

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГІЖИЦЬКОГО
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **«Дослідження роботи системи впуску ДВЗ на прикладі спортивного
автомобіля»**

Виконав: студент групи Ат-63
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Юрій Чіх

(ім'я та прізвище)

Керівник: Георгій Худавердян
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 631. 37

АНОТАЦІЯ

«Дослідження роботи системи впуску ДВЗ на прикладі спортивного автомобіля ». – Чіх Ю.Л. – Кваліфікаційна робота. Кафедра автомобілів і тракторів. - Дубляни, -Львівський НУВМБ ім.С.Гжицького, 2025. 55 с. текст. 5 част. 9 рис., 3 табл., 32 бібл.

У роботі проведено детальний аналіз розвитку конструкцій систем впуску спортивних автомобілів, що відображає ключові тенденції покращення газодинамічних показників та вирішення проблеми наповнення циліндрів повітряним зарядом. Розглянуто основні властивості сучасних конфігурацій впускних трактів у порівнянні з традиційними системами серійних двигунів. Проведено аналіз досліджень та теоретичне обґрунтування вибору параметрів для модернізації (зокрема, геометрії ресивера та рестриктора), включаючи визначення динамічних навантажень та швидкостей потоків, що діють у системі.

Запропоновано конструкцію елементів впуску, визначено оптимальну форму ресивера (Plenum) та довжину впускних каналів на основі хвильової теорії. Проведено порівняльну оцінку ефективності, яка полягає у розрахунку підвищення коефіцієнта наповнення та оцінці впливу цих змін на швидкісні характеристики та прийомистість двигуна автомобіля. Завершено роботу техніко-економічним аналізом, що зіставляє складність виготовлення вдосконаленої геометрії з отриманим динамічним виграшем у характеристиках потужності.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), система впуску, ресивер (Plenum), рестриктор, газодинаміка, чисельне моделювання (CFD), коефіцієнт наповнення.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОРГАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ГАЗООБМІНУ В СПОРТИВНИХ ДВИГУНАХ	8
1.1. Роль системи впуску у формуванні зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	8
1.2. Класифікація та конструктивно-функціональний аналіз сучасних систем впуску високофорсованих ДВЗ	9
1.3. Аналіз регламенту змагань "Formula Student" та його вплив на проектування системи впуску	14
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ.....	17
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ГАЗОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЄКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВПУСКНОЇ СИСТЕМИ	19
2.1. Методика визначення геометричних параметрів впускних каналів на основі хвильової теорії.....	19
2.2. Методика газодинамічного розрахунку та профілювання рестриктора.....	21
2.3. Методика вибору об'єму ресивера (Plenum) та проектування вхідних пристроїв.....	24
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ.....	26
РОЗДІЛ 3. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ АЕРОДИНАМІКИ ВПУСКНИХ СИСТЕМ ШЛЯХОМ CFD-МОДЕЛЮВАННЯ.....	28
3.1. Умови проведення симуляції.....	28
3.2. Дослідження течії у базовій конструкції (Box-shaped).....	29
3.3. Дослідження течії у вдосконаленій конструкції	30
3.4. Результати порівняльного аналізу	32
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ.....	33
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	34
4.1. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів при розробці та випробуванні впускного колектора.....	34
4.2. Організаційні та технічні заходи щодо забезпечення безпеки праці	36

4.3. Пожежна безпека при випробуванні системи впуску	37
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ.....	39
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	40
5.1. Постановка задачі економічного аналізу	40
5.2. Порівняння трудомісткості виготовлення геометричних варіантів	40
5.3. Вибір матеріалу: аналіз маси та вартості.....	42
5.4. Зведена калькуляція та визначення економічної ефективності	43
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ	45
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	47
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	51

ВСТУП

Сучасний етап розвитку автомобілебудування, особливо у сегменті спортивних та високофорсованих автомобілів, характеризується жорсткою конкуренцією у сфері підвищення енергоефективності та літрової потужності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Одним із ключових чинників, що визначають потужнісні та економічні показники двигуна, є ефективність процесів газообміну, зокрема — робота системи впуску.

Для спортивних автомобілів, що беруть участь у змаганнях типу «Formula Student», проектування впускної системи ускладнюється суворими технічними регламентами. Наявність обов'язкового рестриктора (обмежувача повітряного потоку) створює значний аеродинамічний опір та обмежує максимальну потужність. У таких умовах традиційні методи проектування поступаються місцем високоточному математичному моделюванню та газодинамічній оптимізації. Дослідження впливу геометрії ресивера, довжини впускних каналів та профілю рестриктора на коефіцієнт наповнення циліндрів є критично важливим завданням для забезпечення конкурентоспроможності боліда.

