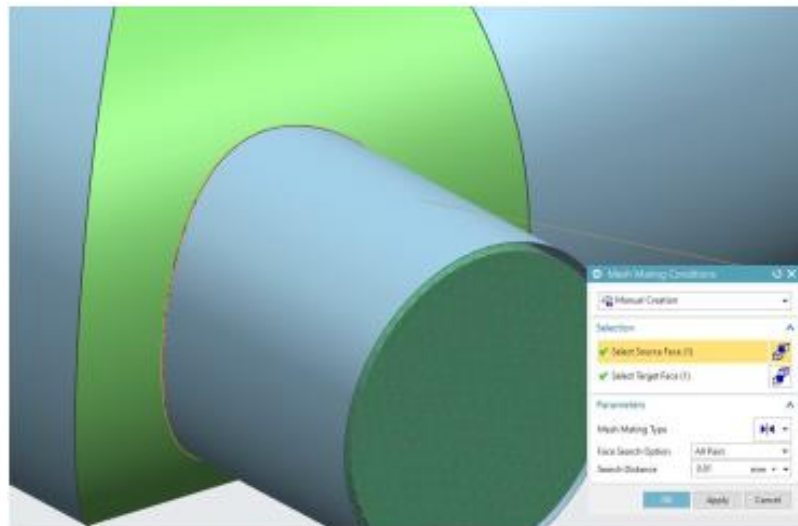


Рис. 3.13. Вирівнювання КЕ-сіток між підвідною трубою та внутрішньою поверхнею заправочної труби.

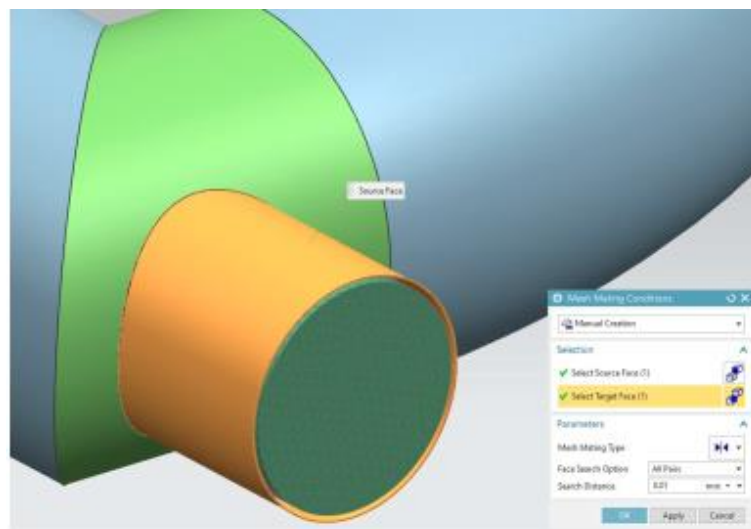


Рис. 3.14. Вирівнювання КЕ-сіток між підвідною трубою та зовнішньою поверхнею заправочної труби.

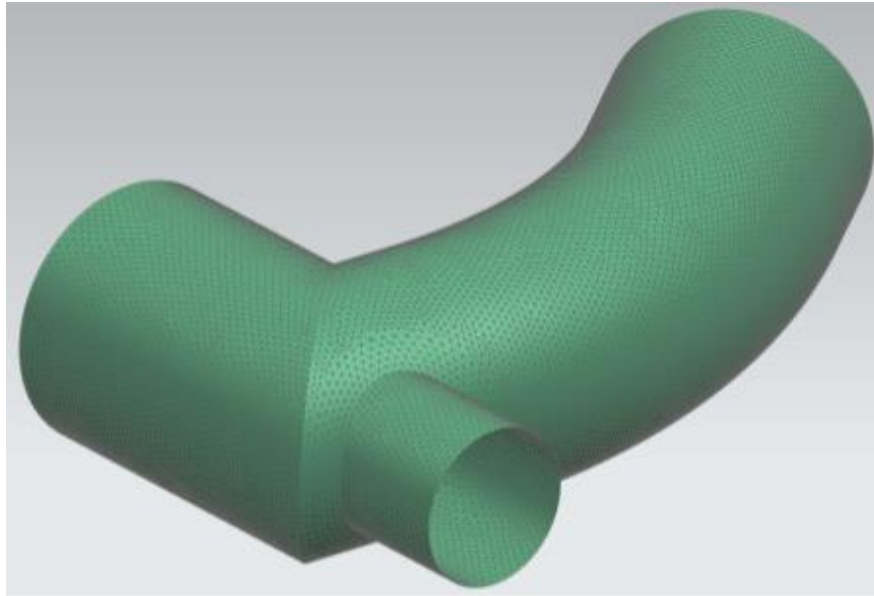


Рис. 3.15. 2D KE-сітки труб у системі охолодження.

У цьому процесі KE-сітки двох частин заправочної труби об'єднуємо в одному колекторі сіток, адже обидві частини належать до єдиного цілого (рис. 3.16).

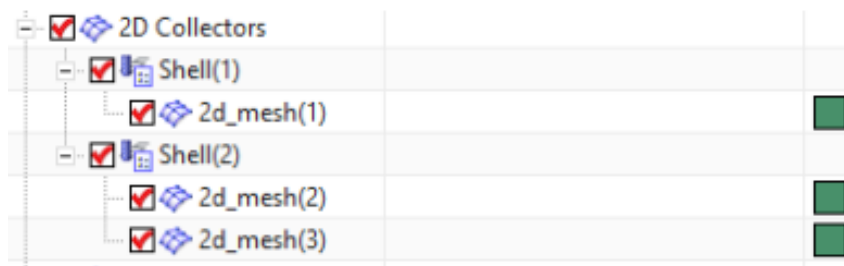


Рис. 3.16. Розташування KE-сіток

Потім встановлюємо матеріал та його товщину для труб (рис. 3.17).

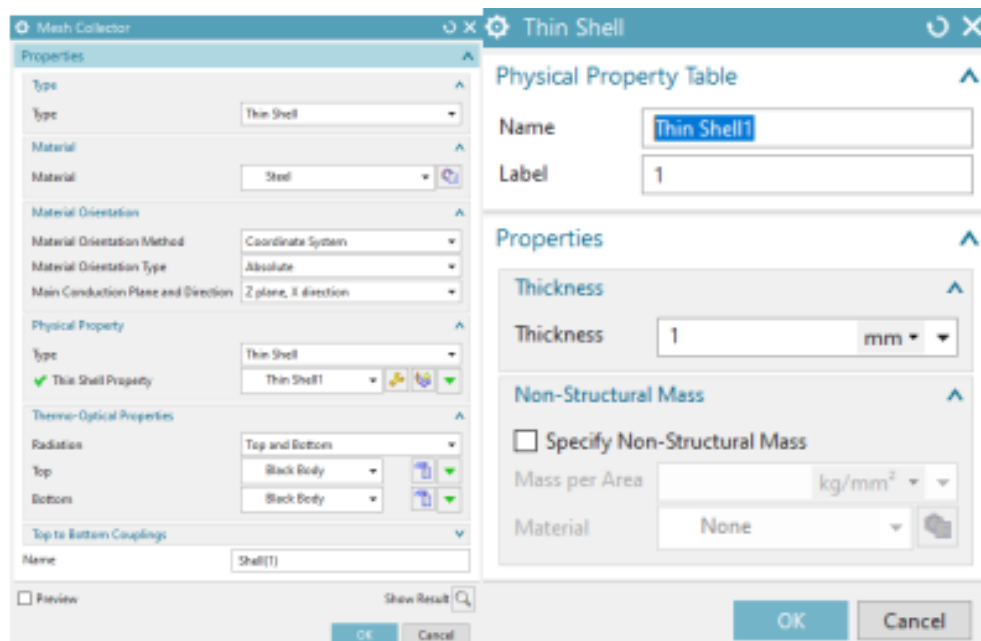


Рис. 3.17. Призначення матеріалу та визначення товщини деталі.

Матеріал обирається зі стандартної бібліотеки NX – Steel, оскільки його характеристики максимально відповідають властивостям сталі 08пс, що застосовується для виготовлення обох труб. Ці параметри також задаються для всіх створених 2D KE-сіток. [20]

3.5 Розробка гідравлічної моделі руху рідини в системі охолодження трубопроводу з урахуванням теплообміну

Для опису процесів тепломасообміну з точки зору механіки суцільних середовищ використовуються рівняння Нав'є-Стокса, що являють собою систему нелінійних диференціальних рівнянь з частковими похідними. У випадку неізотермічної течії нестисливої рідини в декартовій системі координат ця система містить три рівняння: нерозривності (3.1), рівняння руху (3.2) та рівняння енергії (3.3).

$$\nabla \cdot U = 0, \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + (U \cdot \nabla)U = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nu \Delta U, \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + (U \cdot \nabla)T = a \Delta T + \frac{q_v}{\rho c_p}, \quad (3.3)$$

Система рівнянь Нав'є-Стокса, у своєму загальному вигляді, охоплює не тільки базові рівняння, але й рівняння дифузійних процесів та хімічних реакцій, які можуть відбуватися у середовищі потоку. Попри це, ці рівняння здатні до розв'язання у повному обсязі лише в окремих випадках за наявності певних спрощень, оскільки універсального аналітичного розв'язку для цієї системи на сьогодні ще не існує. Натомість, сучасні чисельні методи дозволяють ефективно вирішувати такі рівняння; серед основних підходів виокремлюють метод кінцевих різниць, метод кінцевих об'ємів та метод кінцевих елементів.

У галузі інженерного аналізу найбільшого поширення набув метод кінцевих елементів, який також використовується для розрахунків у програмному забезпеченні Siemens NX Simcenter. Цей метод дозволяє наближено вирішувати варіаційні задачі, які ставляться перед інженерами. Для кращого розуміння суті варіаційної задачі згадаємо поняття функціонала: оператор $I[f(x)]$ прийнято називати функціоналом, якщо на заданій множині функцій кожній функції $f(x)$ приписується певне числове значення $I[f(x)]$. Зазвичай функціонали подаються у вигляді інтегралів. Варіаційна задача полягає у знаходженні функції $f(x)$, яка забезпечує мінімальне значення функціонала $I[f(x)]$. Конкретний вигляд функціонала змінюється в залежності від типу задачі та добирається індивідуально для кожного випадку.

Вибір моделі потоку рідини здійснюється на основі значення числа Рейнольдса (Re), яке є безрозмірною величиною, що визначає співвідношення між інерційними силами і силами в'язкого тертя у в'язких середовищах, таких як рідини та гази. Це число дозволяє класифікувати тип потоку рідини в трубопроводі.

Розрізняють три основні режими потоку рідини:

ламінальний,
перехідний,
турбулентний.

Перемикання між цими режимами залежить від критичного значення числа Рейнольдса ($Re_{кр}$). Для труб з круглим перерізом, як у нашому прикладі, використовуються характерні значення $Re_{кр}$, представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Режим потоку рідини в залежності від Re .

Характер протікання рідини	$Re_{кр}$
ламінальний	<2300
перехідний	$2300 \dots 10000$
турбулентний	>10000

Число Рейнольдса розраховується за формулою, яка враховує об'ємну витрату рідини, внутрішній діаметр труби та кінематичну в'язкість охолоджувальної рідини.

$$Re = \frac{QD}{\nu A} = \frac{4QD}{\nu \pi D^2} = \frac{4Q}{\nu \pi D}, \quad (3.4)$$

У нашому випадку об'ємна витрата через трубу становить 4860 л/год (або 4,86 м³/год), а внутрішній діаметр труби – 30 мм (або 0,3 м). Відповідно до стандарту «Охолоджувальна рідина низькозамерзаюча», кінематична в'язкість рідини при температурі 80°C дорівнює $1,3 \times 10^{-6}$ м²/с [11].

Таким чином, для заданих параметрів отримаємо значення $Re = 44077$, що свідчить про турбулентний режим потоку.

Щоб створити файл для симуляції, обираємо розв'язувач Thermal/Flow NX Advanced Simulation (рис. 3.18), який дає можливість моделювати режими течії рідини з урахуванням процесів тепло- та масообміну.

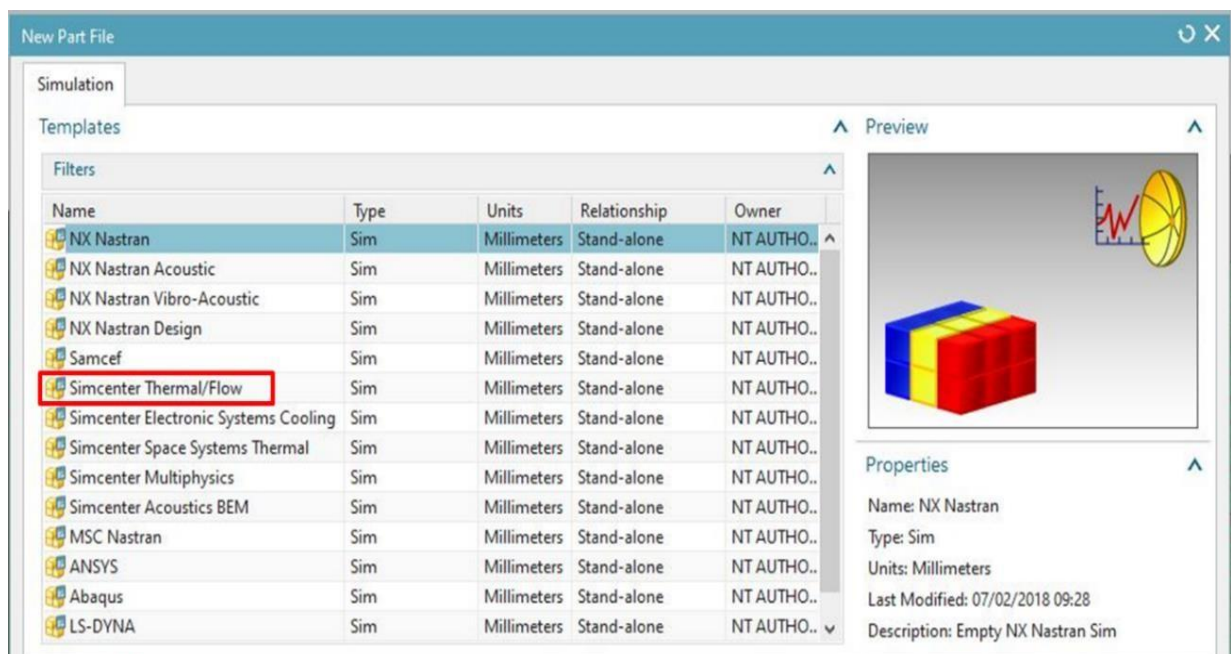


Рис. 3.18. Процес створення нової симуляції.

У параметрах розв'язувача обираємо модель турбулентності k-epsilon (рис. 3.19), яка вважається одним із найефективніших підходів для моделювання турбулентних прикордонних шарів. Розрахунковий час

встановлюється на 40 хвилин, що відповідає періоду тестування автомобіля на витривалість при високих температурах.

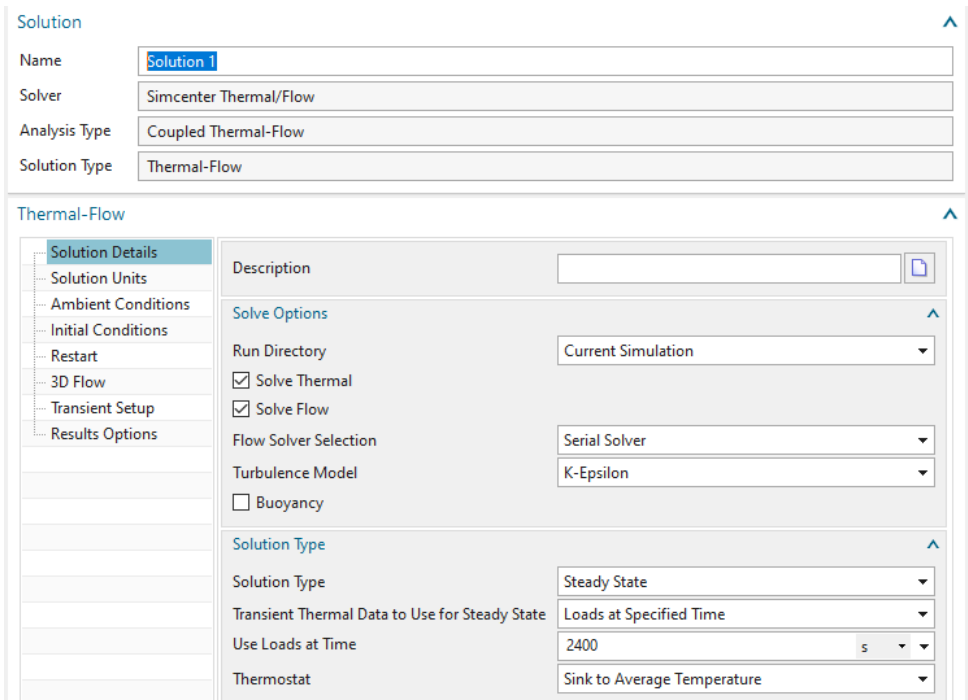


Рис. 3.19. Налаштування моделі турбулентності.

3.6 Встановлення граничних умов

На наступному етапі задаємо вхідні та вихідні потоки рідини в трубопроводі. Вихідний потік у бік термостата налаштовуємо на рівні 4860 л/год, що відповідає об’ємній продуктивності водяного насоса при частоті обертання двигуна 4500 об/хв (рис. 3.20).

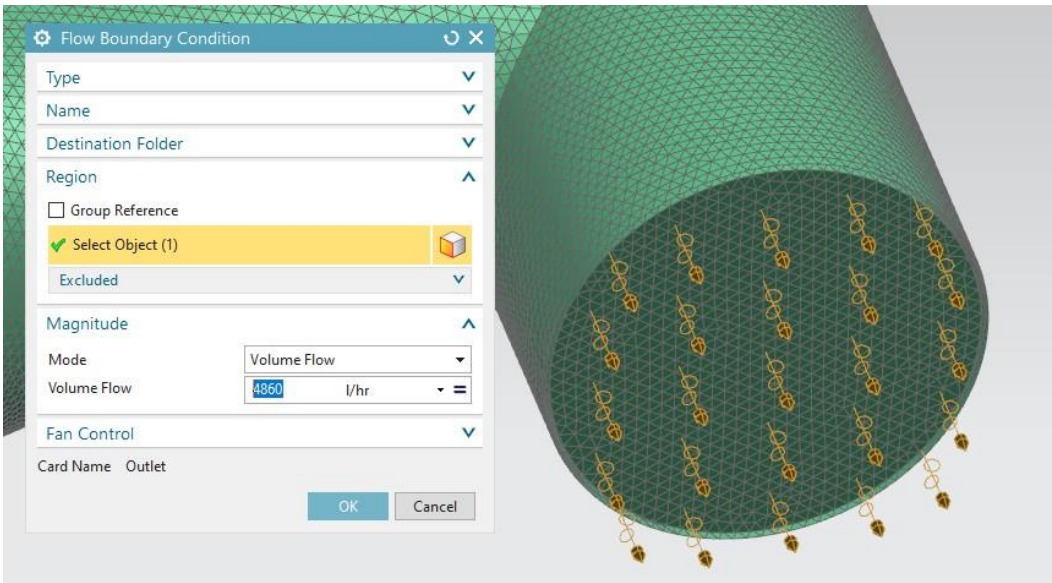


Рис. 3.20. Потік, що виходить до водяного насоса.

Другою граничною умовою є вхідний потік, що надходить від термостата з боку великого та малого кола циркуляції охолоджувальної рідини. У цьому випадку об'ємну витрату залишаємо невизначеною, встановлюючи для межі потоку тип «відкритий». На вхід подається тиск 0,13 МПа (це значення контролюється клапаном у кришці розширювального бачка і має значення $0,13 \pm 0,02$ МПа), а температура потоку налаштована на 81°C (рис. 3.21).

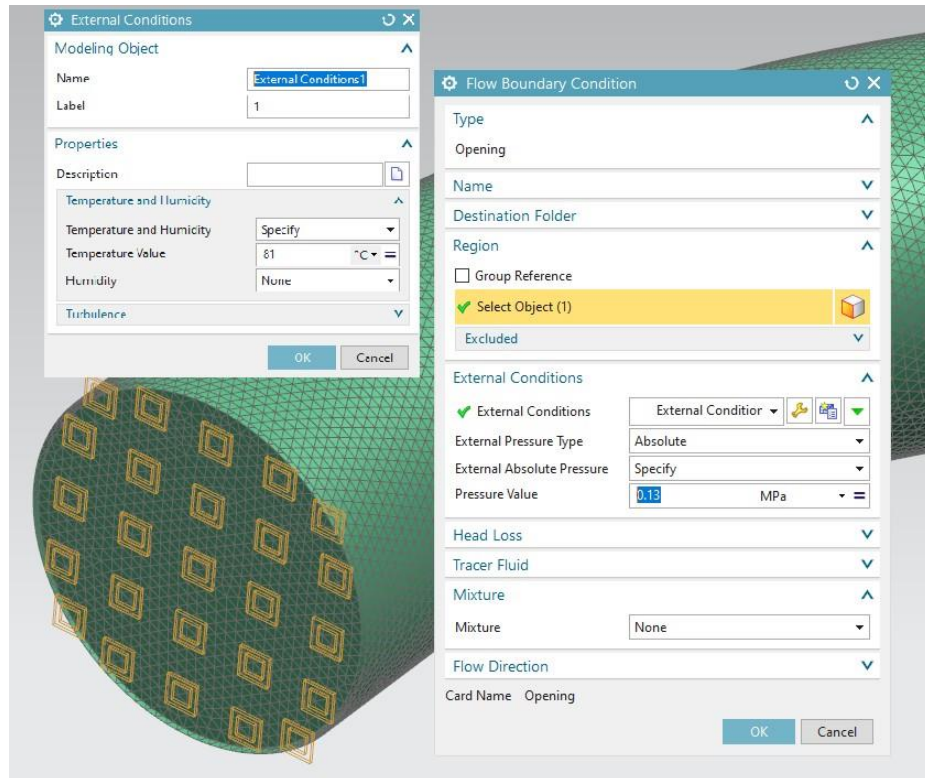


Рис. 3.21. Потік, що надходить зі сторони термостата.