Мета роботи полягає у теоретичному обґрунтуванні та розрахунковому дослідженні параметрів системи впуску спортивного автомобіля для покращення наповнення циліндрів повітряним зарядом та оптимізації зовнішньої швидкісної характеристики двигуна в умовах регламентних обмежень.

Для досягнення поставленої мети визначено наступні завдання:

1. Проаналізувати теоретичні основи організації процесів газообміну та конструктивні особливості сучасних впускних систем високофорсованих ДВЗ.
2. Дослідити вимоги регламенту «Formula Student» та їхній вплив на архітектуру системи впуску.
3. Розробити методику розрахунку геометричних параметрів впускного тракту на основі хвильової теорії та принципів газодинаміки.
4. Провести порівняльне моделювання потоків повітря (CFD-аналіз) у базовій та вдосконаленій конструкціях впускного колектора.
5. Оцінити економічну ефективність впровадження запропонованих конструктивних рішень та розробити заходи з охорони праці при випробуваннях.

Об'єкт дослідження — процеси газодинаміки та наповнення циліндрів у системі впуску високофорсованого двигуна внутрішнього згоряння.

Предмет дослідження — взаємозв'язок між геометричними параметрами елементів системи впуску (ресивера, каналів, рестриктора) та газодинамічними показниками роботи двигуна.

Методи дослідження. У роботі використано методи класичної термодинаміки та газодинаміки ДВЗ для аналітичних розрахунків, а також методи чисельного моделювання (Computational Fluid Dynamics — CFD) для візуалізації та кількісної оцінки полів швидкостей і тисків у впускному тракті.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вдосконаленні підходу до профілювання ресиверів складної форми, що забезпечує

мінімізацію турбулентності та рівномірність розподілу повітряного потоку між циліндрами в умовах обмеженого припливу повітря через рестриктор.

Запропонована методика проєктування дозволяє скоротити цикл розробки впускних систем для спортивних автомобілів та забезпечити приріст крутного моменту в робочому діапазоні обертів без збільшення робочого об'єму двигуна. Результати дослідження можуть бути використані гоночними командами університетів та спеціалізованими тюнінг-ательє.

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОРГАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ГАЗООБМІНУ В СПОРТИВНИХ ДВИГУНАХ

1.1. Роль системи впуску у формуванні зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Ефективність роботи поршневого двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), як теплової машини, визначається досконалістю протікання термодинамічних процесів, серед яких газообмін займає ключове місце. Система впуску – це складний газодинамічний комплекс, основною функцією якого є забезпечення циліндрів необхідною масою свіжого заряду робочого тіла (повітря або паливо-повітряної суміші) з мінімальними гідравлічними втратами.

Ключовим оціночним параметром ефективності впуску є коефіцієнт наповнення (η_v). Фізичний зміст цього показника полягає у відношенні маси свіжого заряду, що фактично надійшов у циліндр за цикл впуску, до теоретично можливої маси заряду, яка б заповнила робочий об'єм циліндра при параметрах навколишнього середовища (тиск P_0 і температура T_0).

$$\eta_v = \frac{M_d}{M_{th}} \quad (1)$$

де M_d – дійсна маса повітря, M_{th} – теоретична маса.

На величину коефіцієнта наповнення впливають такі фактори:

- 1) опір тракту: втрати тиску на тертя об стінки каналів, місцеві опори (повороти, звуження, дросельна заслінка, клапани);

- 2) підігрів суміші: контакт повітря з нагрітими стінками впускного колектора та клапанами знижує густину повітря (ρ), що зменшує масове наповнення;
- 3) інерційність потоку: на високих обертах швидкість руху поршня зростає, і час на наповнення циліндра скорочується (до тисячних часток секунди).

Саме система впуску формує характер кривої крутного моменту. Використання явищ резонансу стовпа повітря (акустичний наддув) та інерційного дозаряду дозволяє досягти значень $\eta_v > 1.0$ (більше 100%) у вузькому діапазоні обертів навіть без використання компресорів чи турбін. Для спортивних автомобілів класу "Формула Студент" критично важливим є забезпечення високого коефіцієнта наповнення не лише на пікових обертах максимальної потужності, але й у зоні середніх обертів для забезпечення динамічного виходу з поворотів.