Третьою граничною умовою є вхідний потік, який надходить від розширювального бачка та радіатора опалення. У цьому випадку об'ємну витрату також не визначаємо, залишаючи тип межі потоку як «відкритий». На вхідному потоці встановлюється тиск 0,13 МПа, а температура задається на рівні 86°C (рис. 3.22).

Після налаштування меж потоку створюємо геометричні регіони на основі поверхонь цих меж і трубопроводів системи охолодження для встановлення умов теплообміну між робочим середовищем системи охолодження і стінками труб. Перший регіон – це поверхня труби, що подає рідину до водяного насоса, діаметром 32 мм (рис. 3.23). Цей регіон

забезпечуватиме теплообмін із охолоджувальною рідиною з внутрішньої сторони труби.

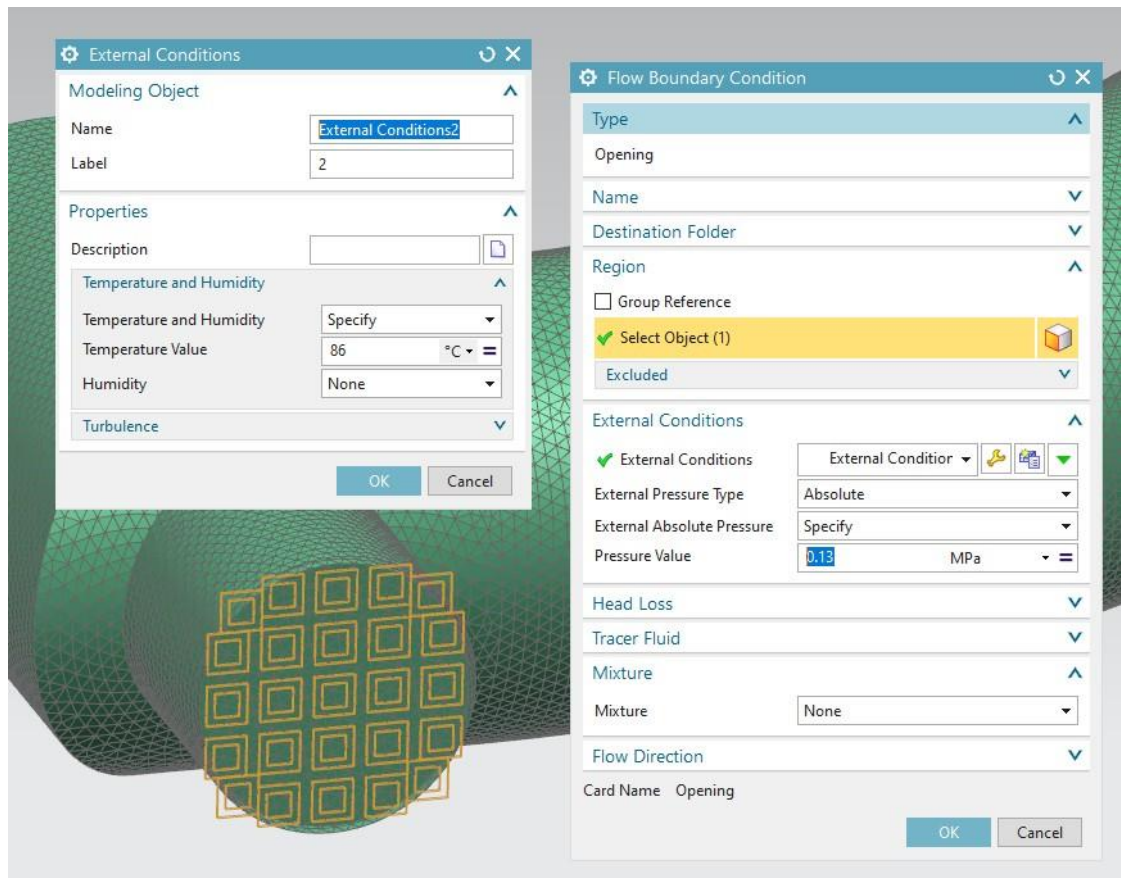


Рис. 3.22. Потік, що надходить від розширювального бачка та радіатора обігрівача.

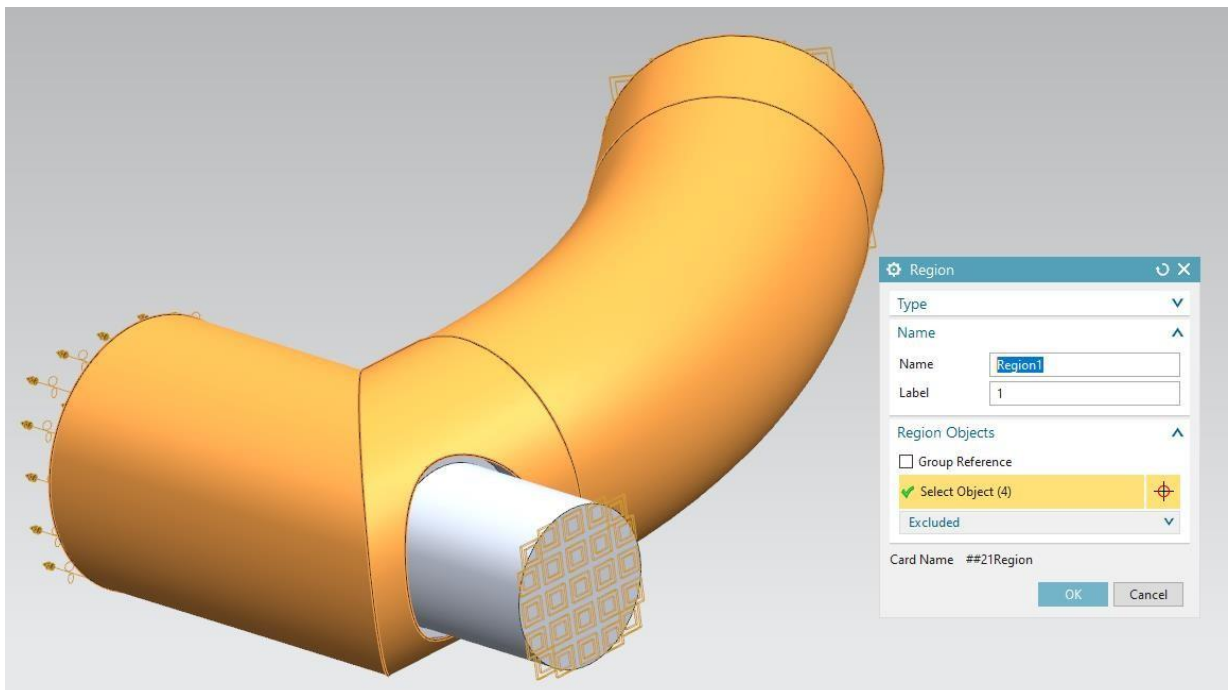


Рис. 3.23. Геометричний перший регіон.

Другий регіон охоплює частину поверхні труби охолоджувальної системи, що виступає у внутрішню область підвідної труби водяного насоса (рис. 3.24). Цей регіон створений для забезпечення теплообміну з охолоджувальною рідиною, яка наповнює підвідну трубу насоса, з її зовнішньої сторони.

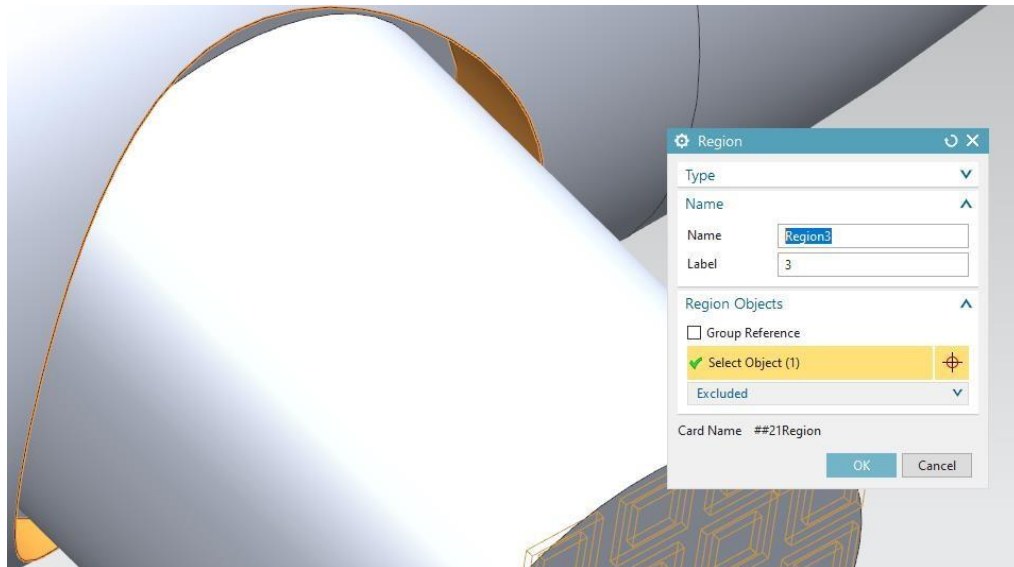


Рис. 3.24. Геометричний другий регіон.

Третій регіон представляє собою повну поверхню труби системи охолодження (рис. 3.25). Ця область призначена для взаємодії з охолоджувальною рідиною, що протікає всередині труби. [9]

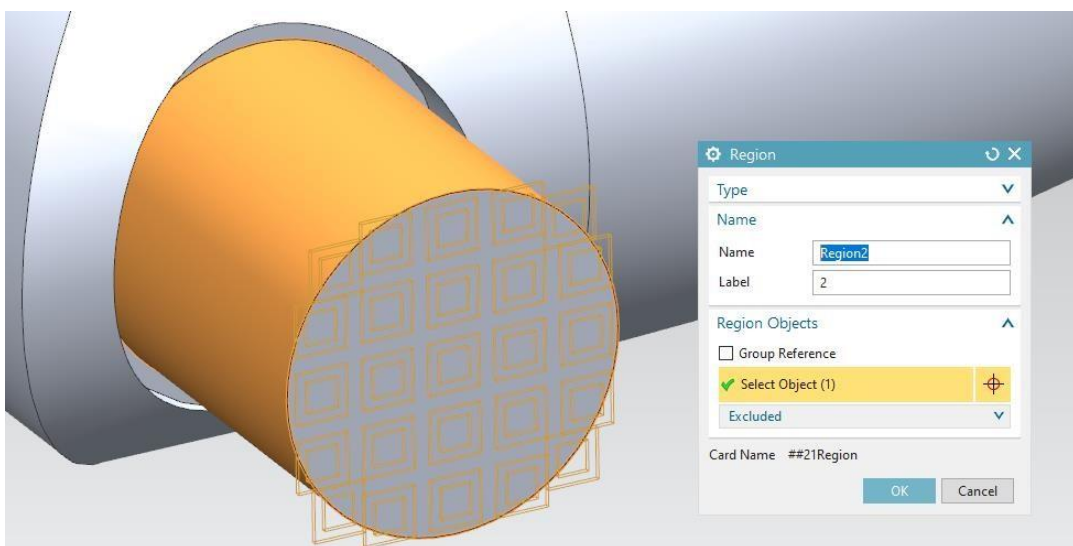


Рис. 3.25. Геометричний третій регіон

Після створення геометричних областей для труб переходимо до визначення регіонів, що стосуються охолоджувальної рідини.

Четвертий регіон – це поверхня робочого середовища системи охолодження, яка безпосередньо контактує із стінками підвідної труби системи охолодження (рис. 3.26).

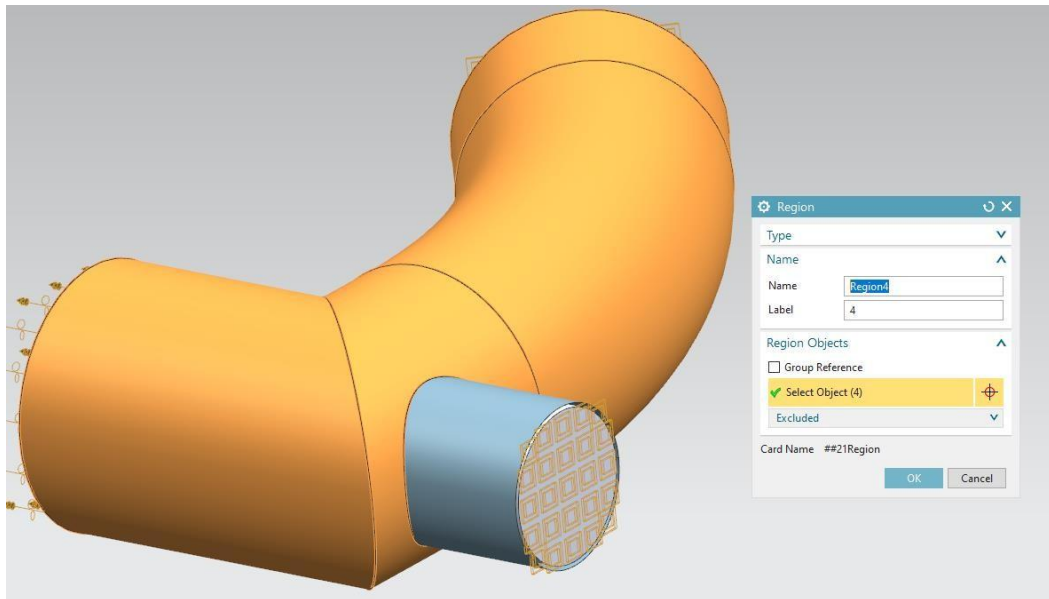


Рис. 3.26. Геометричний четвертий регіон.

П'ятий регіон – поверхня робочого середовища всередині підвідної труби водяного насоса, яка межує із заправною трубою системи охолодження (рис. 3.27).

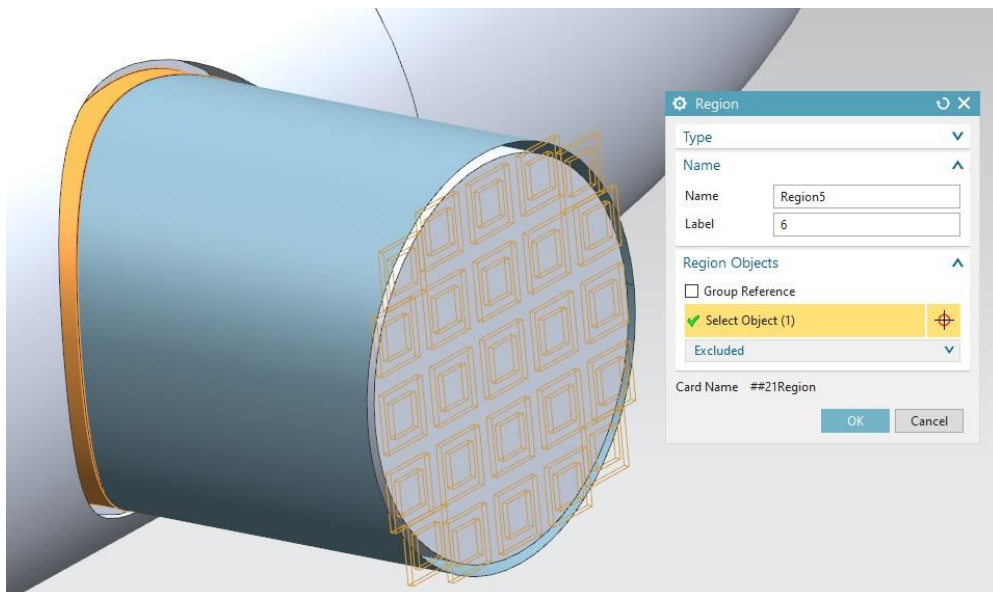


Рис. 3.27. Геометричний п'ятий регіон

Шостий регіон геометрії визначає поверхню робочого середовища системи охолодження, що знаходиться всередині труби заправної системи охолодження (рис. 3.28).

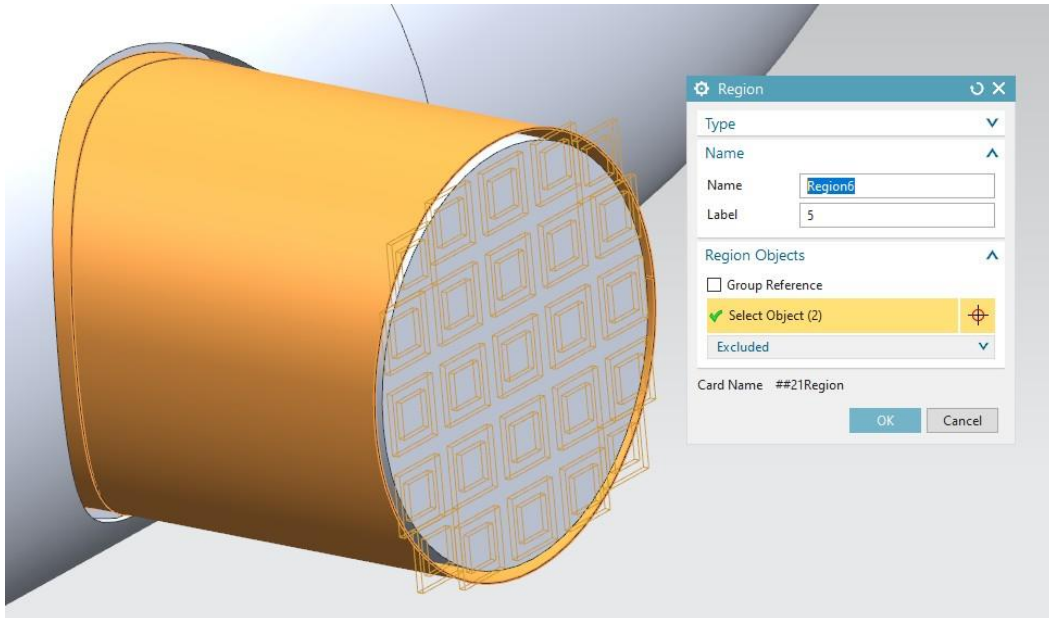


Рис. 3.28. Геометричний шостий регіон

Після формування регіонів встановлюємо контакт між їхніми поверхнями. Регіони 1 і 4, 2 і 5, а також 3 і 6 з'єднуємо попарно, визначаючи їхню взаємодію як процес теплообміну (конвекції). Для цього задаємо коефіцієнт теплопередачі, який, згідно з експериментальними даними досліджень Петренка, дорівнює $9000000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ (рис. 3.29, 3.30, 3.31).

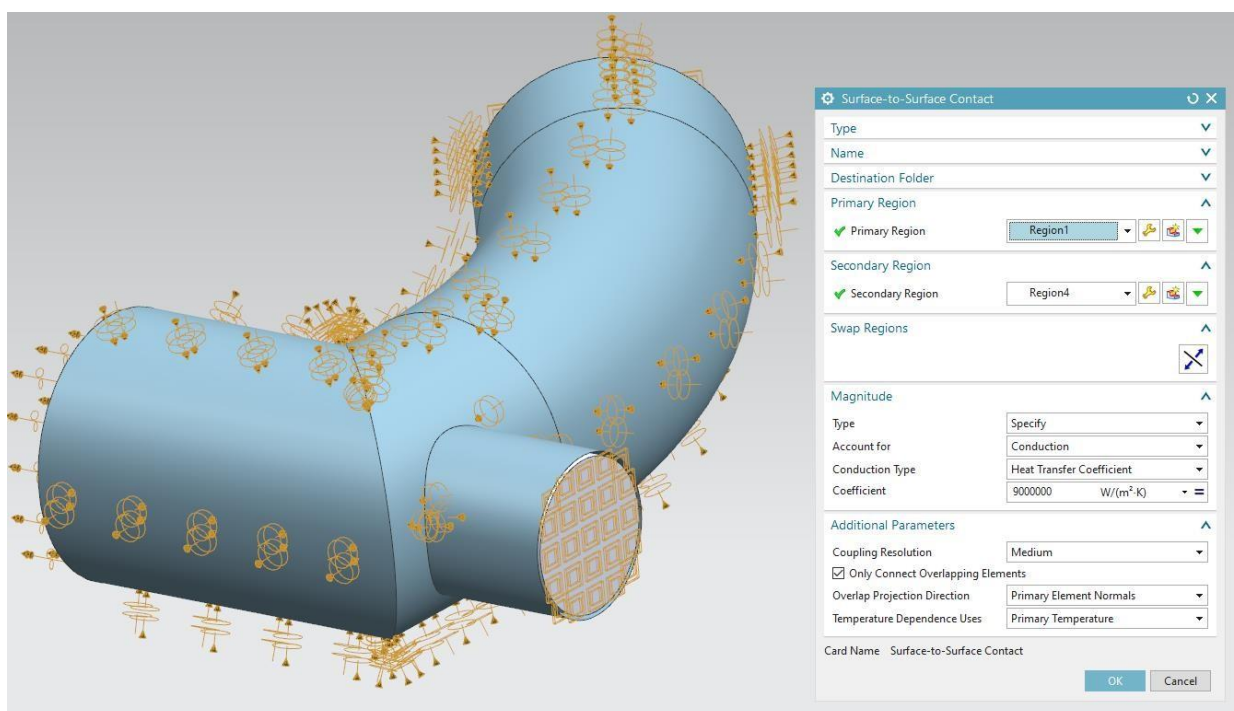


Рис. 3.29. Контакт першої пари поверхонь.

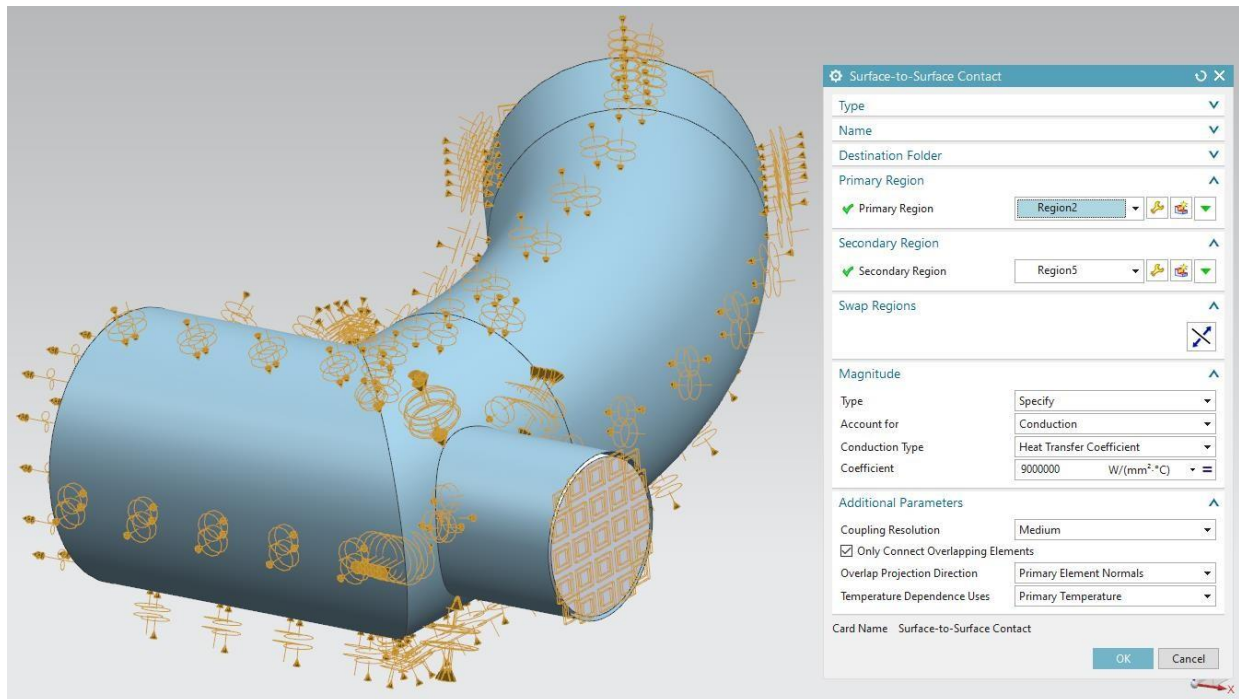


Рис. 3.30. Контакт другої пари поверхонь.

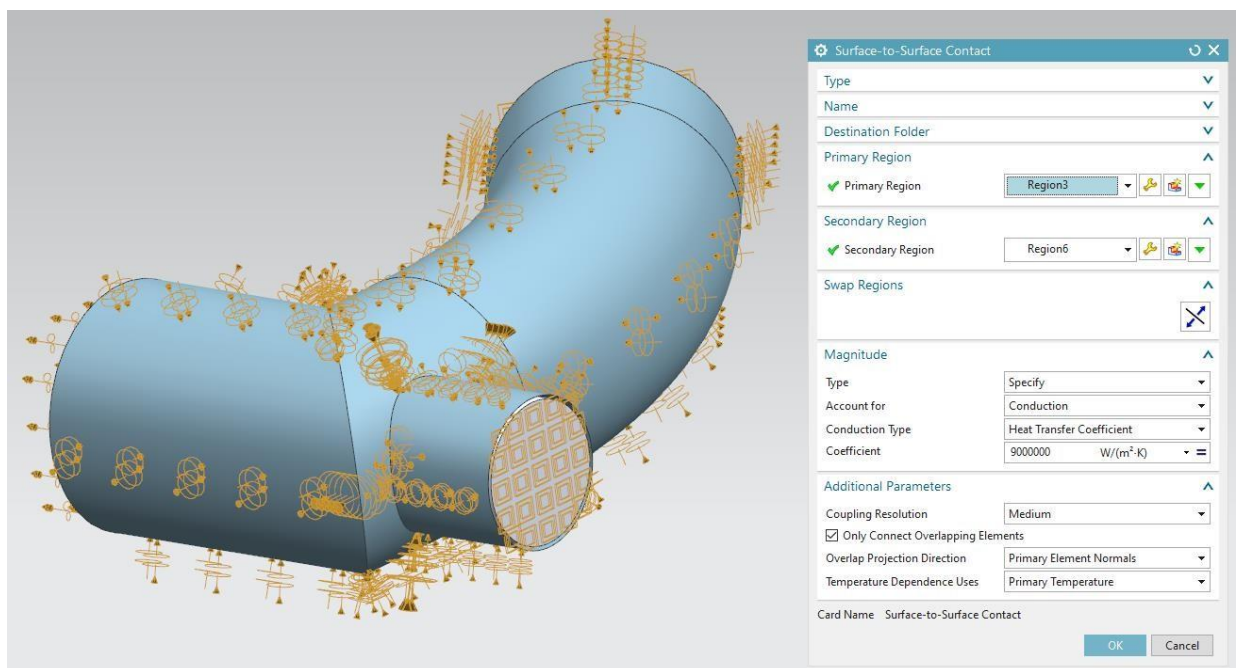


Рис. 3.31. Контакт третьої пари поверхонь.

Завершальним кроком у налаштуванні теплообміну для розрахункової моделі є впровадження теплообміну між поверхнею труби та навколишнім середовищем. Для цього обираємо режим природного теплообміну, застосовуючи його до зовнішньої поверхні підвідної труби водяного насоса та до частини поверхні заправної труби, яка не проходить у внутрішню частину підвідної труби. Матеріалом навколишнього середовища встановлюємо

повітря, задаючи його температуру на рівні 120°C, відповідно до даних вимірювань на прототипі (рис. 3.32).



Рис. 3.32. Налаштування параметрів теплообміну з навколишнім середовищем.

У результаті виконаних налаштувань ми отримали розрахункову модель для симуляції потоку охолоджувальної рідини всередині підвідної труби водяного насоса (рис. 3.33). Аналіз результатів цієї моделі буде представлений у наступних розділах.

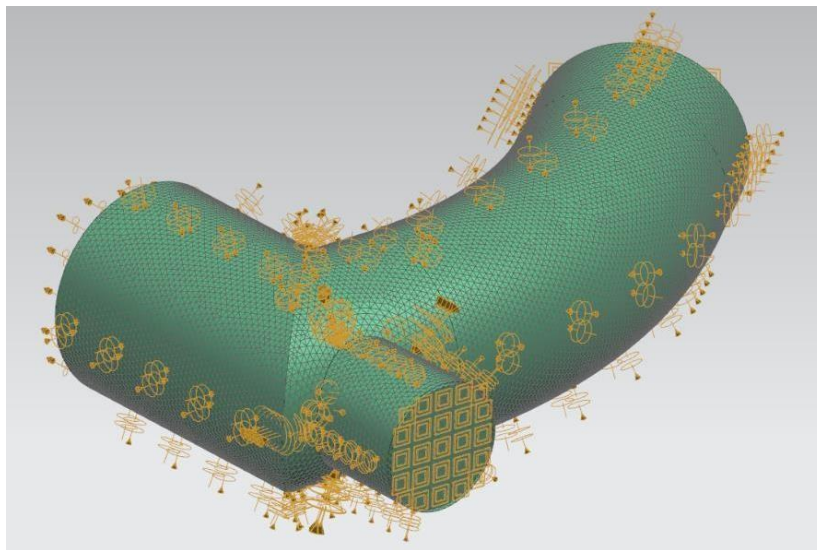


Рис. 3.33. Створена розрахункова модель.

3.7 Інженерний підхід до аналізу потоку рідини та теплообміну в трубопроводі системи охолодження

Виконаємо моделювання руху рідини з урахуванням теплових процесів, що відбуваються в системі.

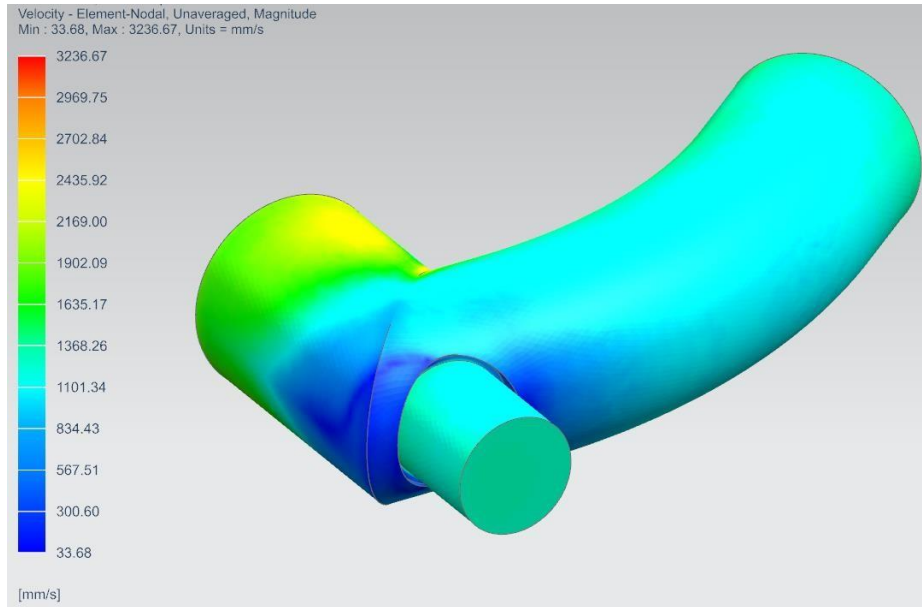


Рис. 3.34. Швидкісний розподіл потоку рідини

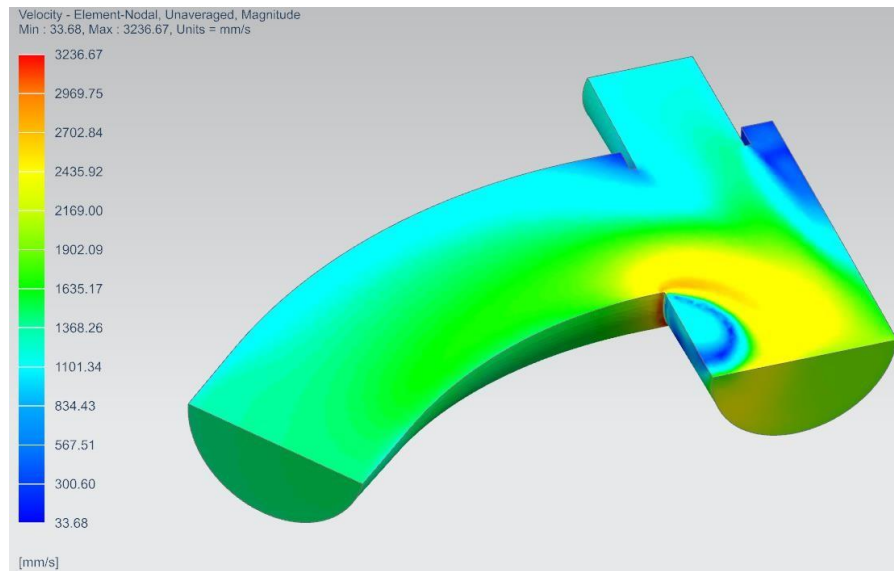


Рис. 3.35. Швидкісний розподіл потоку рідини

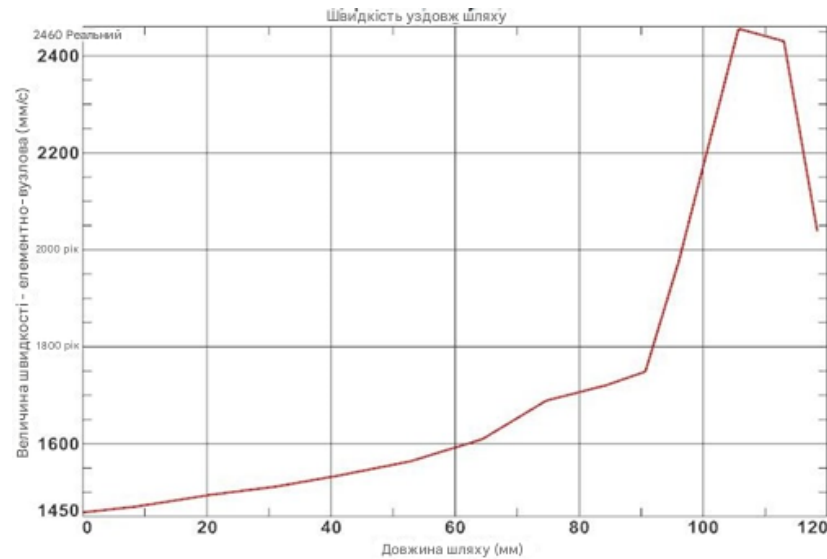


Рис. 3.36. Швидкісний розподіл потоку рідини вздовж прямої труби

Аналіз результатів моделювання (рис. 3.34, 3.35, 3.36) показує, що поворот потоку під прямим кутом, без застосування радіусної частини (яку неможливо реалізувати через технологічні обмеження), створює зони зниженої швидкості потоку. У цих ділянках рідина застоюється та виходить з активного процесу охолодження, що може негативно позначитися на загальній ефективності системи охолодження. [21]

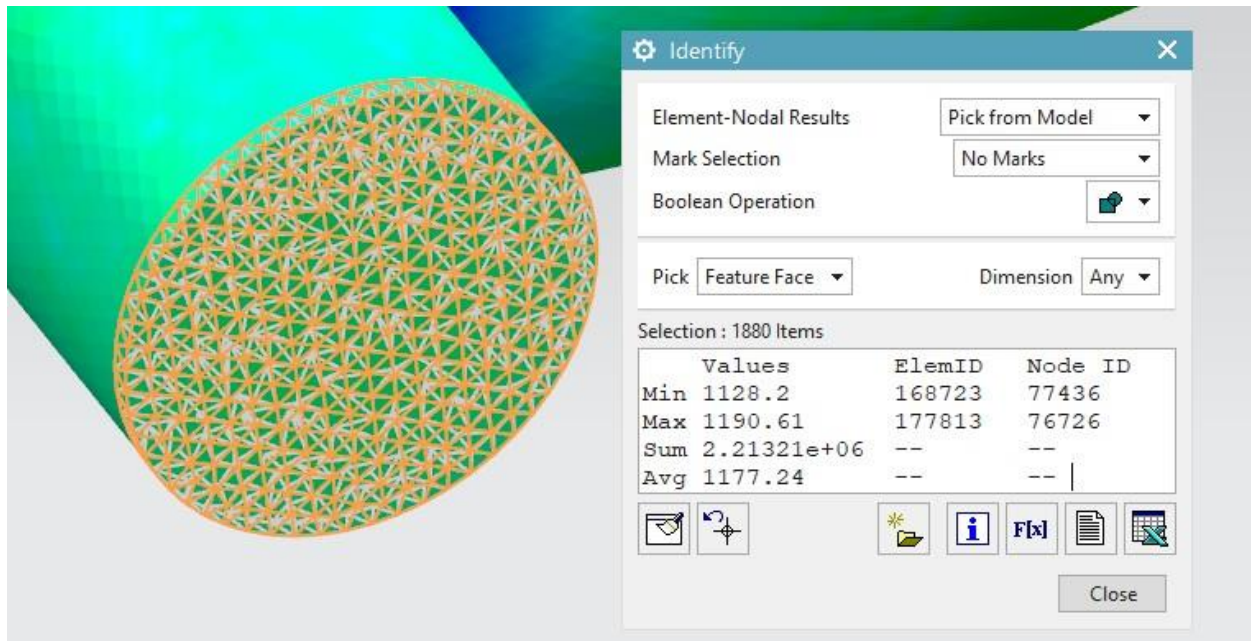


Рис. 3.37. Середня швидкість потоку від радіатора обігрівача

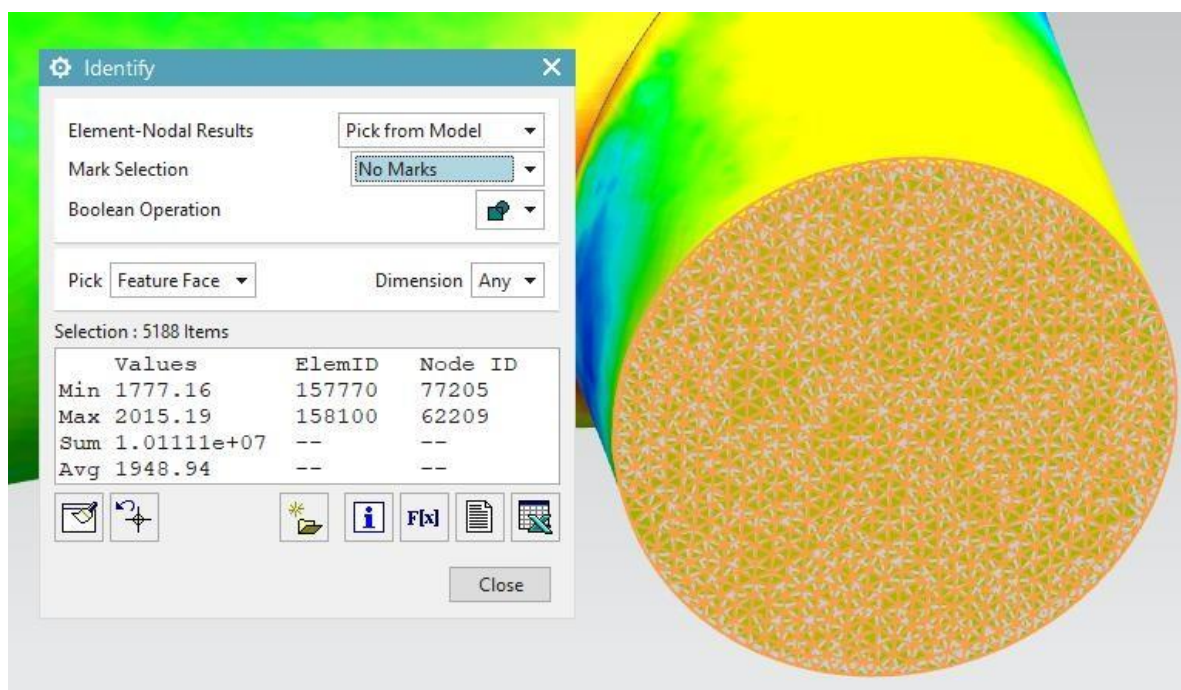


Рис. 3.38. Середня швидкість потоку на виході з підвідної труби

Варто відзначити, що низька швидкість потоку рідини від радіатора обігрівача (рис. 3.37) може знизити циркуляцію через цей контур, що, своєю чергою, сприятиме охолодженню рідини через недостатнє тепло, яке надходить від двигуна. Це може призвести до погіршення комфорту в салоні для водія та пасажирів.

Також наведемо значення середньої швидкості потоку рідини на виході з підвідної труби, представлене на рисунку 3.38.

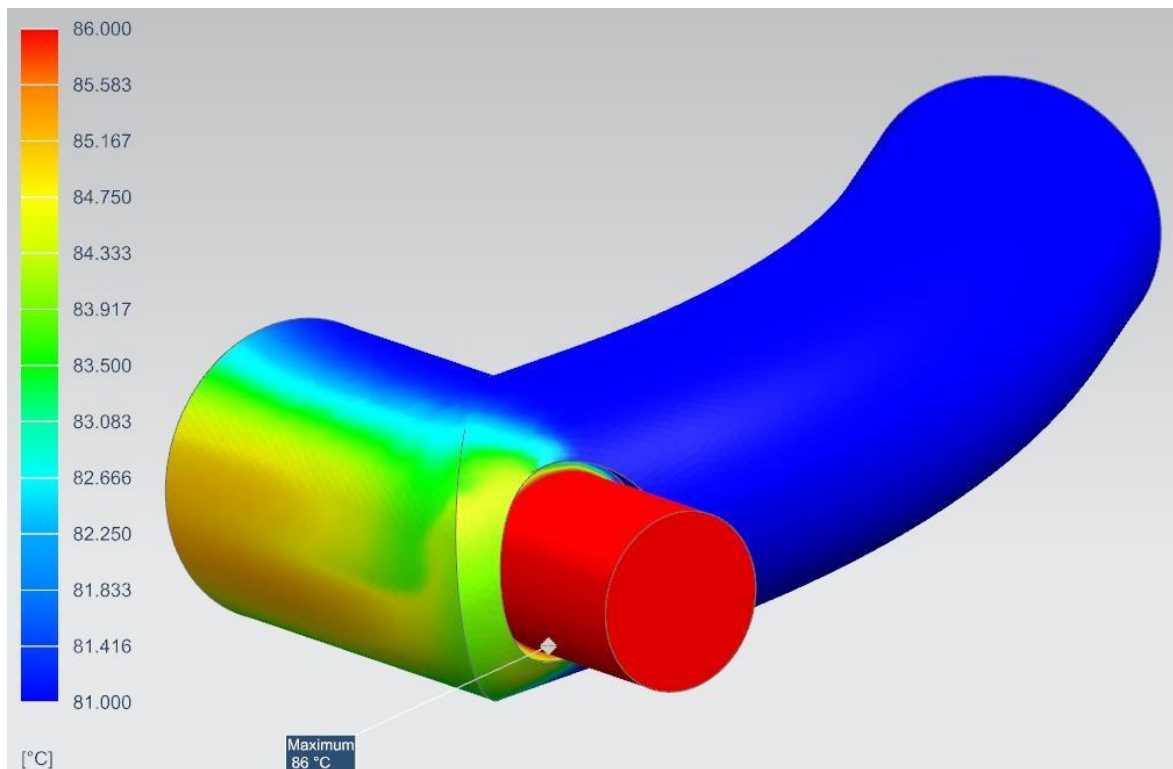


Рис. 3.39. Температурний розподіл рідини.