1.2. Класифікація та конструктивно-функціональний аналіз сучасних систем впуску високофорсованих ДВЗ

Сучасні впускні системи спортивних двигунів є результатом еволюції від простих карбюраторних колекторів до складних налаштованих систем з електронним керуванням. Їх можна класифікувати за декількома ознаками. В основі проєктування каналів лежить теорія резонатора Гельмгольца. Система впуску розглядається як коливальна система "маса-пружина", де маса – це стовп повітря в раннері, а пружина – пружність повітря в об'ємі ресивера або циліндра.

За розташуванням дросельної заслінки:

- З центральним дроселем – класична схема для більшості дорожніх та багатьох гоночних авто (в т.ч. Formula Student). Повітря проходить через один дросельний вузол у загальний ресивер, звідки розподіляється по циліндрах. Переваги: простота компонування, легкість інтеграції рестриктора, стабільний розрідження для датчиків (MAP-сенсора). Недоліки: інертність відгуку через великий об'єм повітря після заслінки.
- З індивідуальними дроселями – застосовується у F1 та високофорсованих атмосферних двигунах. Дросельна заслінка розташована безпосередньо перед впускним клапаном кожного циліндра. Це мінімізує об'єм задросельного простору, забезпечуючи миттєву реакцію двигуна.

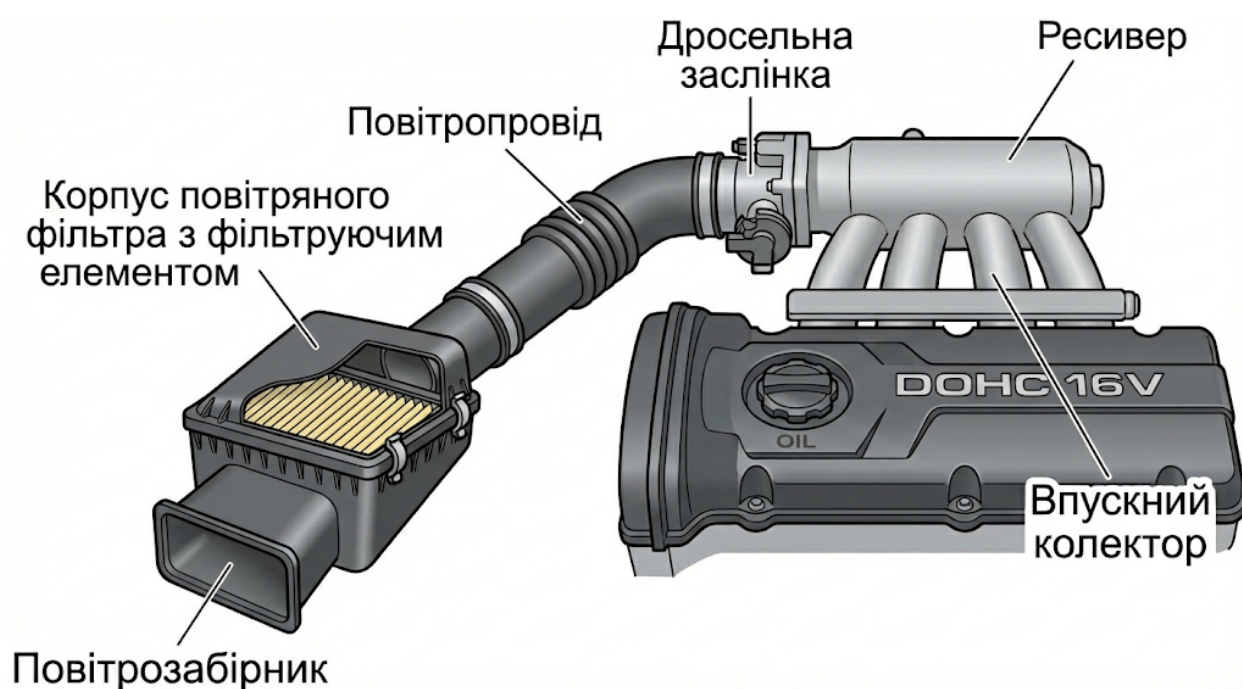


Рисунок 1.1. Система впуску ДВЗ з одним дроселем



Рисунок 1.2. Система впуску ДВЗ з дроселем на кожен циліндр

За геометрією впускних каналів:

- канали фіксованої довжини – розраховуються на конкретну резонансну частоту (оберти двигуна). Довгі й вузькі канали зміщують пік моменту "вниз", короткі й широкі – "вгору";
- канали змінної довжини – дозволяють змінювати довжину тракту в процесі роботи (телескопічні механізми або перемикання заслінками). Це дозволяє отримати два або більше піків крутного моменту.