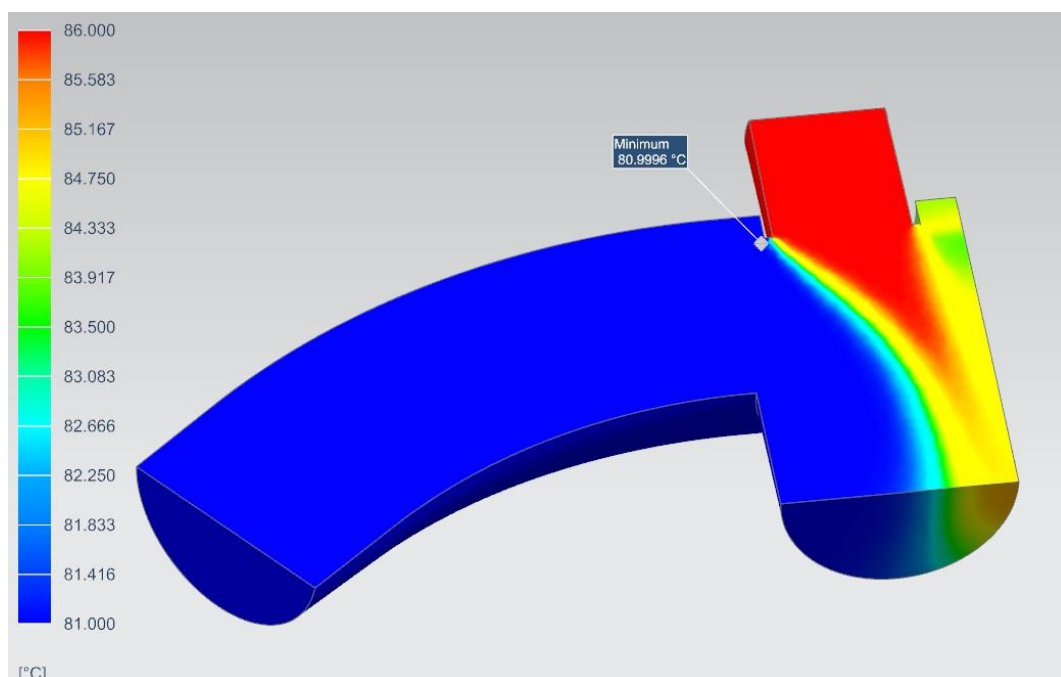


Рис. 3.40. Температурний розподіл рідини (перетин у площині Z).

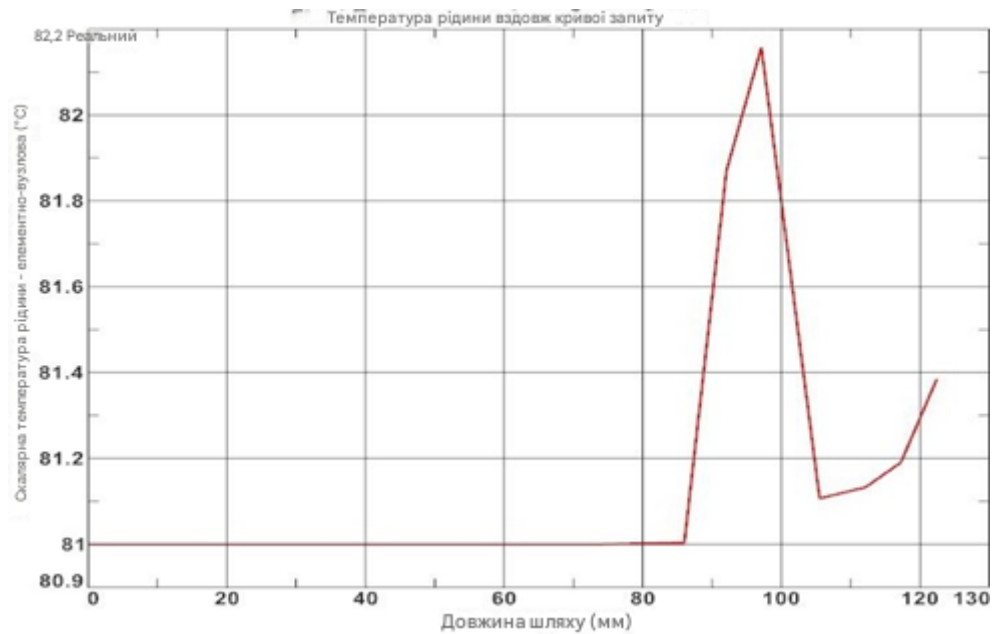


Рис. 3.41. Температурний розподіл рідини вздовж прямої труби.

Аналіз зміни температури (рис. 3.39, 3.40, 3.41) дозволяє дійти висновку: на даному сегменті труби відсутнє небажане підвищення температури рідини відносно початкових значень, заданих на вході.

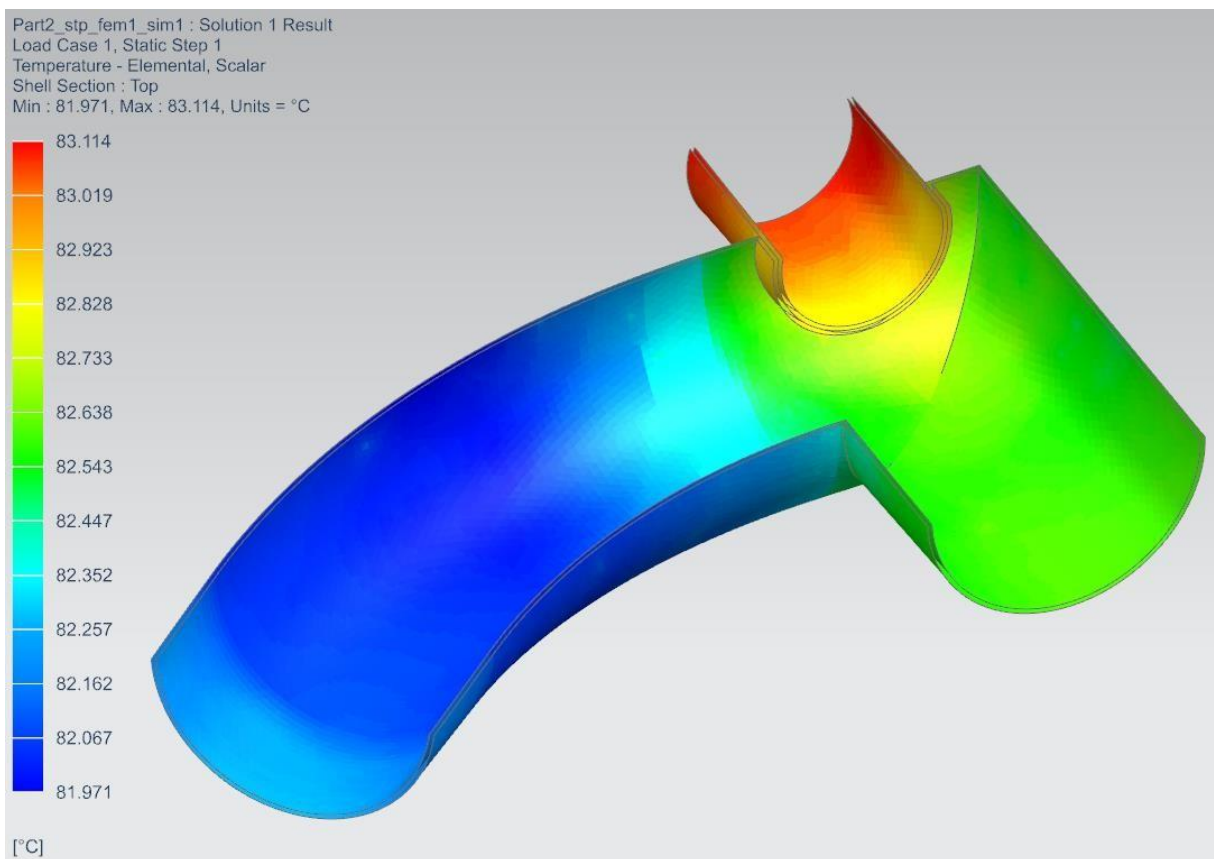


Рис. 3.42. Температурний розподіл по елементах труби.

Температура стінок труби (рис. 3.42) займає проміжне значення між температурою охолоджувальної рідини та температурою навколишнього

середовища. Однак, враховуючи відсутність небажаного підвищення температури рідини, і якщо цей показник залишається стабільним, можна зробити висновок, що у подальших розрахунках вплив температури стінок труби можна не брати до уваги.

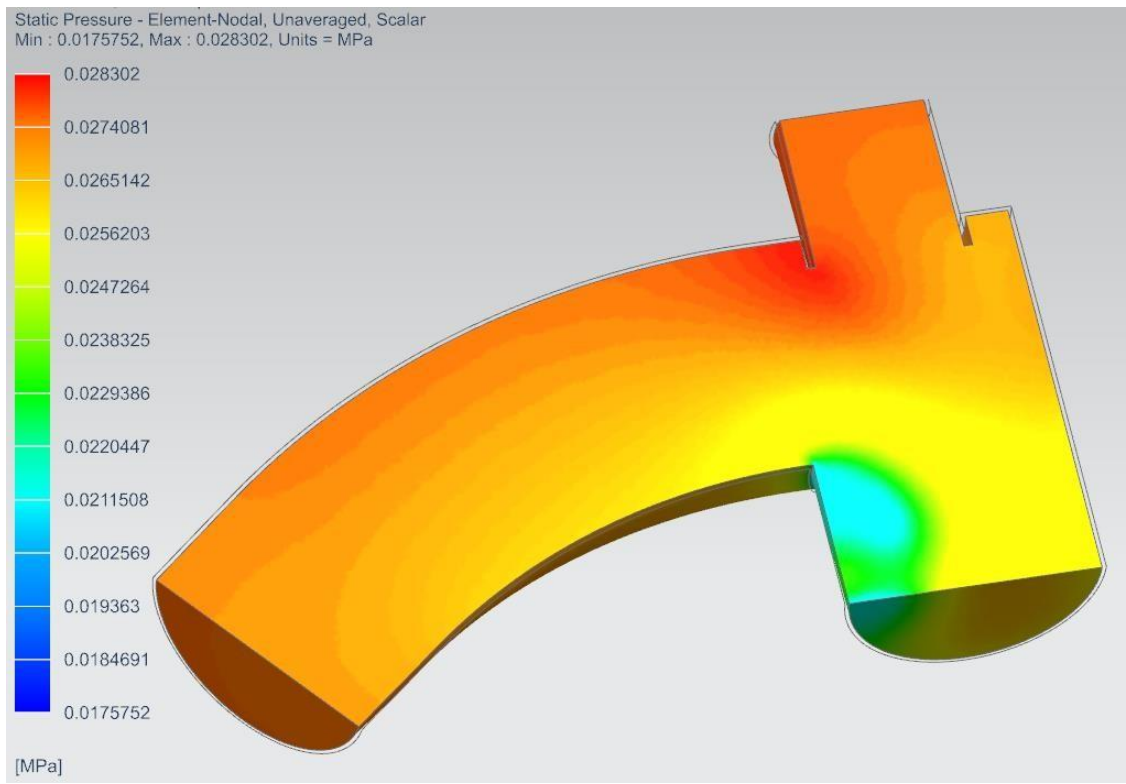


Рис. 3.43. Розподіл статичного тиску в системі.

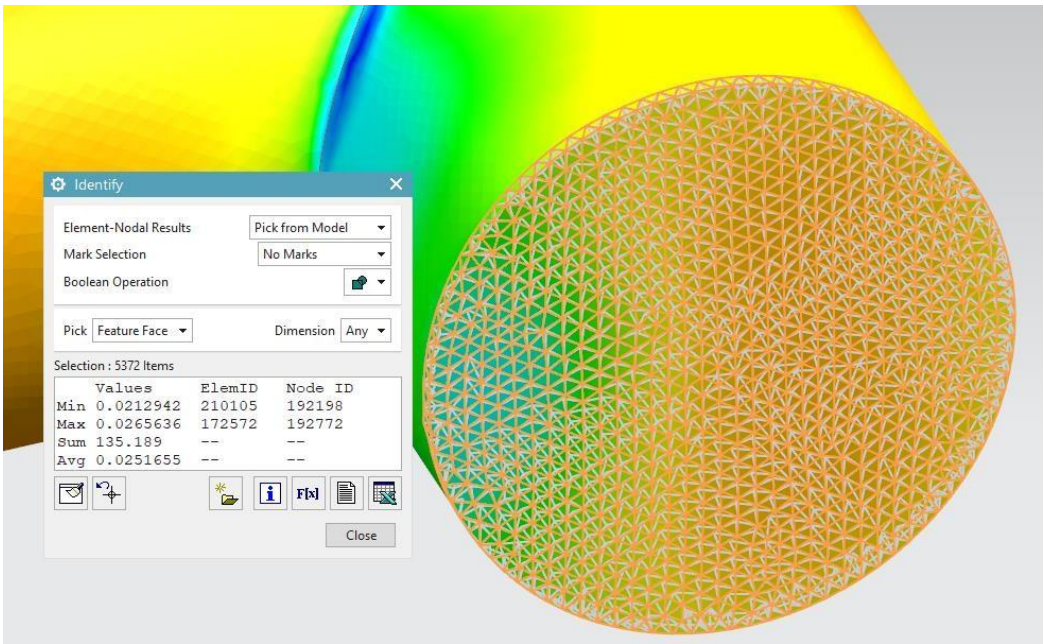


Рис. 3.44. Середнє значення статичного тиску на виході з труби.

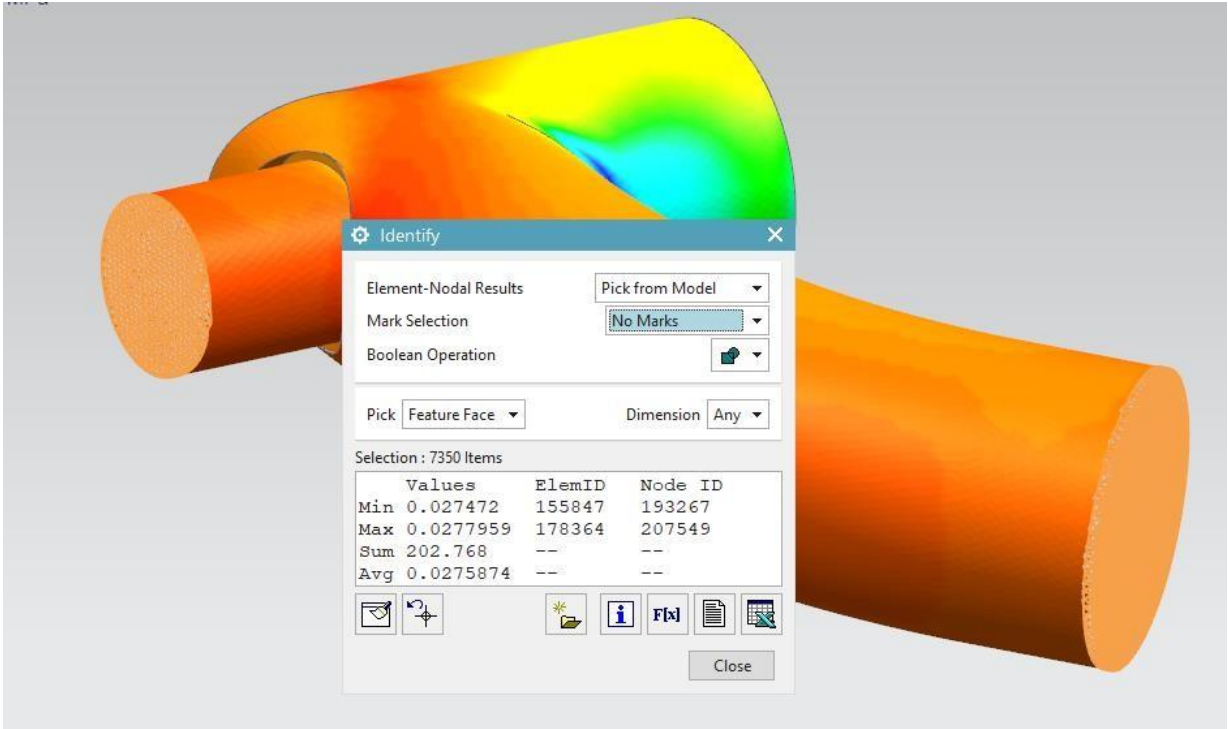


Рис. 3.45. Середнє значення статичного тиску на вході в трубу.

Розподіл статичного тиску вздовж труби (рис. 3.43) виявляє залежність від швидкісного розподілу рідини в системі. Різниця середнього статичного тиску між входом і виходом становить 0,0024 МПа, що складає 8,8% від початкового рівня тиску (рис. 3.44, 4.35). [5]

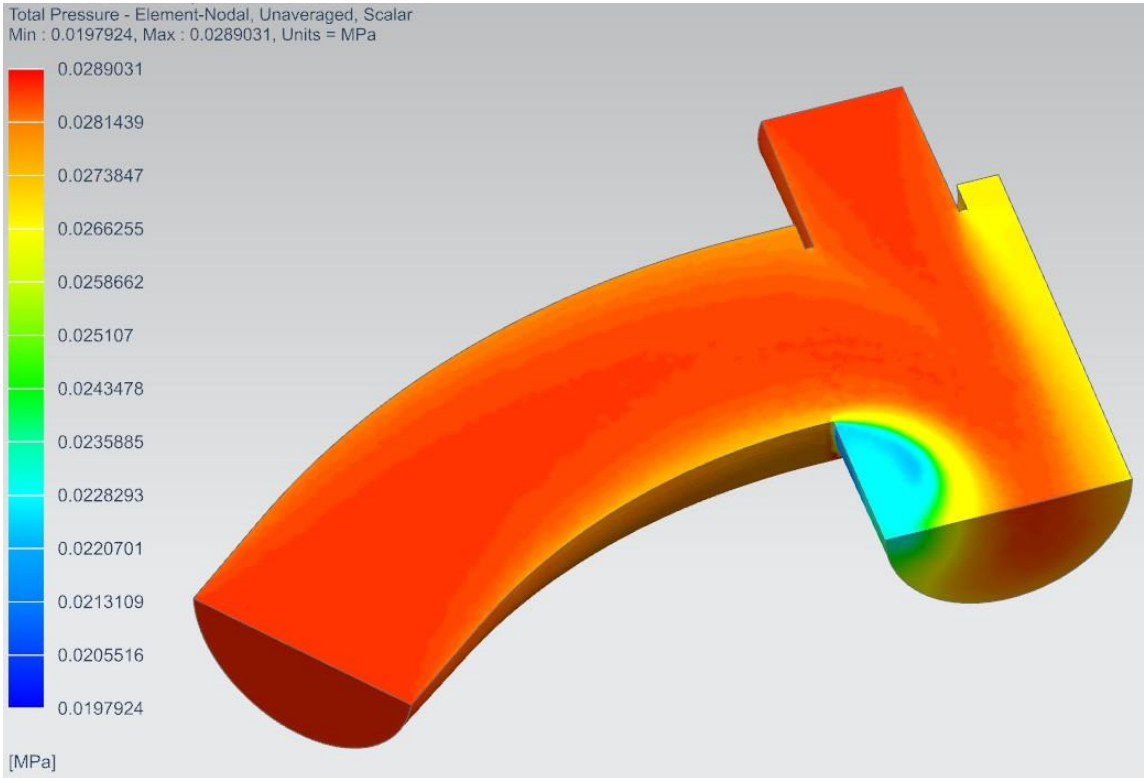


Рис. 3.46. Повний тиск у системі.

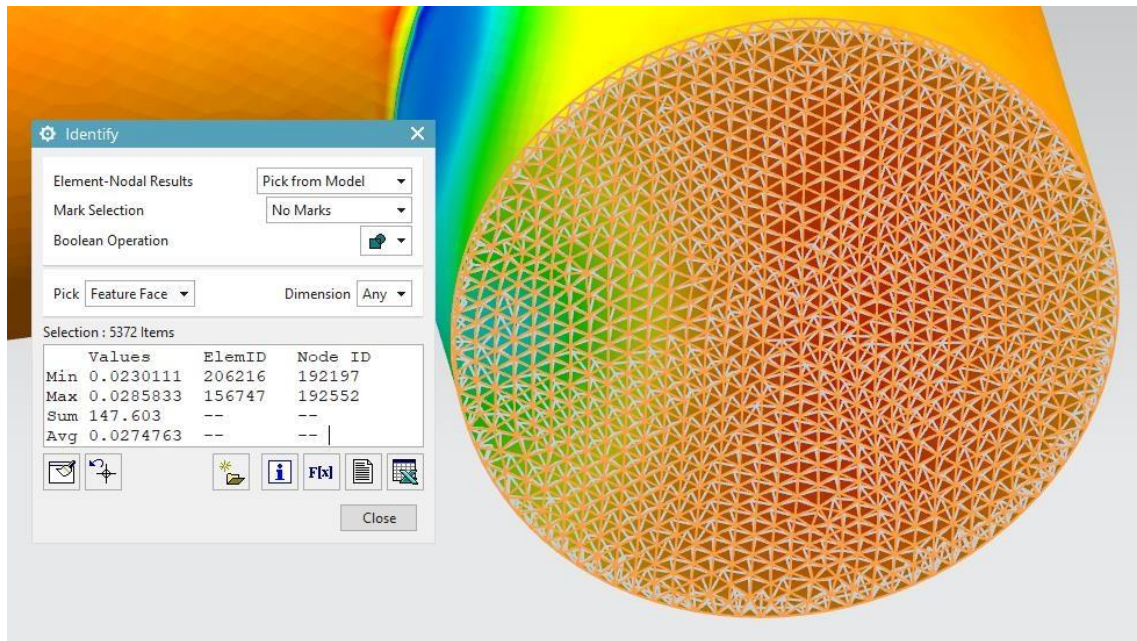


Рис. 3.47. Середні значення повного тиску на виході з труби.

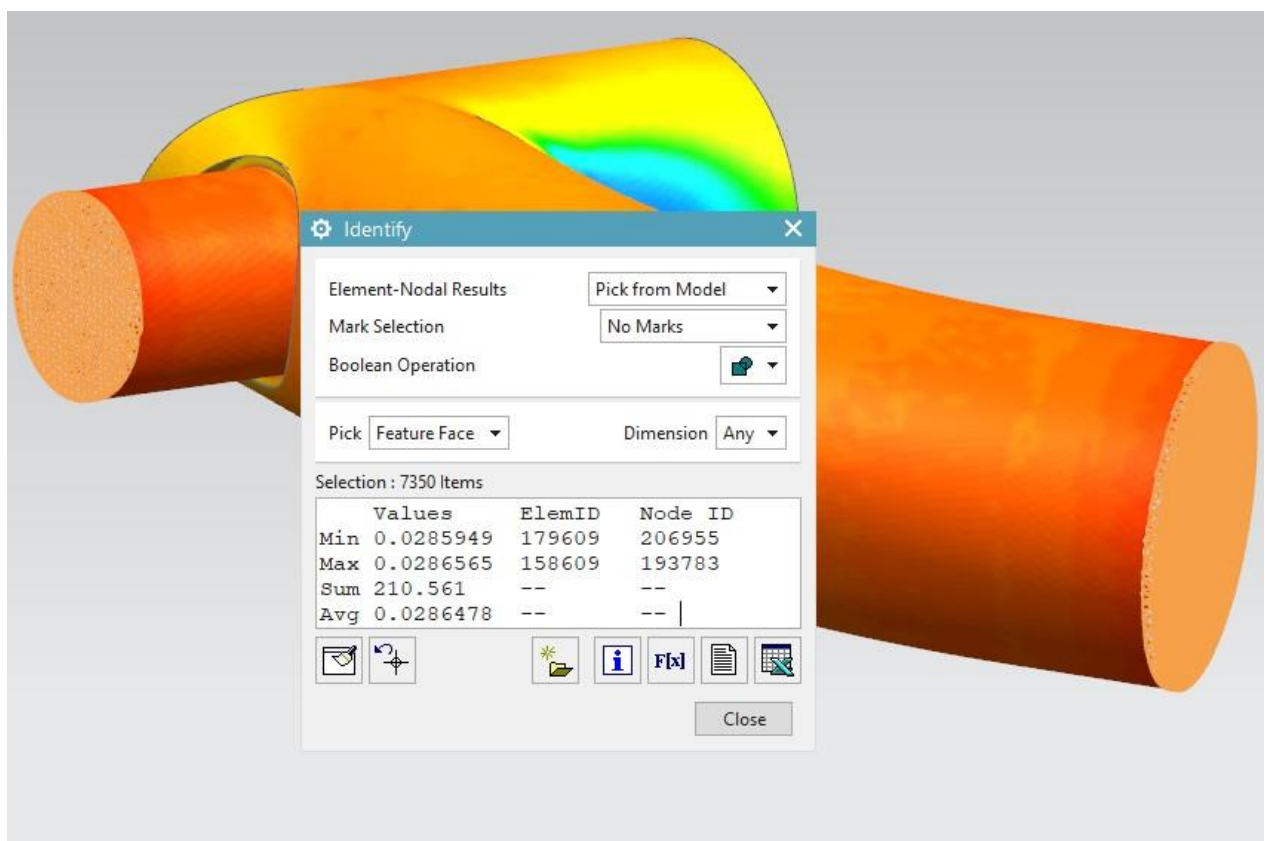


Рис. 3.48. Середні значення повного тиску на вході в трубу.

Середній повний тиск на вході та виході відрізняється на 0,0012 МПа, що становить 4,1% від початкового рівня (рис. 3.47, 3.48). Отже, втрати тиску на цій ділянці труби складають 6%, що свідчить про значний рівень гідравлічних втрат. Водночас завдяки високій швидкості потоку рідини у трубі нагрівання

охолоджувальної рідини через тепло з навколишнього середовища практично відсутнє.

Було побудовано сіткову модель кінцевих елементів для базової конструкції підвідної труби водяного насоса. Створено модель потоку рідини в трубі з урахуванням гідравлічних втрат і теплообміну.

Результати досліджень свідчать, що для зниження втрат повного тиску варто збільшити радіус і кут повороту потоку рідини.

Потрібно покращити рух рідини через заправну трубу, особливо з боку радіатора обігрівача, підвищивши швидкість у цьому сегменті.

Висока швидкість потоку запобігає небажаному нагріванню рідини у трубі. [1]

Температурний розподіл у стінках труби не має значного впливу на ефективність роботи системи.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Вплив параметрів гідродинаміки та теплообміну на функціонування рідинної системи охолодження двигуна та їх врахування в конструкторських рішеннях

Покращення ефективності системи охолодження зводиться до зменшення внутрішніх втрат, тобто до мінімізації впливу процесів і явищ, які заважають системі виконувати її основні функції або збільшують енергетичні витрати на її роботу. Основне завдання системи охолодження – відведення надлишкового тепла від двигуна та часткове передавання цього тепла в салон для забезпечення обігріву.

Фактори, що можуть обмежити виконання цих функцій:

небажане нагрівання рідини поза межами двигуна;

відсутність руху рідини у каналах.

Додатково, зростання витрат енергії на роботу системи може бути спричинено високим гідравлічним опором, який водяний насос повинен долати, що збільшує витрати енергії, а відтак і споживання палива.

На небажане нагрівання охолоджувальної рідини впливають кілька факторів, зокрема температура зовнішнього середовища, теплове випромінювання від оточуючих компонентів, теплопровідність матеріалу труб і швидкість потоку рідини всередині трубопроводу. У цьому дослідженні не розглядаються температура та теплове випромінювання навколишнього середовища, тому їх значення залишаються незмінними. Теплопровідність труб визначається матеріалом і товщиною стінок, але ці параметри обмежені технологічними та конструктивними вимогами, тому для оцінки впливу геометрії трубопроводів вважаються сталими.

Отже, ключовим фактором, що впливає на ефективність системи з точки зору теплових втрат, є швидкість потоку рідини. При підвищеній швидкості рідина не встигає поглинати значну кількість тепла від стінок трубопроводів, що мінімізує її нагрівання. Швидкість потоку прямо пропорційна об'ємній витраті рідини, тому для зменшення ефекту нагрівання потрібно збільшити

об'ємну витрату. Це, однак, призводить до зростання енергетичних витрат на роботу водяного насоса, що, у свою чергу, підвищує витрату палива.

Швидкість потоку також є важливим параметром для підтримання циркуляції рідини в системі. [24]

Гідравлічні втрати визначаються за рівнем падіння тиску на певній ділянці трубопроводу. Такі втрати вимагають збільшення обсягу рідини, що прокачується, для підтримання стабільного тиску в системі, що, при тій самій потужності водяного насоса, веде до збільшення енергетичних витрат.

Отже, серед основних цілей конструктора під час проєктування трубопроводів системи охолодження є мінімізація небажаного підігріву рідини, підвищення швидкості потоку у каналах та зниження падіння тиску по всій довжині трубопроводів.

Розрахунки цих параметрів необхідно здійснювати після створення моделі системи охолодження. На підставі аналізу результатів моделювання слід вносити корективи до конструкції трубопроводів для усунення негативних ефектів, пов'язаних з неідеальною геометрією труб. Цей процес потрібно повторювати до досягнення бажаних результатів у фінальній моделі.

Допустимі значення втрат визначаються індивідуально у кожному конкретному випадку, враховуючи витрати на подальше вдосконалення системи, загальний рівень втрат в інших компонентах двигуна, технологічні можливості виробництва, цільову вартість продукту, а також специфічні вимоги замовника до системи.

4.2 Розробка моделі модернізованого трубопроводу системи охолодження в САПР

Враховуючи, що додавання додаткових радіусів вигину у напрямній лінії підвідної труби в зоні підведення рідини до водяного насоса змінює загальну геометрію і значно зменшує відстань до елементів вихлопної системи, було прийнято рішення додати під кутом ще один прямий сегмент труби, який симетрично розділяє дві вже існуючі лінії.

На основі цих двох пересічних напрямних, що задають геометрію підвідної труби, створюється ескіз основної конфігурації (рис. 4.1).

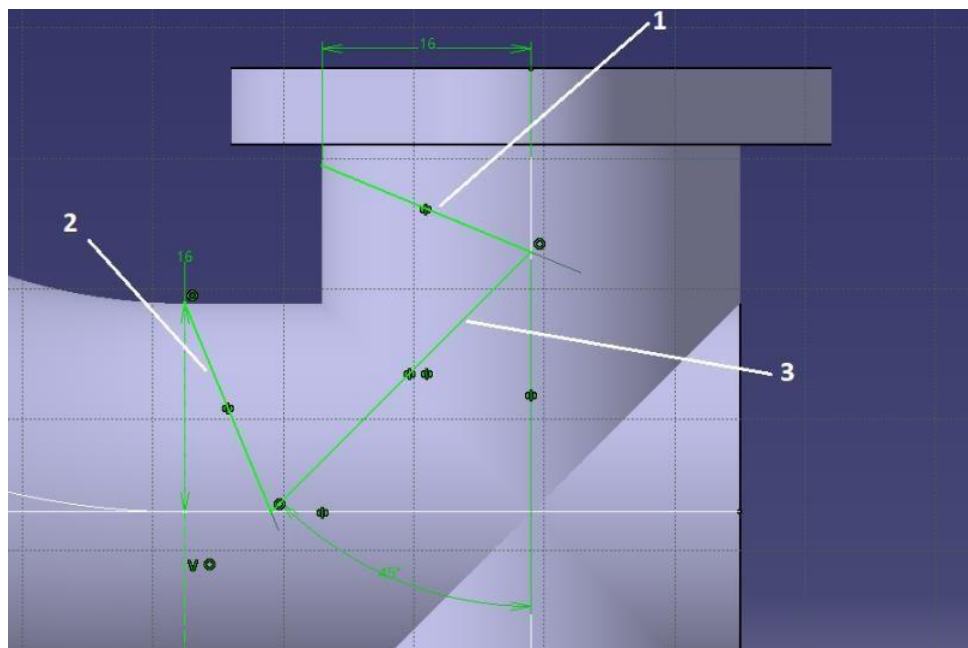


Рис. 4.1. Побудова ескізу допоміжної геометрії.

На цьому ескізі цифрами 1 і 2 позначені лінії нових площин перетину, а цифрою 3 – напрямна для нової труби.

Використовуючи цей ескіз, створюємо перетинальні площини та напрямну для нової секції підвідної труби (рис. 4.2).

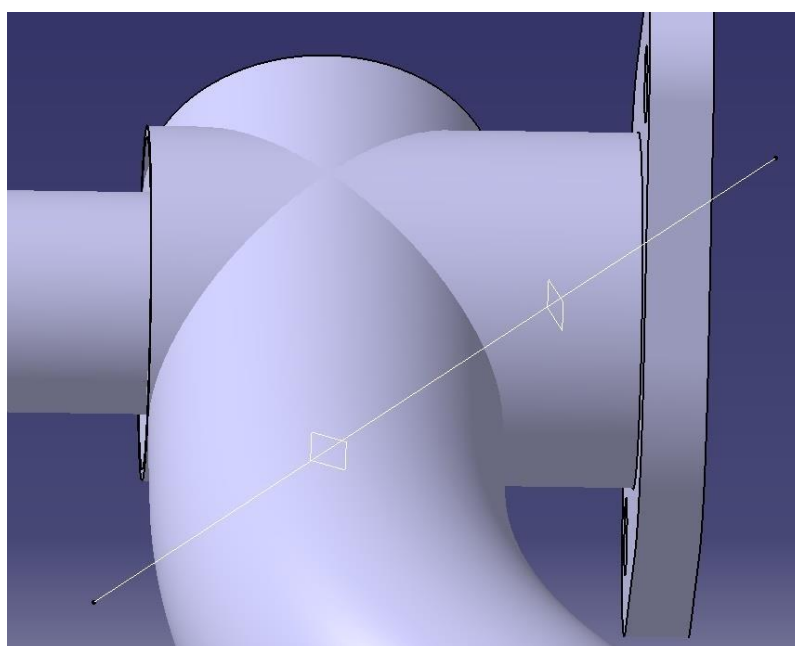


Рис. 4.2. Площини перетину та напрямна для нової секції труби.

Вздовж напрямної будуюмо утворюючу поверхню нової труби (рис. 4.3).

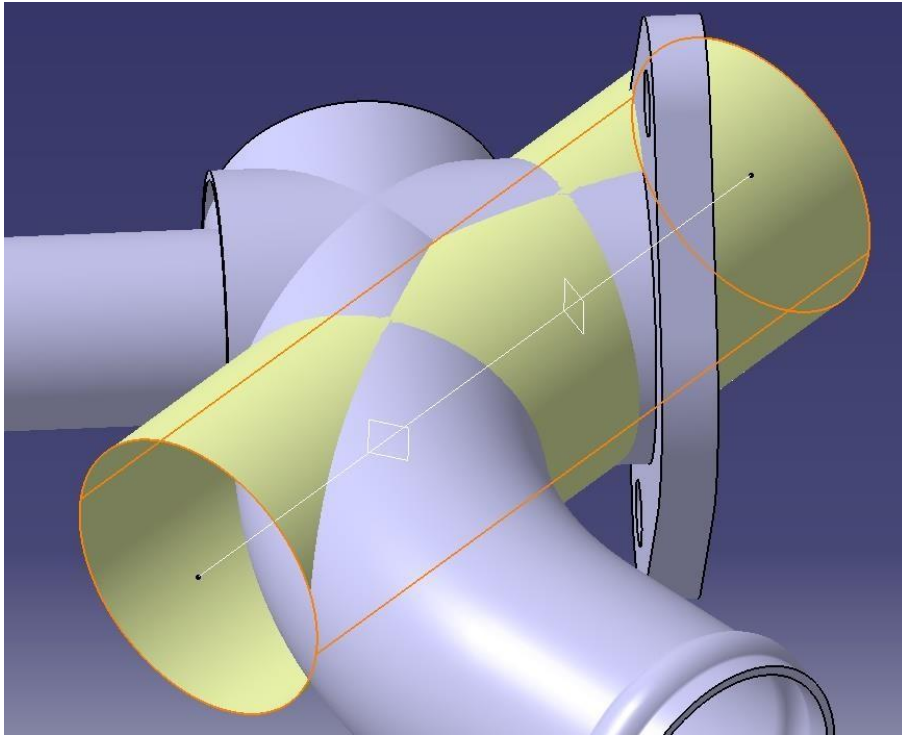


Рис. 4.3. Утворююча поверхня для нової секції труби.

Потім надаємо створеній трубі товщину 1 мм як окремому об'єкту та обрізаємо її частини за допомогою перетинальних площин (рис. 4.4).

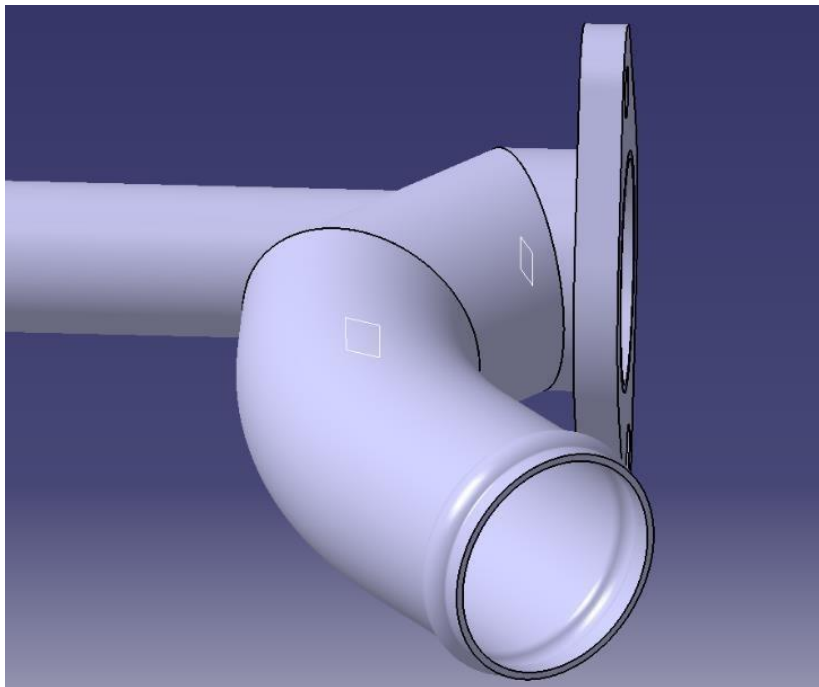


Рис. 4.4. Зовнішній вигляд нової секції підвідної труби водяного насоса.

Виконуємо проріз у підвідній трубі водяного насоса для підключення до заправної труби (рис. 4.5).

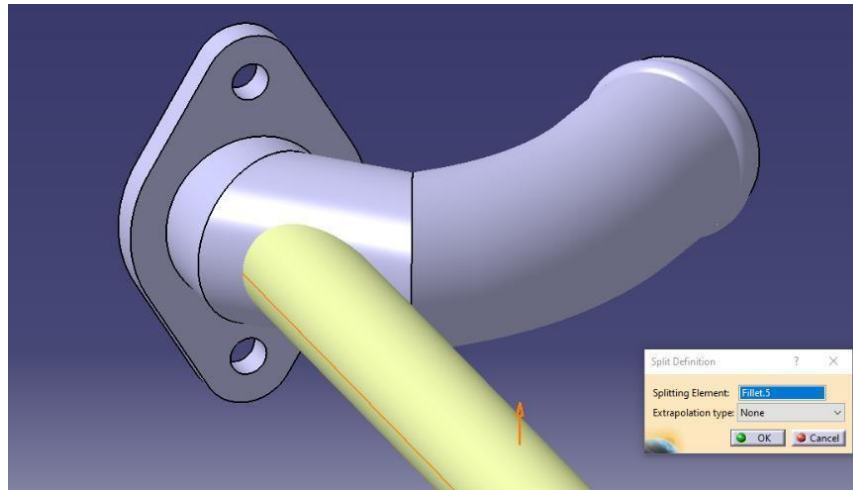


Рис. 4.5. Отвори для підключення заправної труби.

У сформованій геометрії заправна труба помітно заходить у внутрішній простір підвідної труби водяного насоса (рис. 4.6).

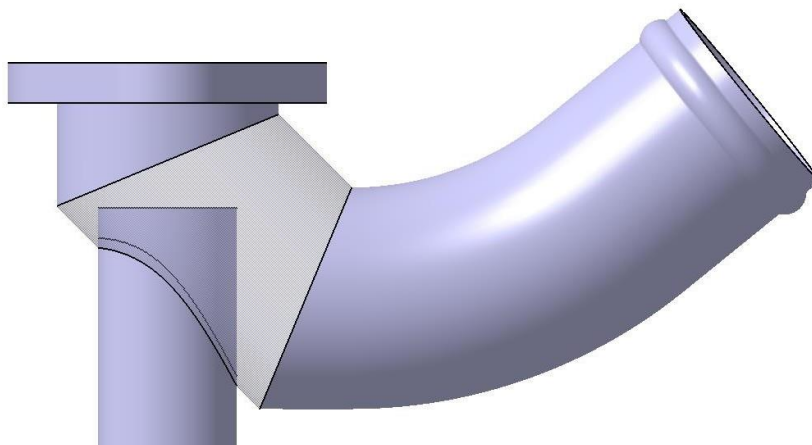


Рис. 4.6. Виступ заправної труби.

З огляду на це, здійснюємо фрезерування торцевої частини заправної труби в системі охолодження, щоб мінімізувати її вплив на напрямок і швидкість потоку рідини (рис. 4.7).

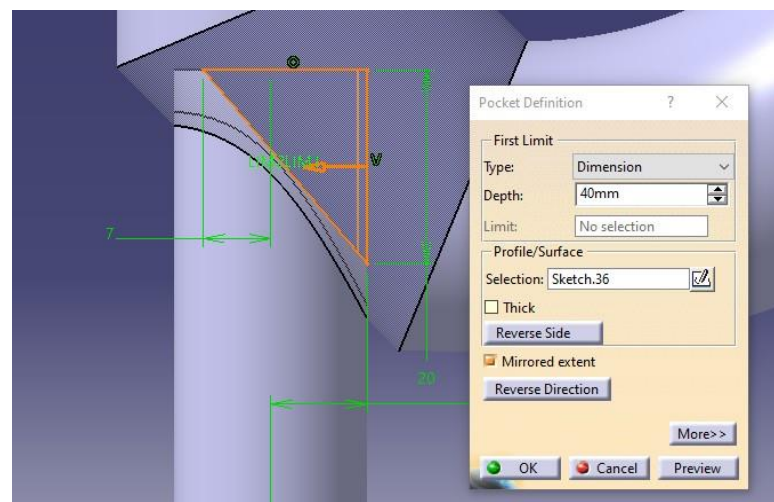


Рис. 4.7. Обробка торця заправної труби методом фрезерування.

Наступні етапи робіт проводитимуться з оновленою конструкцією підвідної труби водяного насоса, зображеною на рисунку 4.8.