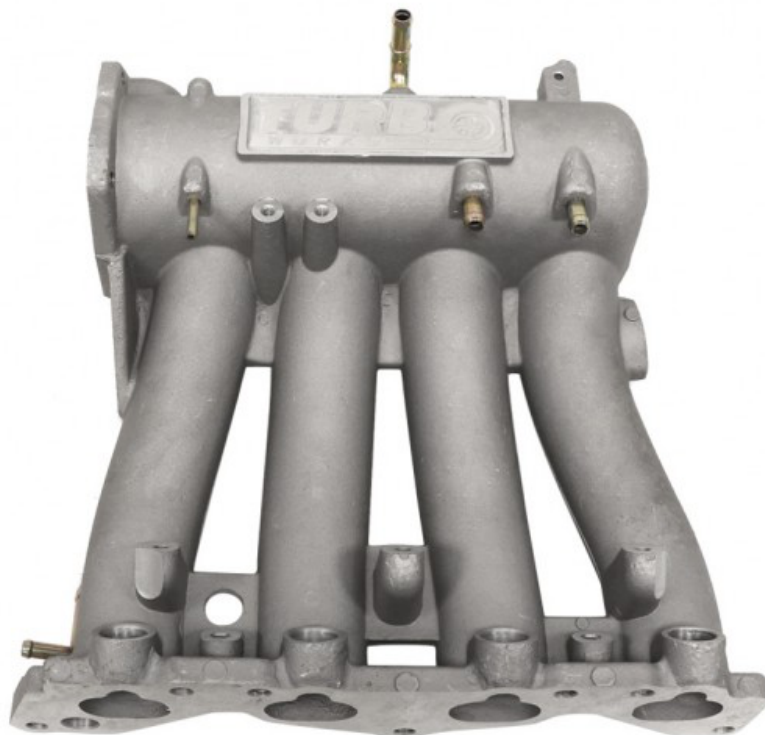


Рисунок 1.3. Впускний колектор з каналами фіксованої довжини

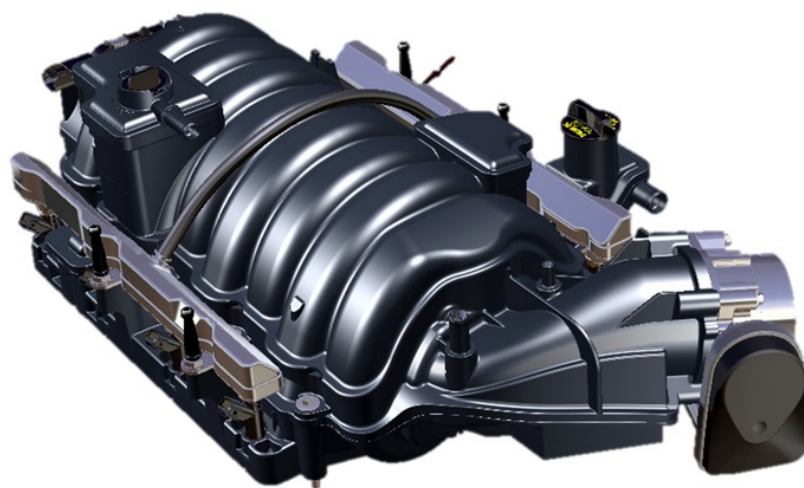


Рисунок 1.4. Впускний колектор зі змінною геометрією

Ключовим вузлом, що визначає стабільність роботи системи, є ресивер. У сучасних спортивних двигунах він розглядається не просто як з'єднувальна ємність, а як демпфер газодинамічних пульсацій. Для ефективного згладжування коливань тиску об'єм ресивера зазвичай обирається в межах від двох до чотирьох робочих об'ємів двигуна. При проєктуванні геометрії ресивера критично важливим завданням є забезпечення рівномірного розподілу повітряних потоків між циліндрами, що дозволяє нівелювати ефект "повітряного голодування" задніх циліндрів, викликаний інерцією потоку при високих швидкостях руху газу.