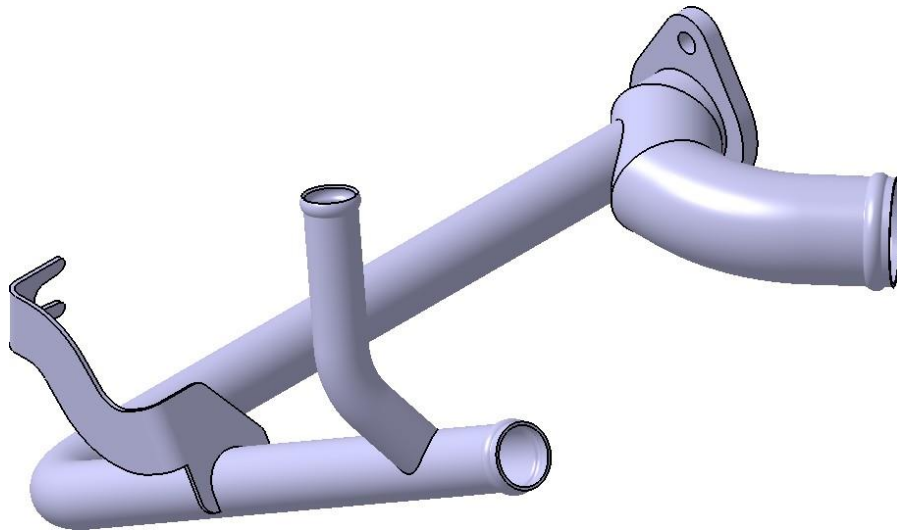


Рис. 4.8. Оновлена підвідна труба водяного насоса.

4.3 Визначення параметрів роботи нової конструкції трубопроводу на основі моделювання потоку рідини з урахуванням теплообміну в САПР

Зберігаючи ті самі граничні умови, зовнішні навантаження, матеріали та розміри кінцевих елементів, а також контактні взаємодії між поверхнями в тих самих регіонах геометрії, оновлюємо розрахункову модель підвідної труби водяного насоса для відображення її вдосконаленої конструкції (рис. 4.9).

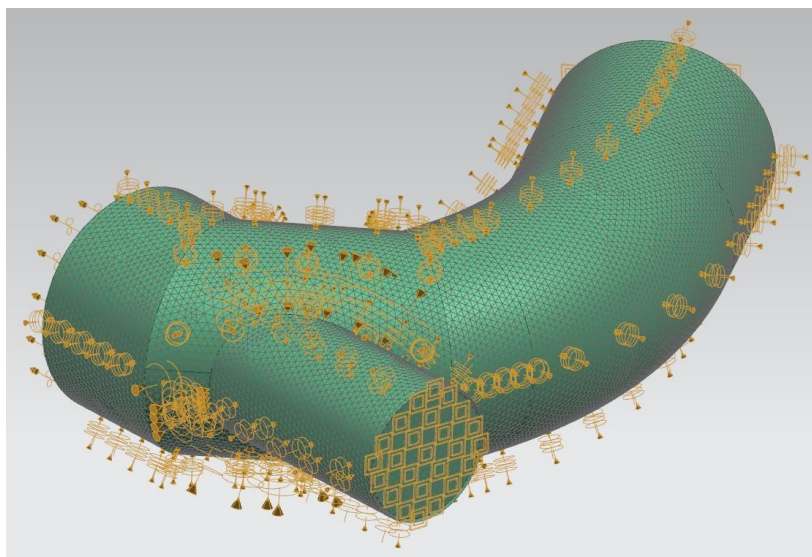


Рис. 4.9. Модель розрахунку для вдосконаленої підвідної труби водяного насоса.

У результаті проведених розрахунків отримано наступні показники:

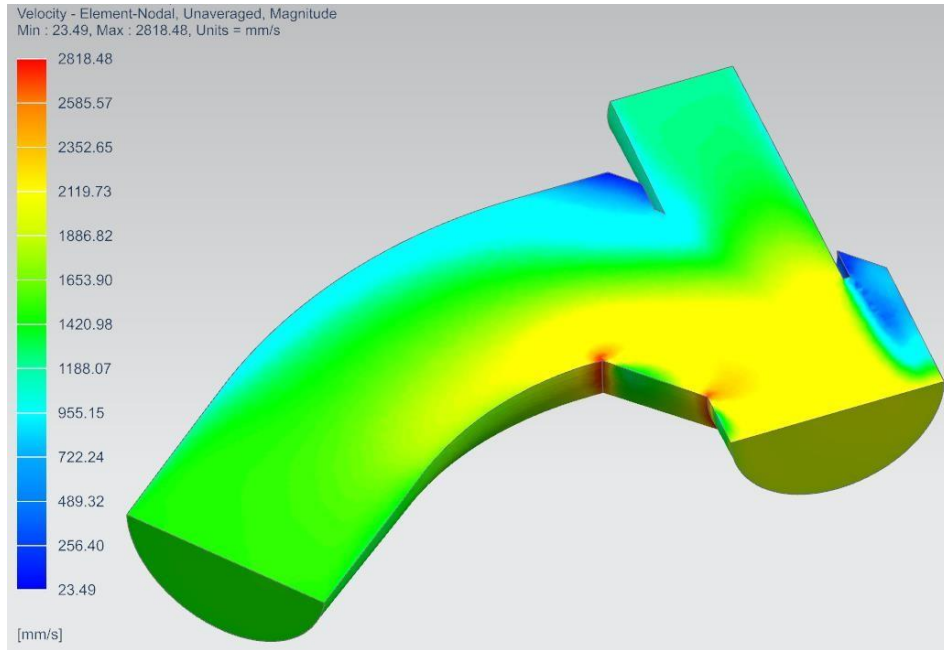


Рис. 4.10. Швидкісний розподіл потоку рідини.

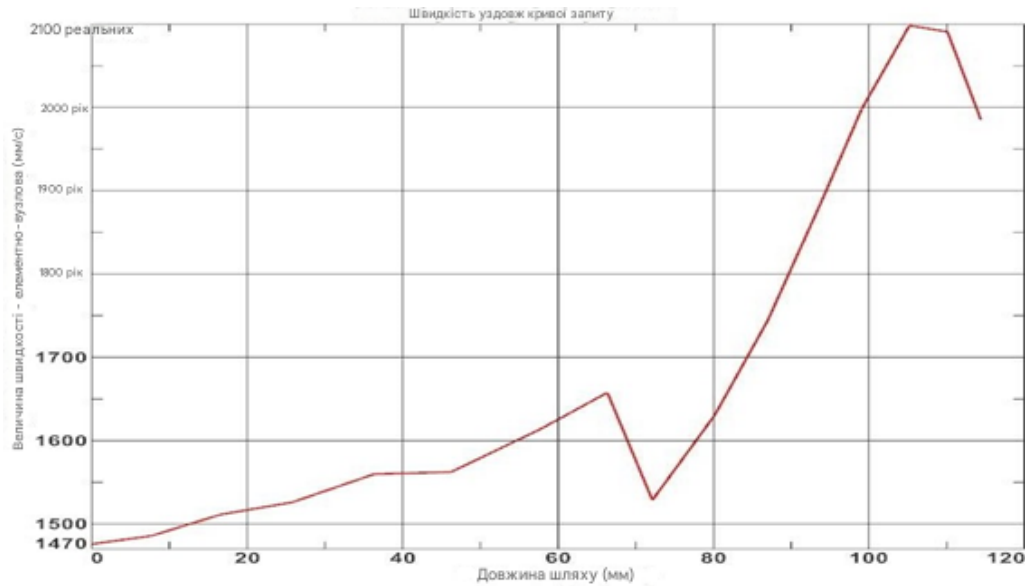


Рис. 4.11. Розподіл швидкості потоку рідини вздовж прямої труби.

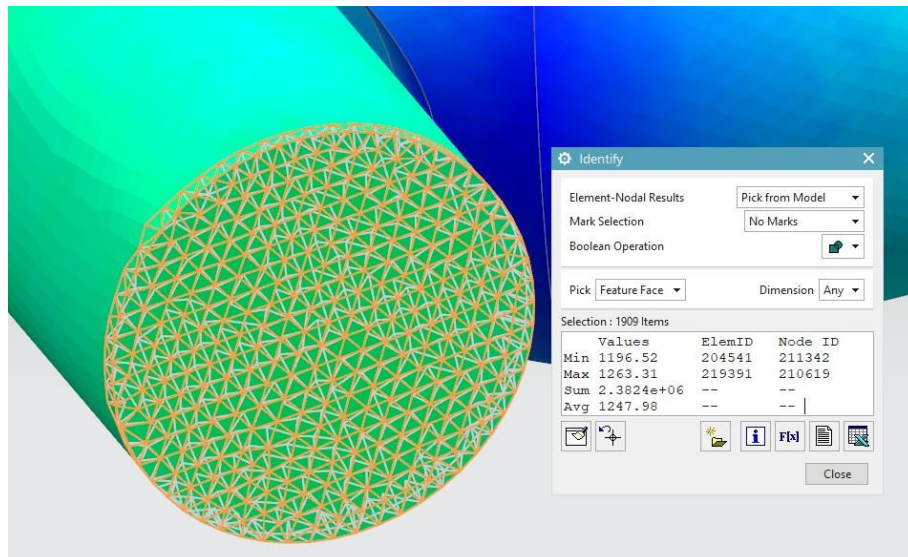


Рис. 4.12. Середня швидкість потоку від радіатора обігрівача.

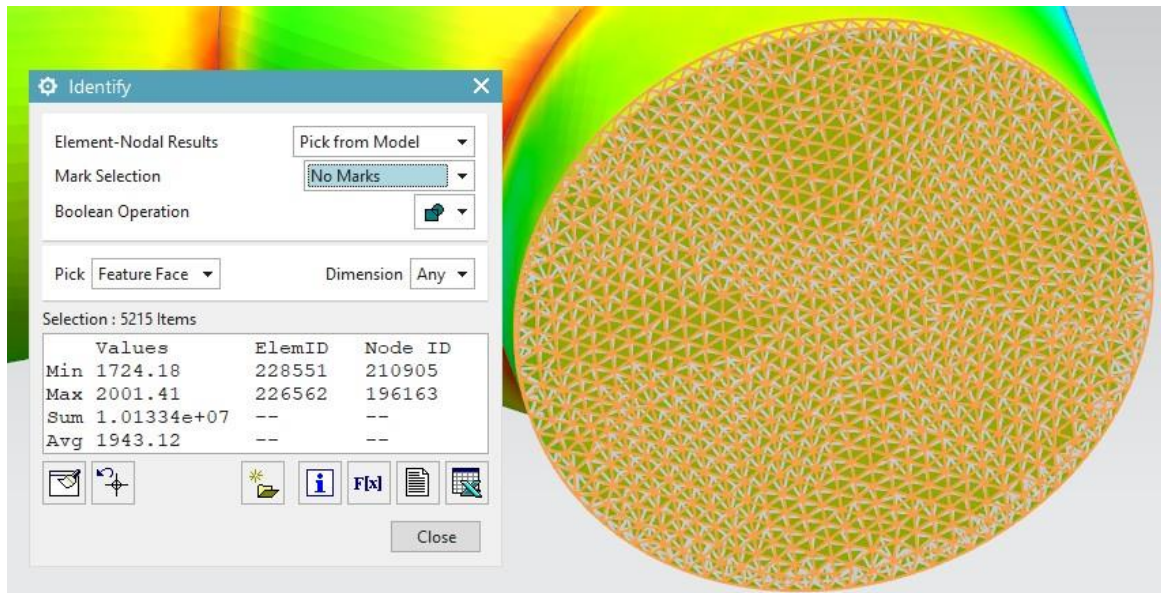


Рис. 4.13. Середня швидкість потоку на виході з підвідної труби.

Аналіз розподілу швидкості потоку (рис. 4.10, 4.11) показує незначне зменшення середньої швидкості рідини на виході з підвідної труби водяного насоса (на 5,8 мм/с або 0,3%, згідно з рисунком 4.13) та підвищення середньої швидкості потоку в заправній трубі (на 70,7 мм/с або 6%, згідно з рисунком 4.12).

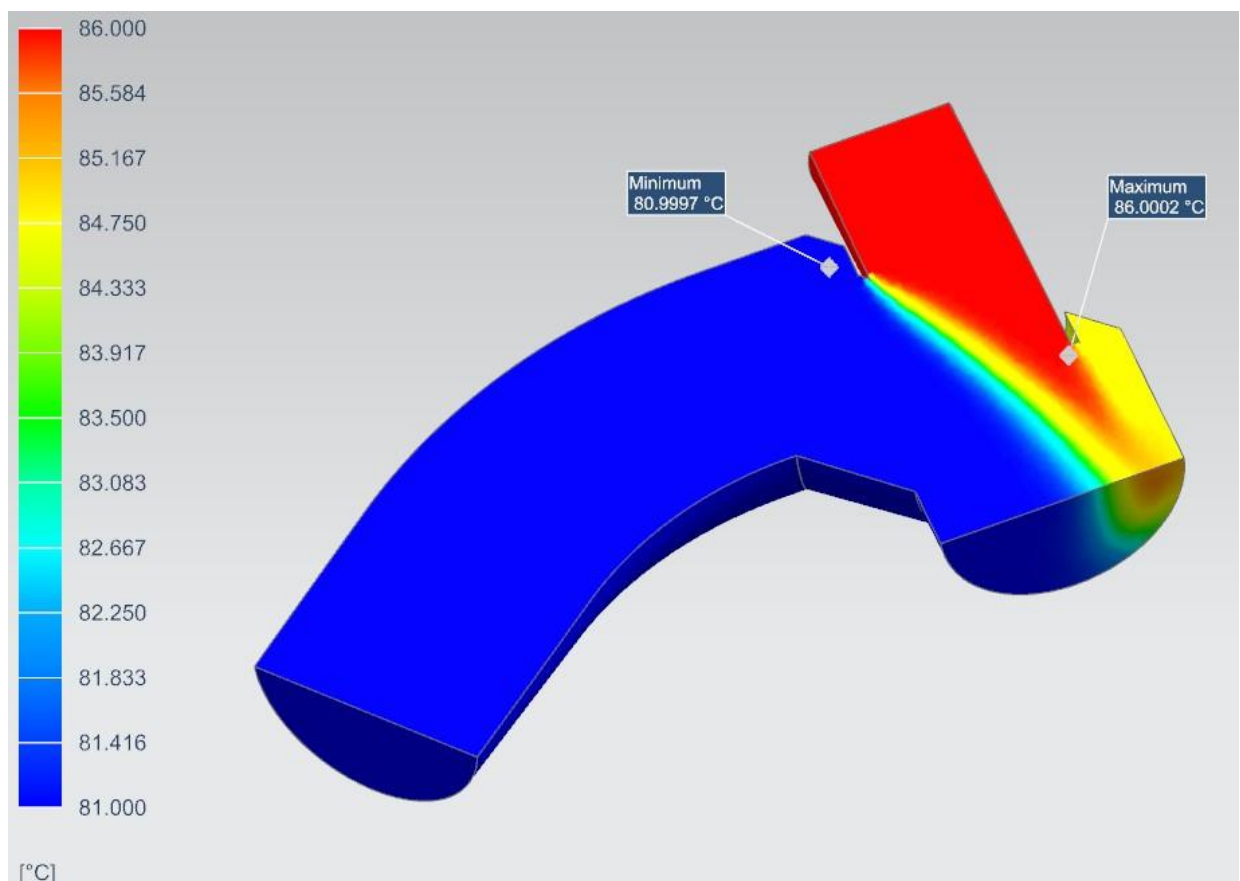


Рис. 4.14. Температурний розподіл рідини.

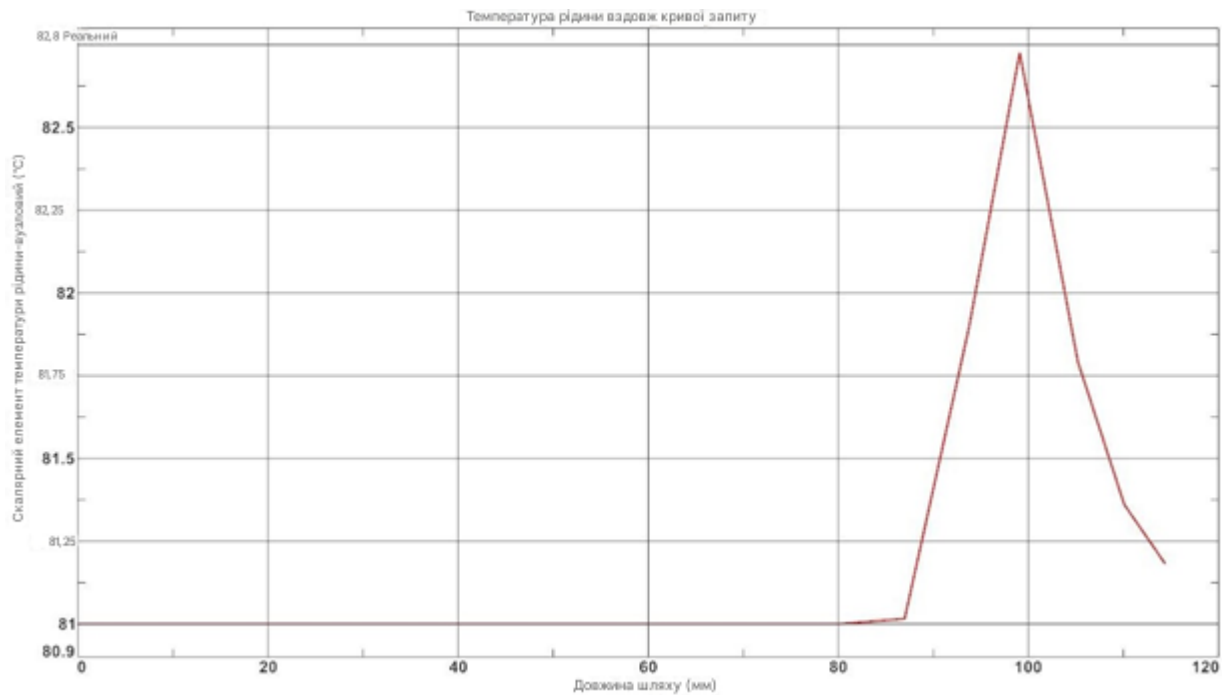


Рис. 4.15. Температурний розподіл рідини вздовж напрямної труби.

Температурні відхилення (рис. 4.14, 4.15) у напрямку збільшення порівняно із заданими на вході значеннями, згідно з розрахунками, становлять менше 0,01%. Це, найімовірніше, є результатом похибки розрахунку, тому можна вважати температуру рідини стабільною, як і у випадку з початковою конструкцією труби. Отже, теплові втрати через небажане нагрівання охолоджувальної рідини у трубі можна вважати відсутніми.

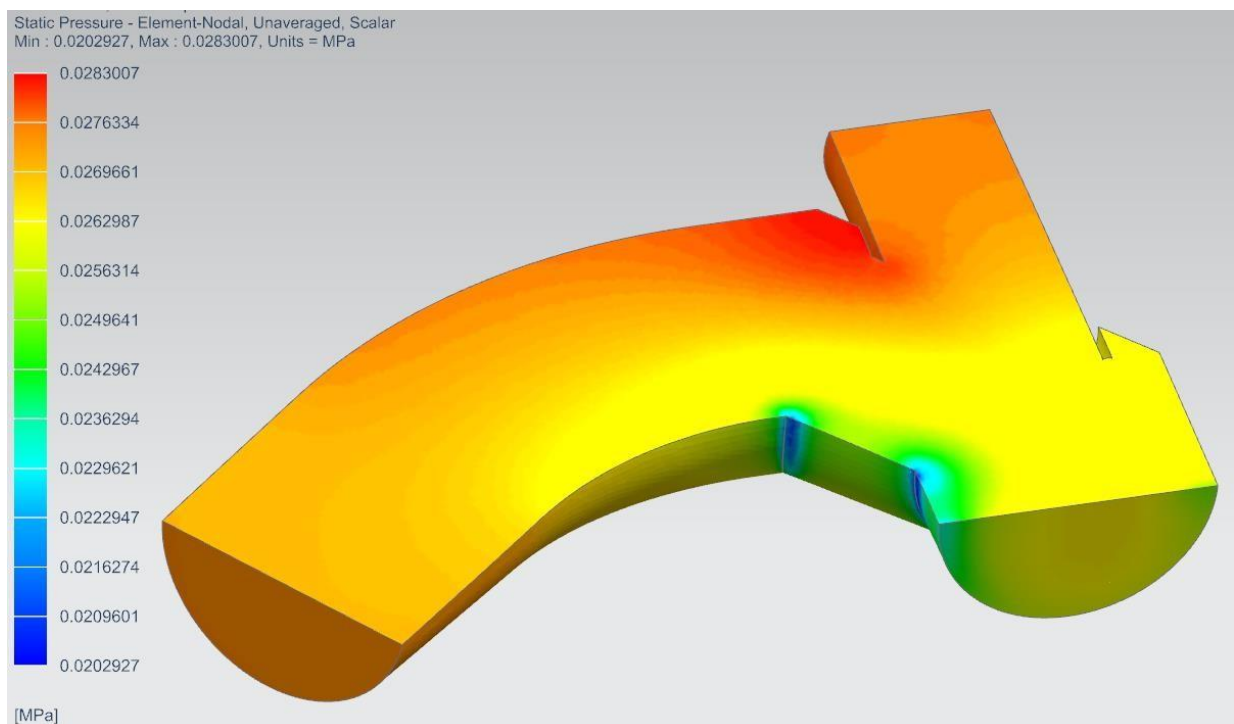


Рис. 4.16. Статичний тиск у системі.

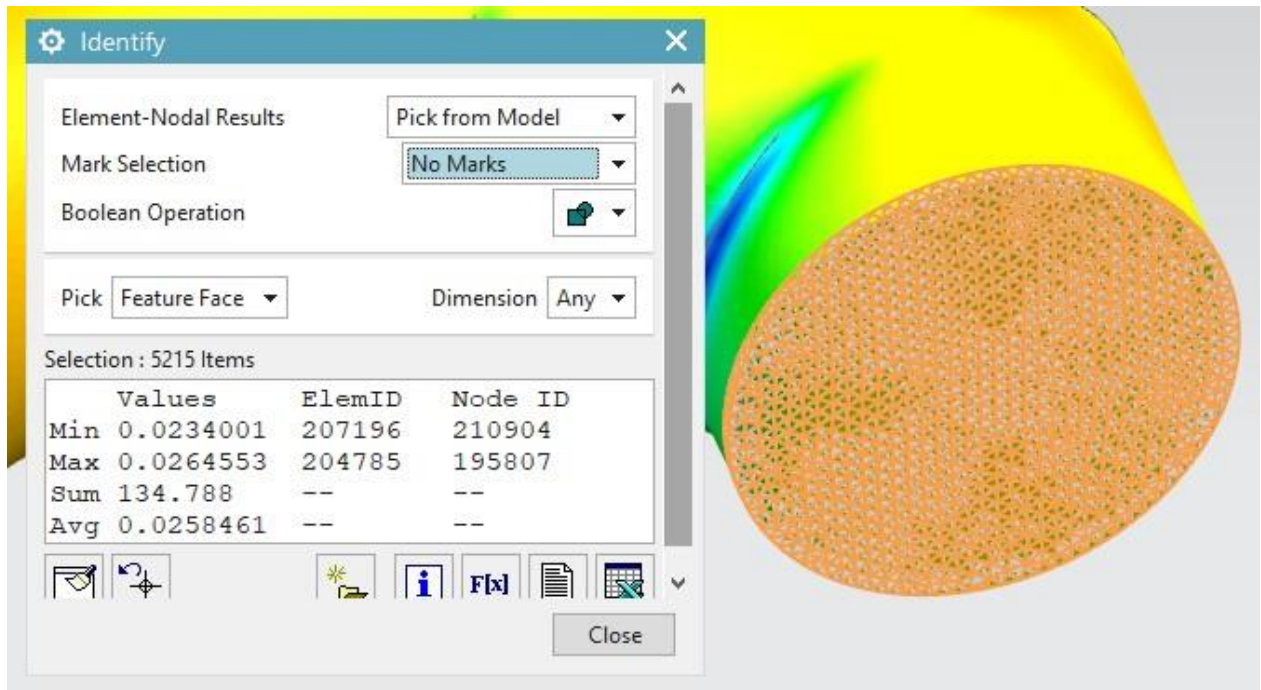


Рис. 4.17. Середній статичний тиск на виході з труби.

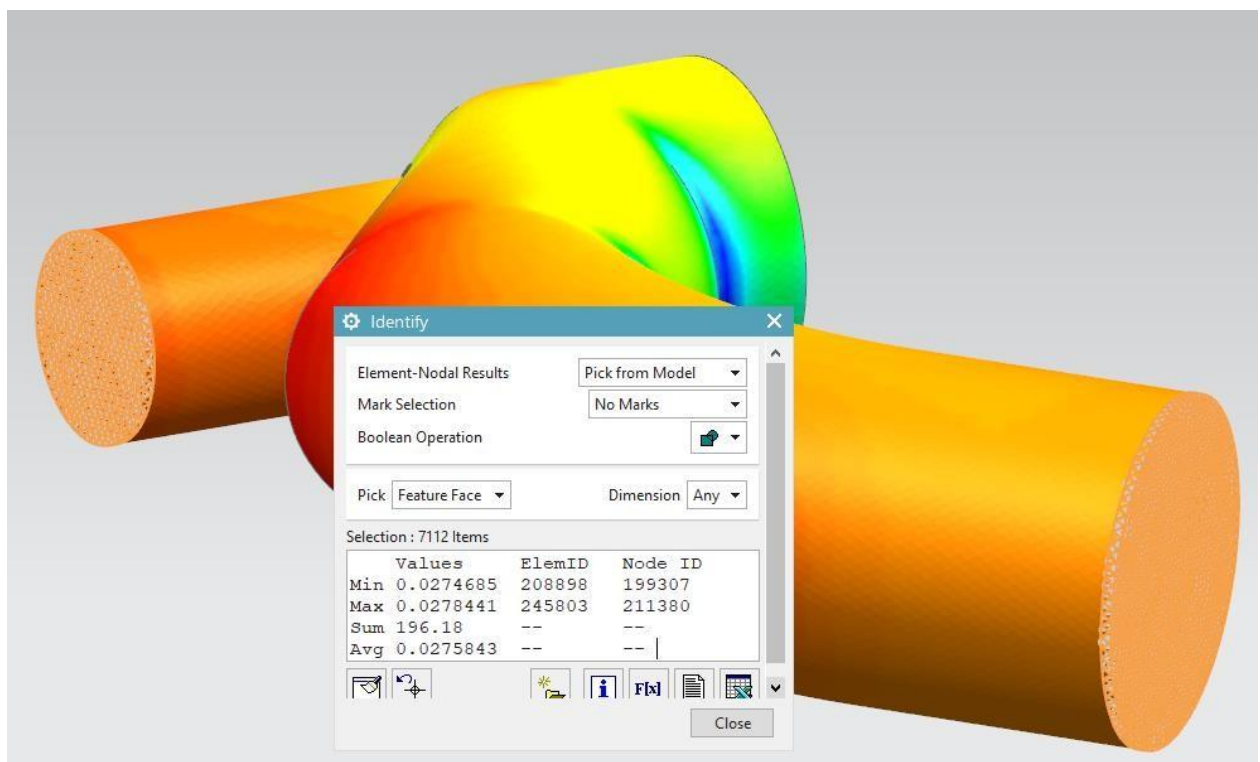


Рис. 4.18. Середній статичний тиск на вході в трубу

Різниця між середніми значеннями статичного тиску (рис. 4.16) на вході та виході (рис. 4.17, 4.18) становить 0,002 МПа, що складає 6,3% від початкового тиску. Цей показник на 2,5% нижчий порівняно з показником початкової конструкції труби.

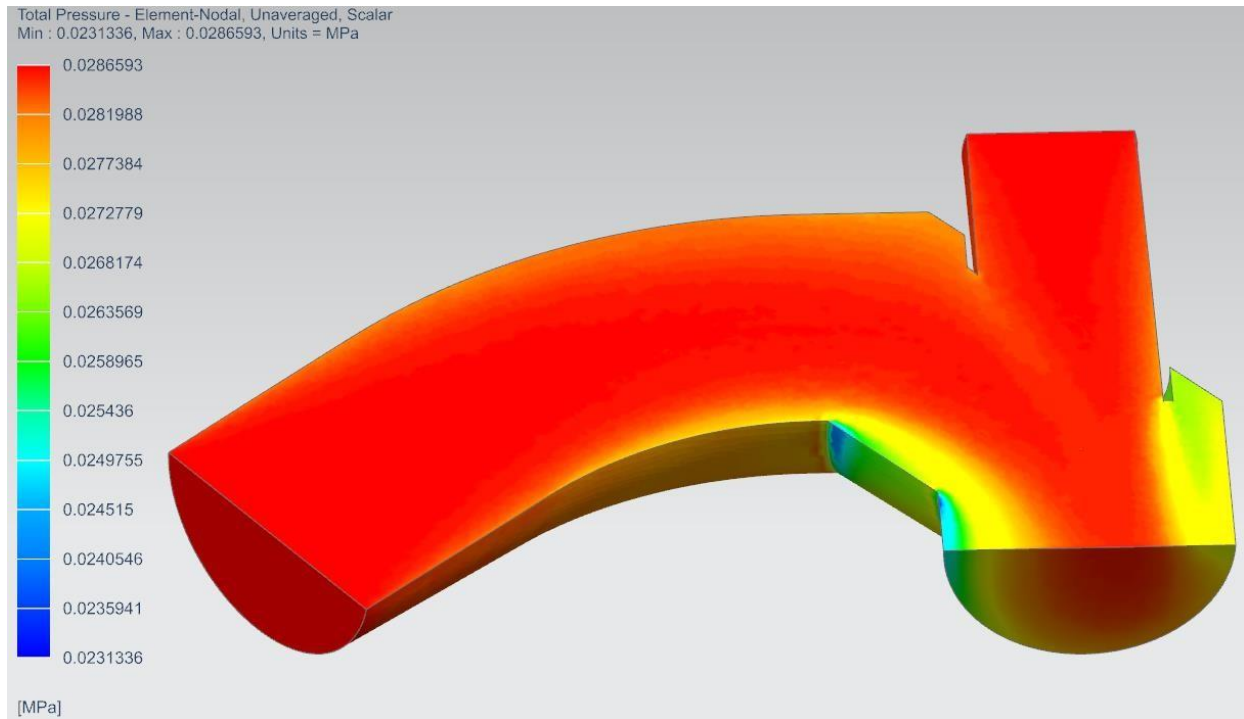


Рис. 4.19. Середні значення повного тиску на виході з труби.

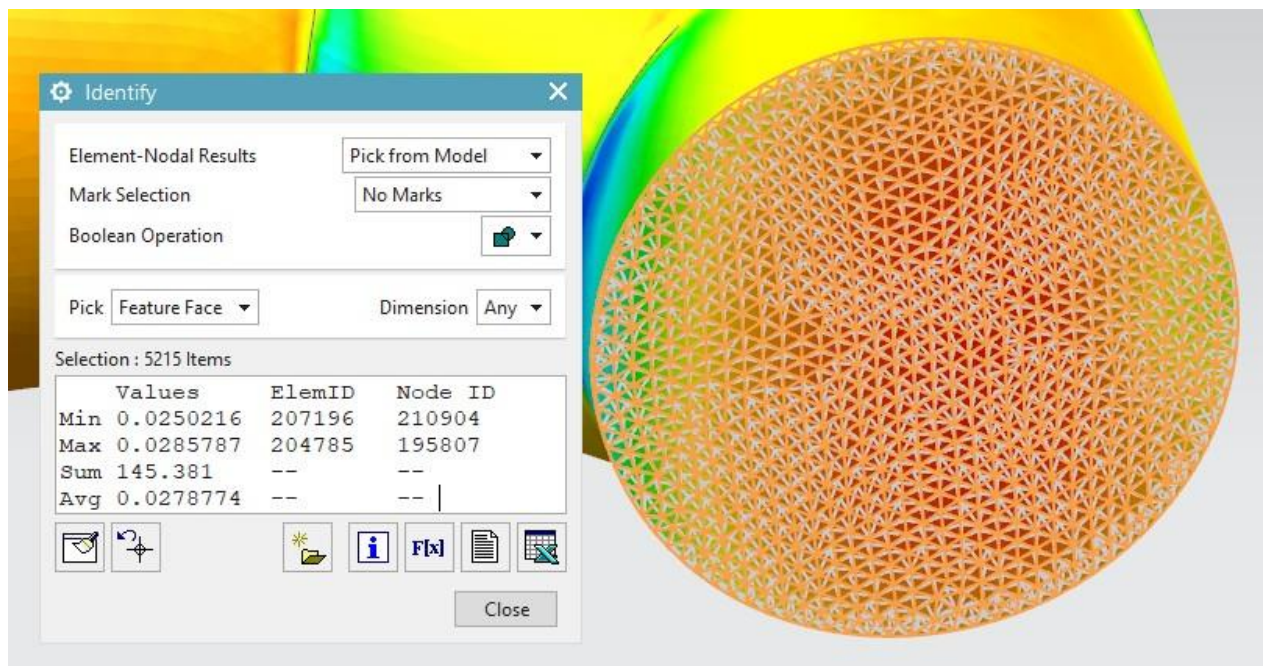


Рис. 4.20. Повний тиск у системі.

Різниця середнього значення повного тиску (рис. 4.19) між входом і виходом становить 0,0007 МПа, що відповідає 2,7% від початкового тиску (рис. 4.20, 4.21). Цей показник на 1,4% нижчий порівняно з початковою конструкцією труби. [15]

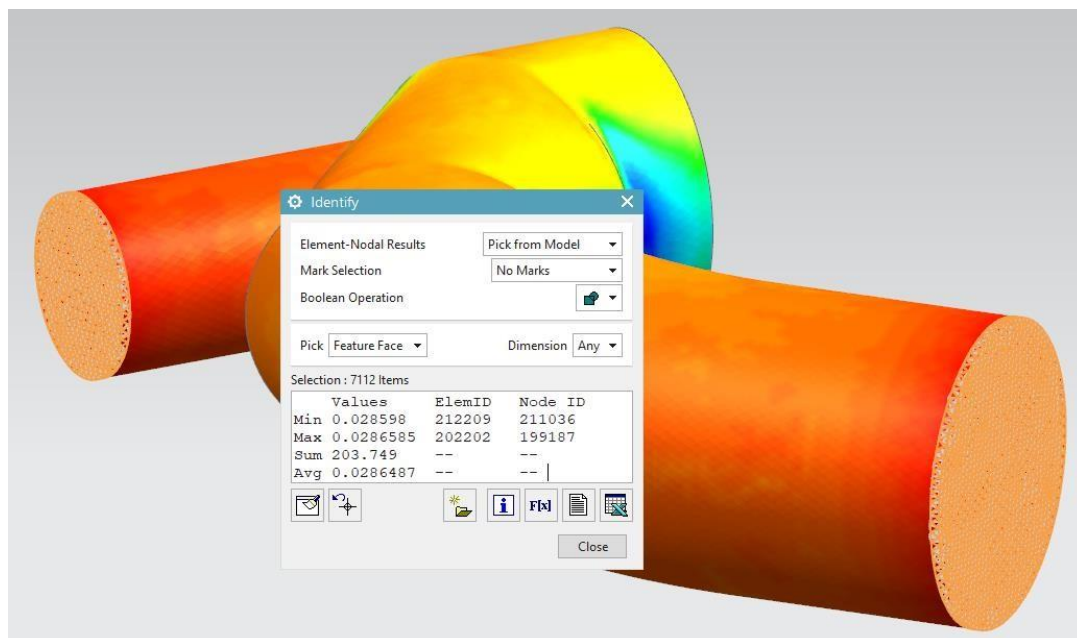


Рис. 4.21. Середнє значення повного тиску на вході в трубу.

Завдяки змінам, внесеним у конструкцію труби, вдалося знизити гідравлічні втрати на цьому сегменті на 1,4%, що позитивно вплинуло на загальну ефективність системи охолодження. Це покращило циркуляцію рідини в контурі охолодження через радіатор обігрівача, запобігло зниженню швидкості потоку рідини та дозволило уникнути небажаного підвищення температури робочого середовища системи охолодження. [7]

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Вимоги безпеки при застосуванні шкідливих речовин

Застосування етилованого бензину. На підприємствах, що застосовують етилований бензин, повинен бути чітко встановлений порядок його відпуску, зберігання, витрачання та перевезення, що виключає можливість його використання не за призначенням.

Підприємства, що застосовують етилований і звичайний бензин, повинні мати окремі ємності для їх зберігання і перевезення, а також окремі паливопроводи і бензоколонки. Перевозити і зберігати етилований бензин треба тільки в справних резервуарах, цистернах чи металевих бочках з кришками або пробками на бензостійких прокладках, які щільно закриваються. При цьому на тарі повинен бути напис великими літерами: «ЕТИЛОВАНИЙ БЕНЗИН».

Заповнювати резервуари етилованим бензином необхідно не більше як на 90% ємності.

Причини, що викликають підтікання та «потіння» тари, наповненої бензином, слід негайно усувати. Якщо це неможливо, етилований бензин необхідно перелити в справну тару, дотримуючись усіх заходів перестороги, щоб він не розлився, не потрапив на тіло або одяг робітника тощо.

Забороняється:

перевозити етилований бензин в салонах легкових автомобілів, автобусів, у кабінах автомобілів усіх типів, а також на вантажних автомобілях, причепах і напівпричепах разом з людьми і тваринами;

особа, яка супроводжує вантажний автомобіль з етилованим бензином, повинна знаходитися в кабіні;

транспортувати етилований бензин разом із харчовими продуктами і промисловими товарами;

використовувати цистерну або тару з-під етилованого бензину після очищення для перевезення і зберігання харчових продуктів.

У місцях зберігання, навантаження, розвантаження етилованого бензину і роботи з ним для знешкодження пролитого бензину і очищення забруднених ним автомобілів, устаткування, підлоги мають знаходитися в достатній кількості потрібні засоби (гас, розчин хлорного вапна або дихлорамін, тирса, ганчір'я тощо).

При проливанні етилованого бензину і попаданні його на автомобілі, устаткування, майданчики, підлогу та інші місця їх слід негайно очищати або знешкоджувати. Для цього необхідно засипати піском або тирсою забруднену підлогу або майданчики, а металеві поверхні протерти ганчір'ям, змоченим гасом.

Використовувати цистерну і тару з-під етилованого бензину для перевезення нехарчових вантажів дозволяється тільки після видалення та знешкодження залишків етилованого бензину. Для знешкодження тари з-під етилованого бензину необхідно звільнити її від залишків бензину, промити гасом, а зовні обтерти ганчір'ям, змоченим гасом. Операції з переливання, приймання та відпускання етилованого бензину мають бути механізованими. Насоси, пали- вопроводи, бензоколонки, шланги та інші пристрої, що застосовуються, повинні бути справними і не мати підтікання. При ремонті паливозаправних колонок, насосів та іншої заправної апаратури з-під етилованого бензину без демонтажу необхідно максимально захистити працюючих від вдихання парів бензину (працювати слід на відкритому повітрі з навітряної сторони або в добре вентильованому приміщенні). У кінці роботи необхідно знезаражувати інструмент, обладнання і робоче місце старанним очищенням і обтиранням їх ганчір'ям, змоченим гасом.

Миття, розбирання та ремонт двигунів або системи живлення автомобілів, що працюють на етилованому бензині, дозволяється проводити тільки після нейтралізації відкладень тетраетилсвин- цю гасом або іншими нейтралізуючими рідинами.

Заправку автомобілів етилованим бензином слід проводити з бензоколонки шлангом, який має роздавальний пістолет. Забороняється заправляти автомобілі етилованим бензином за допомогою відер, лійок тощо, а також відпускати етилований бензин у тару (каністри). Оператор заправних

станцій і водій повинні знаходитися при заправленні з навітряного боку автомобіля.

Забороняється:

при продувці системи живлення або переливанні етилованого бензину засмоктувати його ротом;

використовувати етилований бензин у двигунах, що працюють усередині приміщень (внутрішньоцеховий транспорт, стаціонарні двигуни тощо);

застосовувати етилований бензин для роботи паяльних ламп, бензорізів, чищення одягу, промивання деталей тощо;

застосовувати етилований бензин на випробувальних станціях підприємства без обладнання додатковою надійною діючою вентиляцією;

зберігати етилований бензин поза межами спеціально обладнаних складів, сховищ тощо.

Робітники (у т.ч. водії), які стикаються з етилованим бензином, повинні бути забезпечені на час роботи засобами індивідуального захисту відповідно до встановлених норм. У разі попадання етилованого бензину на руки та інші частини тіла необхідно вимити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом. В інструкціях з охорони праці для операторів заправних станцій, а також на виконання окремих видів робіт, при яких робітники мають контакт з етилованим бензином, повинні бути зазначені вимоги особистої безпеки при роботі з етилованим бензином.

Застосування антифризу та гальмівних рідин. На підприємствах для попередження отруєння гальмівною рідиною або антифризом повинен бути чітко встановлений порядок їх відпускання, зберігання та витрачання за призначенням.

Антифриз (низькозамерзаючі рідини) та гальмівні рідини слід зберігати і перевозити в справних, герметично закритих ємностях (бочках та споживчій тарі). Перед тим як налити антифриз або гальмівну рідину, необхідно ретельно очистити тару від твердих осадів, нальотів та іржі, промити лужним розчином і пропарити. У тарі не повинно бути залишків нафтопродуктів. Антифриз і гальмівну рідину наливають у тару не більше як на 90% її ємності. На тарі, в якій зберігають (перевозять) антифриз та гальмівну рідину, і на порожній тарі з-

під них повинен бути незмивний напис великими літерами «ОТРУТА», а також знак, установлений для отруйних речовин. Тару з антифризом і гальмівною рідиною зберігають у сухому приміщенні, яке не опалюється.

Забороняється:

наливати антифриз і гальмівну рідину в тару, яка не відповідає зазначеним вище вимогам;

переливати антифриз і гальмівну рідину шлангом шляхом засмоктування ротом;

застосовувати тару з-під антифризу і гальмівної рідини для перевезення і зберігання харчових продуктів;

перевозити антифриз і гальмівну рідину разом з людьми, тваринами, харчовими продуктами.

Злитий із системи охолодження двигуна антифриз повинен бути зданий за актом на склад для зберігання. Вимоги до зберігання відпрацьованого антифризу такі, як і для свіжого.

Перед заправкою системи охолодження антифризом необхідно:

перевірити, чи немає в системі охолодження (в з'єднувальних шлангах, радіаторі, сальниках водяного насоса тощо) течі, за наявності її необхідно ліквідувати;

промити систему охолодження чистою гарячою водою.

Заправку системи охолодження двигуна антифризом і гальмівної системи гальмівною рідиною слід проводити тільки за допомогою спеціально призначеної для цієї мети посудини. Заправна посудина повинна бути очищена і промита і мати відповідний напис: «Тільки для антифризу» або «Тільки для гальмівної рідини».

При роботі з цими рідинами слід вживати заходів, що виключають попадання в них нафтопродуктів (бензину, дизельного палива, масла тощо). Заливати антифриз у систему охолодження без розширювального бачка слід не до горловини радіатора, а на 10% менше об'єму системи охолодження, тому що під час роботи двигуна (при нагріванні) антифриз розширюється більше води, що може призвести до його витікання. Після кожної операції з гальмівною рідиною та антифризом (одержання, видача, заправка автомобіля, перевірка

якості) треба ретельно мити руки водою з милом. При випадковому заковтуванні антифризу або гальмівної рідини потерпілому слід негайно надати медичну допомогу. Забороняється допускати до роботи з антифризом і гальмівною рідиною осіб, які не пройшли інструктажу з вимог техніки безпеки при їх використанні та зберіганні.

5.2 Ядерна зброя та її уражаючі фактори. Осередки ураження

Ядерна зброя та її класифікація.