Безпосередній забір повітря з об'єму ресивера у канали здійснюється через спеціальні входні пристрої – профільовані розтруби. Їхня геометрія, яка найчастіше має еліптичний або радіусний профіль кромки, відіграє вирішальну роль у мінімізації аеродинамічного опору. Правильно спрофільований вхід запобігає відриву пограничного шару повітря при вході в канал. Відсутність таких елементів або їх некоректна форма призводить до звуження ефективного перерізу каналу (ефект *vena contracta*), що діє як додатковий дросель і знижує наповнення.



Рисунок 1.5. Впускний колектор з внутрішніми раструбами на кожен канал

Далі повітряний потік потрапляє у впускні патрубки (Runners). У практиці автоспорту ці канали часто виконуються конічними (tapered), з поступовим звуженням у напрямку до головки блоку циліндрів. Така конструкція дозволяє плавно прискорити потік повітря безпосередньо перед впускним клапаном. Збільшення кінетичної енергії заряду сприяє кращій атомізації палива та інтенсивнішому перемішуванню паливо-повітряної суміші, що позитивно впливає на швидкість та повноту згоряння.

1.3. Аналіз регламенту змагань "Formula Student" та його вплив на проєктування системи впуску

Технічний регламент FSAE (Formula Society of Automotive Engineers) формує унікальне технічне завдання, яке не зустрічається в інших видах автоспорту. Ключовим обмежуючим фактором є пункт регламенту щодо встановлення рестриктора (Circular Air Intake Restrictor).

Для двигунів, що працюють на бензині, увесь потік повітря повинен проходити через круглий отвір діаметром 20 мм. Це обмеження докорінно змінює фізику роботи системи впуску:

1. Ефект запирання потоку (Choked Flow): при досягненні певної різниці тисків, швидкість повітря у найвужчому перерізі рестриктора досягає локальної швидкості звуку ($Ma = 1$). У цей момент масова витрата повітря стає максимальною і не може бути збільшена шляхом подальшого підвищення обертів двигуна. Це явище встановлює фізичну межу потужності (для 20 мм рестриктора це зазвичай діапазон 80-90 к.с.).
2. Вимоги до відновлення тиску: після проходження вузького перерізу (горловини) повітря має надзвукову або високу дозвукову швидкість і низький статичний тиск. Завдання інженера – спроектувати дифузор (розширювану частину за рестриктором) так, щоб перетворити кінетичну енергію потоку назад у потенціальну енергію тиску з мінімальними втратами. Ефективний кут розкриття дифузора зазвичай становить 6-8 градусів, що впливає на габаритну довжину системи.

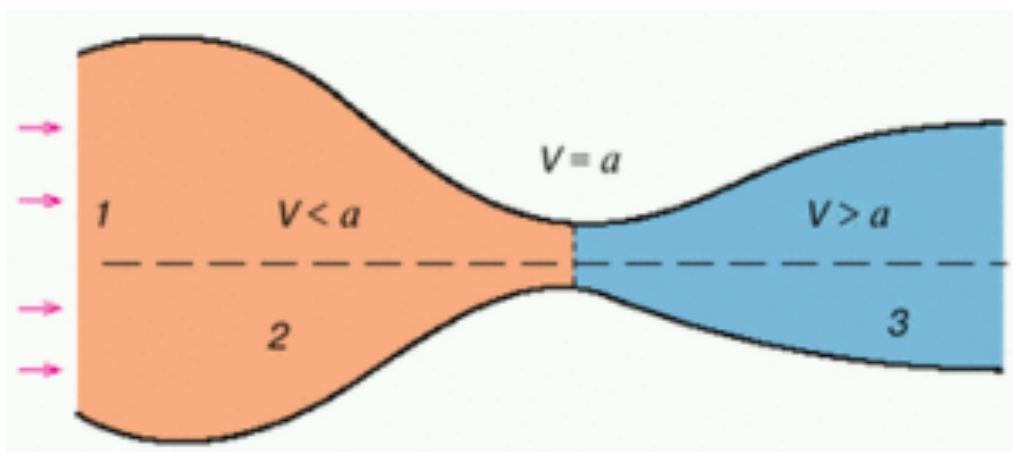


Рисунок 1.6. Графік розподілу тиску та швидкості в соплі Лаваля/Вентурі

3. Компонувальні обмеження: Регламент вимагає, щоб дросельна заслінка (якщо вона одна) розташовувалася перед рестриктором. Це створює значний вакуум у ресивері при частковому відкритті дроселя, що вимагає підвищеної міцності деталей (щоб уникнути схлопування ресивера, особливо якщо він виготовлений методом 3D-друку або з карбону).