Атом є найменшою частинкою речовини, але атом має складну будову – в центрі- ядро, навколо якого по орбітах обертаються електрони.

У свою чергу ядро атомів складається з протонів і нейтронів. Число протонів характеризує хімічні властивості елемента і є його атомним номером, а сумарне число протонів і нейтронів у ядрі становить масове число елемента. Елементи різних атомних чисел при одному атомному номері називають ізотопами. Між протонами і нейтронами діють сили зчеплення які обумовлюють стійкі ядра. Менш стійкі ядра за певних умов можуть перетворюватися у більш стійкі ядра, а енергія, яка при цьому вивільняється, називається атомною (внутрішньоядерною). [25]

Відомо три шляхи вивільнення атомної енергії: радіоактивний розпад ядер;

поділ важких ядер;

сполучення легких ядер атомів у більш важкі.

Радіоактивний розпад ядер урану або плутонію супроводжується виникненням двох-трьох осколків ділення, нових нейтронів, гамма-квантів – тобто випусканням у навколишнє середовище α -, β -, γ -променів і виділенням великої кількості ядерної енергії.

Осколки ділення ядер важких ізотопів – це елементи верхньої або середньої частини періодичної таблиці Д.І. Менделєєва. Вони радіоактивні, а тому являються джерелом гамма-випромінювання проникаючої радіації, а також основною причиною радіоактивного забруднення.

Нейтрони, які виникають у процесі ділення ядер, викликають нові ділення з появою нових нейтронів та створюють умови для протікання ланцюгової реакції ділення.

α -промені – це потік позитивно заряджених частинок, які являють собою ядра гелію. З ядра ці частинки вилітають зі швидкістю до 20000 км/год.

Довжина пробігу α -частинок у повітрі не більше кількох сантиметрів. Одяг людини поглинає їх повністю, лист паперу затримує їх. Але попадаючи в організм з повітрям, водою, їжею – дуже небезпечні.

β -промені – це потік негативно заряджених частинок – електронів, що випускаються ядрами атомів. Вони викидаються з різними швидкостями (деякі досягають швидкості світла). У повітрі проходять шлях у декілька метрів. Вони мають більш проникаючу здатність ніж α -частинки, але вони можуть бути затримані подошвою взуття, віконним склом та металевими пластинами, товщиною кілька міліметрів. У живих тканинах пробіг β -частинок не більше 1,5 см.

γ -промені подібно до рентгенівського проміння, яке поширюється зі швидкістю світла на сотні метрів. Вони мають найбільшу проникаючу здатність.

Характерною властивістю природної радіоактивності є інтенсивність, з якою відбувається розпад ядра. Кожному ізотопу властива певна швидкість розпаду, і одиницею його вимірювання є, так званий період напіврозпаду, тобто час, протягом якого половина будь-якої кількості атомів зазнає розпаду. І ніякі умови і способи на цей час не впливають. Природний розпад відбувається поступово, тому кількість виділеної енергії порівняно мала.

Основним способом одержання великої кількості енергії є вплив нейтронів на ядра атомів урану або плутонію, при якому відбувається ядерна реакція.

Потужність ядерних боєприпасів прийнято характеризувати кількістю енергії, яка вивільняється під час вибуху. Цю енергію вимірюють величиною тротилового еквіваленту.

Тротиловий еквівалент – це така маса тротилового заряду, енергія при вибуху якого дорівнює енергії вибуху даного ядерного заряду.

Троїловий еквівалент вимірюють в т, кт, Мт.

За характером реакції одержання енергії ядерна зброя поділяється на:

ядерну – реакція ділення ядер урану-233, урану-235 або плутонію-239, які легко поділяються при захваті нейтронів будь-якої енергії, але особливо інтенсивно тепловими;

термоядерну – спочатку реакція поділу ядер урану-235 або плутонію-239 з'єднання ядер легких елементів – дейтерію і тритію, а також гідрити літію у більш важкі ядра. Реакції синтезу дуже складні у виконанні у зв'язку з необхідністю подолання електростатичних сил відштовхування, які збільшуються при з'єднанні цих ядер. Тільки при наявності високих температур (десятки мільйонів градусів) і великого тиску вдається наблизити ядра, що синтезуються, на відстані дії ядерних сил.

При такій високій температурі всі речовини переходять у стан плазми, при якому ефективно проходить реакція синтезу. Такі реакції і називають термоядерними.

Таку високу температуру для проведення реакції синтезу забезпечує звичайний ядерний заряд ланцюгової реакції ділення. Тому до складу любого термоядерного заряду входить ядерний детонатор для запуску реакції синтезу.

Термоядерна зброя малої потужності має назву нейтронна. Вона має підвищену проникаючу радіацію з великим процентом нейтронного випромінювання. Таким чином, термоядерний заряд ґрунтується на принципі «ділення – синтез».

комбіновану – послідовно 3 реакції: поділ ядер U- 235, або Pl- 239; з'єднання атомів легких елементів; і поділ ядер U-238. Тобто, виходить принцип «ділення-синтез-ділення».

У третій фазі поділу на U-238 діють швидкі нейтрони, які виникають при реакції синтезу. Енергія цих нейтронів достатня, щоб викликати і підтримувати реакцію поділу U-238. До 90% енергії термоядерного боєприпасу може бути отримано діленням дешевого природного U-238. Використання такої уранової оболонки дозволило створити термоядерні заряди потужністю до 20-50 Мт.

Вибухова ланцюгова реакція ділення можлива тільки у визначеній кількості урану чи плутонію, яка перевищує так звану критичну масу.

Найменша кількість ядерного палива, в якій може проходити ланцюгова ядерна реакція називається критичною масою.

Вона залежить від природи речовини (уран, плутоній) і зменшується із збільшенням ступеню очищення, його щільності, а також від рефлекторного матеріалу, який її оточує і штучного джерела нейтронів, які покращують умови ділення. Найбільш оптимальною формою ядерного заряду є сфера, яка забезпечує найменші втрати нейтронів за рахунок виходу їх за межі ділимої речовини.

Наприклад. Оболонка природного урану при оточенні речовини, яка розщеплюється, є дуже добрим рефлектором, відбиваючи назад нейтрони, що виходять із речовини. При цьому маса, при якій стає можливою ланцюгова реакція може бути зменшена у 2-3 рази. Так, критична маса для плутонію в металевій фазі дорівнює приблизно 11 кг, а при доброму рефлекторі вона може бути зменшеною до 5 кг.

Під час вибуху ядерного заряду температура підвищується до 10 млн⁰C, а при термоядерному – доходить до кількох десятків млн⁰C.

За потужністю ядерні боєприпаси поділяють на: малі – потужністю до 15 кт;

середні – 15-100 кт; великі – 100 – 500 кт; надвеликі – більше 500 кт.

В залежності від задач, які вирішуються, калібру боєприпасів, використовують такі засоби доставки ядерних боєприпасів до цілі:

- балістичні, крилаті ракети і зенітні керовані ракети (у т.ч. з роздільними головками);

підводні човни і надводні кораблі; стратегічна і тактична авіація; ствольна артилерія;

космічні засоби; фугаси.

Види ядерних вибухів

Ядерні і термоядерні вибухи мають комбіновану уражаючу дію, тому-що всі уражаючі фактори діють майже одночасно на різні об'єкти.

Вид вибуху має свої особливості.

Висотний вибух – особливо сильно діє світлове випромінювання на органи зору (особливо вночі).

Наземний і підземний вибухи – висока руйнівна здатність і сильне радіоактивне забруднення місцевості.

А взагалі вибухи бувають:

висотні (атмосферні) – це вибухи на висоті більше 10 км (вище границі тропосфери). Призначені для ураження літальних апаратів. Його зовнішньою ознакою являється яскрава сфера та відсутність пилового стовпа;

повітряні – проводяться на такій висоті, коли світна сфера не торкається поверхні землі (води) та має форму кулі. Зовні спостерігається хоча б короткочасний розрив між сферою вибуху та стовпом пилу. Вони бувають низькі і високі.

Низькі – на висоті декілька сотень і тисяч метрів над землею в залежності від потужності ядерного боєприпасу та може використовуватись для пошкодження міських та промислових будівель, для ураження людей, різної техніки та інших об'єктів.

Високі – проводяться на висоті більш низькій і можуть використовуватись для ураження літаків та інших літальних апаратів у повітрі;

- наземні (надводні) – вибухи на поверхні землі (води), тобто контактні вибухи, а також вибухи в повітрі на невеликій висоті, коли світна область торкається поверхні землі (води). Світна область має форму півкулі. При наземному вибуху відсутній розрив між світною областю і стовпом пилу.

Наземні вибухи використовуються для пошкодження різних наземних споруд підвищеної міцності, а також аеродромів, залізничних вузлів, людей у міцних укриттях та інше.

При наземних вибухах відбувається радіоактивне забруднення місцевості.

Підземні – проводяться під землею і можуть використовуватись для пошкодження надзвичайно міцних підземних споруд (КП, шахти ПУ ракет), аеродромів, підземних заводів, складів, а також для утворення радіоактивних загороджень (перешкод).

Зовні спалаху та світної області не видно. Грибовидна хмара не виникає. При неглибокому підземному вибуху спостерігається викидання ґрунту на поверхню землі.

Надводні вибухи можуть використовуватись для ураження надводних кораблів та гідротехнічних споруд.

Підводні – вибухи проводяться під водою і можуть використовуватись для ураження підводних човнів, надводних кораблів і різних гідротехнічних споруд. В місці вибуху на поверхні води спостерігається освітлена пляма, виникає «султан», поверхневі хвилі та базисна хвиля.

Базисна хвиля являється джерелом радіоактивного зараження і представляє собою пару води і мілкий водяний пил, перемішані з радіоактивними продуктами вибуху, які піднімаються вгору та розповсюджуються по вітру від епіцентру вибуху. З такої хмари випадають радіоактивні опади.

Ядерна зброя має 5 уражаючих факторів: ударна хвиля, світлове випромінювання, проникаюча радіація, радіоактивне забруднення місцевості, електромагнітний імпульс.

Уражаючі фактори ядерної зброї, їх дія на людей, будівлі та споруди

Величезна кількість енергії, яка виділяється при повітряному ядерному вибуху розподіляється між уражаючими факторами так:

ударна хвиля $\approx 50\%$;

світлове випромінювання $\approx 35\%$;

радіоактивне забруднення $\approx 10\%$;

проникаюча радіація і електромагнітний імпульс $\approx 5\%$.

Ударна хвиля – це ділянка сильного стиснення повітря, розігрітого до декількох мільйонів градусів, що поширюється з надзвичайною швидкістю (більше 350 м/с або 1260 км/год) в усі сторони від центру вибуху (при підводному вибуху – 1500 м/с).

Джерелом виникнення ударної хвилі є високий тиск у центрі вибуху, що досягає 105 млрд Па. Він складається із зони стиснення (де тиск вище атмосферного) і зони розрідження (тиск нижче атмосферного).

Найпотужніша ударна хвиля – при повітряному вибуху.

Уражаюча дія ударної хвилі визначається двома параметрами:

надмірний тиск (ΔP_F) – це різниця між нормальним атмосферним тиском перед фронтом хвилі і максимальним тиском у фронті ударної хвилі (P_0), тобто

$$\Delta P\Phi = P\Phi - P_0;$$

швидкісний напір тиску ($\Delta P_{ШВ}$) – це динамічне навантаження, яке створюється потоком повітря. Так само, як і $\Delta P\Phi$, $\Delta P_{ШВ}$ вимірюється в Па (паскалях, або кг/см^2) ($1 \text{ кг/см}^2 = 100 \text{ Па}$).

Тривалість дії ударної хвилі вимірюється секундами.

Внаслідок дії ударної хвилі відбуваються масові ураження людей, тварин, рослин, руйнування й ушкодження будівель і споруд.

При зіткненні фронту ударної хвилі з людиною чи твариною на тіло діє великий тиск і це відчувається як удар, який створює хвилю стиснення, що поширюється в тканинах і органах зі швидкістю 1500 м/с. Вони не встигають відреагувати на це і пошкоджуються. Це залежить від тиску і швидкості. Особливо пошкоджуються органи наповнені газами (легені, кишечник) і кров'ю (печінка, селезінка, великі судини) і інше.

При дії хвилі спочатку проходить стиснення, а потім швидке розширення – що призводить до розриву тканин.

органам з кров'ю (судини) проходить гідроудар і вони розриваються. залежності від цих двох показників виникають пошкодження людей і тварин:

легкі травми (при тиску 20-40 кПа ($0,2-0,4 \text{ кгс/см}^2$) і характеризуються вивихами, тимчасовим пошкодженням слуху, контузіїєю;

середні травми (40-60 кПа ($0,4-0,6 \text{ кгс/см}^2$) і виявляються контузії, пошкодження слуху, вивихи, кровотечі з носа і вух, розриви барабанних перетинок;

важкі травми (60-100 кПа ($0,6-1 \text{ кгс/см}^2$) – характеризується важкими контузіїями, переломами кінцівок, сильними кровотечами з носа і вух;

дуже важкі травми (більше 100 кПа (1 кгс/см^2)). Для них характерні переломи кісток, розриви внутрішніх органів (печінки, легень, селезінки, нирок і ін.), відкриті переломи кінцівок, струси мозку, переломи хребта.

Зовнішньою межею ядерного ураження вважається умовна лінія на місцевості, де надмірний тиск ударної хвилі 10 кПа ($0,1 \text{ кгс/см}^2$).

Територія, на якій під впливом уражаючих факторів ядерного вибуху виникли руйнування будівель і споруд, пожежі, радіоактивне забруднення місцевості і ураження людей і тварин, називається осередком ядерного ураження.

Осередок ядерного ураження умовно поділяють на 4 зони:

зона повних руйнувань ($50 \text{ кПа} - 0,5 \text{ кгс/см}^2$). Повністю руйнуються житлові, тваринницькі і інші споруди, укриття.

зона сильних руйнувань ($50-30 \text{ кПа} - 0,5-0,3 \text{ кгс/см}^2$). Руйнування споруд, деформація несучих конструкцій. Можуть залишитися частково стіни і нижні поверхи. Утворюються завали.

зона середніх руйнувань ($30-20 \text{ кПа} - 0,3-0,2 \text{ кгс/см}^2$). Більшість несучих конструкцій зберігається, лише частково деформується. Зберігається основна частина стін. Герметичні сховища і частина ПРУ не пошкоджується;

зона слабких руйнувань ($20-5 \text{ кПа} - 0,2-0,05 \text{ кгс/см}^2$). Руйнуються вікна, двері, перегородки, тріщини верхніх поверхів. Нижні поверхи і підвали цілі. Слабкі руйнування будівель всіх типів виникають при тиску $7-20 \text{ кПа} - 0,07-0,2 \text{ кгс/см}^2$.

пошкодження – це порушення найбільш слабких елементів будівель (вікна, двері, перегородки, тераси) – при $3-5 \text{ кПа} - 0,03-0,05 \text{ кгс/см}^2$.

При ядерному вибуху під водою також утворюється ударна хвиля. Тільки надмірний тиск у десятки разів більший на однакових відстанях. Час дії підвищеного тиску у кілька разів менший, а швидкість поширення ударної хвилі більша. В цей час утворюється велика хвиля – цунамі.

Ураження лісу залежить від потужності, відстані, рельєфу, густоти і віку дерев. Ступінь ураження – від пошкодження гілля до повного руйнування дерев.

Крім руйнувань, ударна хвиля є причиною пожеж – при пошкодженнях ліній електропередач, системи газопостачання, вибухів бензосховищ, складів боєприпасів і хімічних речовин, руйнування АЕС – забруднення великих територій.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Загально-технічний розділ - охоплює критично важливі параметри та базові розрахунки. Зокрема, в розділі враховано розподіл маси між осями, компоновальну схему та аеродинаміку автомобіля, що забезпечує фундамент для подальших етапів дослідження. Аналіз двигуна та побудова його швидкісної характеристики надає глибоке розуміння роботи силової установки в різних режимах швидкості, що важливо для оцінки його продуктивності.

Технологічний розділ - спрямований на обчислення динамічних і паливних показників, а також на характеристику системи охолодження та рідинного радіатора. Деталі технологічного процесу відновлення дефектів підкреслюють інженерний підхід до обслуговування автомобільних компонентів. Даний розділ надає цілісну картину експлуатаційних характеристик, ефективності та методів обслуговування автомобіля.

Конструкторський розділ - зосереджений на створенні кінцево-елементної моделі трубопровідної системи, що дозволяє врахувати гідравлічні та теплові процеси. Вибір типу елементів і побудова кінцево-елементної сітки для внутрішніх об'ємів підкреслюють всебічний підхід до моделювання складних систем. Гідравлічна модель і аналіз теплообміну є важливими для забезпечення надійної роботи систем охолодження, що відповідає вимогам до сучасних автомобілів.

Науково-дослідний розділ - спрямований на дослідження гідродинамічних і теплообмінних характеристик, їх вплив на функціонування рідинної системи охолодження. Розробка моделі модернізованого трубопроводу в САПР демонструє практичне застосування теоретичних досліджень, що підвищує ефективність та надійність автомобільних систем. Дослідження є важливим для конструкторських рішень, що мають на меті покращення експлуатаційних характеристик.

Кваліфікаційна робота має комплексний підхід до проектування та дослідження динамічних, технологічних та конструктивних аспектів автомобіля. Вона містить науково обґрунтовані розрахунки, сучасні методи моделювання та оптимізації систем, що підвищують експлуатаційну надійність та ефективність

автомобіля. Зокрема, робота включає аналіз паливної економічності, аеродинамічних характеристик, теплових процесів у системі охолодження, що є важливими для досягнення економічної та екологічної відповідності сучасним стандартам. Використання кінцево-елементного моделювання та інженерних підходів до аналізу дозволяє глибоко оцінити міцність конструкцій і надійність систем. У підсумку, проведене дослідження є вагомим внеском у підвищення загальної ефективності автомобіля та його адаптації до сучасних вимог безпеки й енергоефективності.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с.
3. Кисликов В.Ф., В.В. Лущик Будова і експлуатація автомобілів. Підручник - Либідь м.Київ, 2018 – 400с.
4. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с.
5. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
6. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
7. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.
8. Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: Навчальний посібник. - Кременчук: КНУ, 2011. - 194 с.
9. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
10. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
11. [Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension](#). B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, Y. Vovk, I. Lebid, I. Hevko, M. Levkovych, R. Khoroshun, A. Matviyishyn. - COMMUNICATIONS, 2022. - Vol. 24, № 3, P. 247-258. (Scopus).

12. Sakhno, V.P., Yashchenko, D.M., Marchuk, R.M., Marchuk, N.M., Lyashuk, O.L.. Research of a truck train movement when driving semi-trailer by slow downing wheels of one axis pin on the mode. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering Open Access Volume 17, Issue 1, 1 January 2020, Pages 7749-7757 <https://www.scopus>.

13. Information Technologies Use in the Study of Functional Properties of Wheeled Vehicles. Lyashuk O., Stashkiv M., Lytvynenko Iaroslav, Sakhno V., Khoroshun R. CEUR Workshop Proceedings. 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, ITTAP 2023. Ternopil 22 November 2023 до 24 November 2023. 3628, с. 370-381. <https://www.scopus>.

14. Міронов Д.В., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гупка А.Б., Слободян Л.М., Гевко Б.Р., Хорошун Р.В. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – № 2 (21). Луцьк: 2023. - С. 135 – 144.

15. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 276 с.

16. Comprehensive Assessment Of Technical Condition Of Vehicles During Operation Based On Harrington's Desirability Function. Aulin V., Rogovskii I., Lyashuk O., Titova L., Hryniv A., Mironov D., Volianskyi M., Rogatynskyi R., Solomka O., Lysenko S. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Technology Center. Ukraine. Том 1. Випуск 3(127), 2024. с. 37-46.

17. Rogatynskyi, R., Lyashuk, O., Nevko I., Horoshyn, R., & Shevchuk, V. (2023). Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності, 28, 115-122. <https://doi.org/https://doi.org/10.32447/20784643.28.2023.11>

18. Ляшук О. Л., Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Хорошун Р. В., Кашканова Г. Г., Антонюк О. П. Модель проходження повороту автомобілем . Вісник машинобудування та транспорту, ВНТУ.- No2(18) 2023.- С. 91-97.

19. Синтез підвіски автотранспортних засобів/ І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, Р.М. Рогатинський, А.Й. Матвіїшин, Р.В. Хорошун/ Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. -№ 8(39)_I, 2023.-С. 153-164.

20. Liashuk O., Hevko I., Hud V., Khoroshun R., Hevko B., Matviishyn A., Sipravska M. Stands for car suspension research. Bulletin of Lviv National Environmental University. Agroengineering Research, No. 26 (2022). С 93-103.

21. Lyashuk, O., Levkovych, M., Vovk, Y., Gevko, I., Stashkiv, M., Slobodian, L., Pyndus, Y. The study of stress-strain state elements of the truck semi-trailer body bottom. Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2023, 118, 161-172. ISSN: 0209-3324. DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.11>. (Scopus).

22. Ляшук О. Л., Клендій В. М., Хорошун Р. В. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт». Тернопіль: Вид. ТНТУ, 2018. 302 с.

23. В.В. Аулін, О.Л. Ляшук, А.В. Гриньків, С.В. Лисенко, Д.В. Міронов, Л.М. Слободян, Р.М. Рогатинський Оптимальний комплекс операцій технічного обслуговування і ремонту для підвищення надійності вузлів, систем та агрегатів мобільних машин Збірник наукових праць. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. Випуск № 8(39)_II. - Кропивницький. - 2023. - С. 175-189.

24. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / укл.: Стручок В. С. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. 156 с.

25. Андрусенко С. І. Технологічне проектування автотранспортних підприємств: навч. посіб. / Андрусенко С. І., Білецький В. О., Бортницький П. І.; за ред. проф. С. І. Андрусенка. – К. : Каравела, 2009. – 368 с.