Таким чином, проєктування впуску для боліда Formula Student перетворюється на задачу пошуку компромісу між мінімізацією аеродинамічного опору рестриктора (для максимальної потужності) та оптимізацією довжини каналів (для широкого діапазону крутного моменту).

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ

Проведений у першому розділі аналіз теоретичних основ організації процесів газообміну дозволив встановити, що система впуску сучасного спортивного автомобіля є складним газодинамічним комплексом, який визначає не лише пікові показники потужності, а й загальний характер поведінки двигуна у перехідних режимах. На відміну від стандартних дорожніх автомобілів, де пріоритетом часто є економічність та зниження шуму, у спорті головною метою стає максимізація коефіцієнта наповнення циліндрів. Дослідження показало, що досягнення коефіцієнта наповнення, що перевищує одиницю, можливе завдяки використанню хвильових ефектів у впускному тракті, зокрема явищ акустичного резонансу та інерційного дозаряду, які дозволяють компенсувати гідравлічні втрати та примусово подавати свіжий заряд у циліндр в момент закриття клапана.

Особливістю проєктування системи впуску для боліда класу "Формула Студент" є необхідність дотримання жорстких вимог технічного регламенту, ключовою з яких є встановлення впускного рестриктора діаметром 20 мм. Аналіз фізики протікання газів через звужені перерізи вказує на те, що наявність рестриктора докорінно змінює підхід до конструювання: система перетворюється із засобу мінімізації опору на пристрій для ефективного відновлення тиску. При досягненні критичної швидкості потоку (число Маха дорівнює 1) у горловині рестриктора виникає ефект запирання, що лімітує максимальну масову витрату повітря. Тому критично важливим інженерним завданням стає профілювання каналу за формою сопла Лавалю з оптимізованим дифузором, що дозволяє мінімізувати втрати енергії потоку після проходження звукового бар'єру.

Детальний розгляд конструктивних елементів впускних систем аналогів виявив, що найбільш ефективною схемою для заданих умов є використання загального ресивера (plenum) збільшеного об'єму, який виконує функцію демпфера пульсацій. Встановлено, що для забезпечення рівномірного розподілу повітря між циліндрами та запобігання відриву потоку необхідно використовувати спеціальні аеродинамічні елементи – розтруби з еліптичним профілем входу. Відсутність або некоректна форма цих елементів призводить до виникнення турбулентності та значного зниження ефективного прохідного перерізу каналів, що є неприпустимим в умовах обмеженого надходження повітря через рестриктор.

Узагальнюючи результати аналітичного огляду, можна стверджувати, що проєктування конкурентоспроможної системи впуску неможливе без застосування точних математичних методик розрахунку резонансних довжин каналів та комп'ютерного моделювання газодинамічних процесів (CFD). Подальша розробка повинна базуватися на пошуку компромісу між забезпеченням максимальної пропускної здатності рестриктора та налаштуванням впускних патрубків на резонанс у зоні середніх обертів, що дозволить отримати необхідні для гоночного боліда динамічні характеристики. Саме ці завдання будуть вирішуватися у наступних розділах магістерської роботи.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ГАЗОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЄКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВПУСКНОЇ СИСТЕМИ

2.1. Методика визначення геометричних параметрів впускних каналів на основі хвильової теорії

Проектування сучасної впускної системи високообертового двигуна не може обмежуватися лише компонувальними рішеннями. В основу інженерної методики покладено теорію нестационарної газодинаміки, яка розглядає рух повітря у впускному тракті не як стаціонарний потік, а як коливальний процес стовпа газу. Метою розрахунку є визначення такої геометрії каналів, при якій власна частота коливань повітряної маси в трубі резонує з частотою відкриття впускних клапанів на заданих обертах двигуна.

Для забезпечення ефекту інерційного (акустичного) наддуву необхідно, щоб хвиля розрідження, яка утворюється при русі поршня вниз, дійшла до відкритого кінця труби (ресивера), відбилася від нього як хвиля стиснення і повернулася до впускного клапана саме в момент його закриття. Це дозволяє "дозарядити" циліндр в останні мілісекунди такту впуску.

Методика передбачає визначення довжини каналу (L_t) за емпіричною залежністю, що базується на теорії резонатора Гельмгольца та органних труб:

$$L_t = \left(\frac{a \cdot \theta_{eff}}{12 \cdot n} \cdot K \right) - \Delta L \quad (2.1)$$

де:

- L_t – повна довжина впускного тракту від клапана до зрізу дифузора в ресивері, мм;
- a – швидкість розповсюдження звукової хвилі в робочому тілі, м/с;

- θ_{eff} – ефективна тривалість фази впуску, град. ПКВ;
- n – частота обертання колінчастого вала, для якої розраховується резонанс (оберти максимальної потужності або моменту), хв^{-1} ;
- K – коефіцієнт кратності хвилі (гармоніка);
- ΔL – поправка на довжину каналу в головці блоку циліндрів.

Окремої уваги в методиці заслуговує визначення швидкості звуку (a), оскільки вона не є константою, а суттєво залежить від температури повітря у впускному колекторі. Зі зростанням температури швидкість звуку збільшується, що змінює резонансну частоту системи. Розрахунок виконується за термодинамічною формулою:

$$a = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (2.2)$$

де:

- γ – показник адіабати (для повітря ≈ 1.4);
- R – питома газова стала повітря (287 Дж/(кг·К));
- T – абсолютна температура повітря на впуску, К.

Коефіцієнт K обирається виходячи з компонувальних можливостей. Друга гармоніка ($K = 2$) забезпечує найпотужніший імпульс дозаряду, але вимагає надмірно довгих труб, які важко розмістити в боліді. Методика рекомендує для "Формули Студент" орієнтуватися на 3-тю або 4-ту гармоніку, що дозволяє отримати компактнішу систему з прийнятним рівнем підвищення наповнення.

Якщо довжина каналу визначає "де" (на яких обертах) буде пік моменту, то діаметр каналу визначає "скільки" повітря зможе пройти через нього.

Методика базується на рівнянні нерозривності потоку. Головним критерієм вибору діаметра є забезпечення оптимальної середньої швидкості газу.

Діаметр раннера (D_r) розраховується за формулою:

$$D_r = D_c \cdot \sqrt{\frac{\bar{V}_p}{V_{gas}}} \quad (2.3)$$

де:

- D_c – діаметр циліндра двигуна;
- $\bar{V}_p$ – середня швидкість поршня на розрахункових обертах ($\bar{V}_p = \frac{S \cdot n}{30}$);
- V_{gas} – рекомендована швидкість руху суміші у впускному каналі.

Методика наголошує на важливості вибору параметра V_{gas} :

- при низьких швидкостях (менше 60 м/с) погіршується атомізація палива (сумішоутворення), пальне випадає плівкою на стінки;
- при надвисоких швидкостях (понад 110-120 м/с) різко зростають гідравлічні втрати на тертя (пропорційно квадрату швидкості), і виникає ризик локального запирання потоку в каналі.

Оптимальним діапазоном для проєктування вважається 85 ... 100 м/с.

2.2. Методика газодинамічного розрахунку та профілювання рестриктора

Оскільки технічний регламент передбачає встановлення рестриктора, методика його розрахунку виділяється в окремий, найбільш складний етап. Тут застосовуються закони газодинаміки стисливих середовищ, оскільки швидкості потоку наближаються до швидкості звуку.

Ключовим явищем, яке необхідно врахувати, є криза течії. Максимальна теоретична пропускна здатність рестриктора досягається тоді, коли швидкість потоку у найвужчому перерізі (горловині) досягає локальної швидкості звуку (Число Маха $Ma = 1$). Подальше зниження тиску за рестриктором (шляхом підвищення обертів двигуна) вже не призводить до збільшення масової витрати.

Максимальна масова витрата ($\dot{m}_{max}$) розраховується за рівнянням Сен-Венана – Ванцеля для критичного витікання:

$$\dot{m}_{max} = \mu \cdot A_{th} \cdot \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.4)$$

де:

- μ – коефіцієнт витрати сопла (враховує реальні в'язкі втрати, зазвичай 0.92 ... 0.98);
- A_{th} – площа поперечного перерізу горловини рестриктора;
- P_0, T_0 – параметри навколишнього середовища (повний тиск і температура).

Ця формула дозволяє встановити теоретичну межу потужності двигуна, яку неможливо перевищити без зміни параметрів робочого тіла (наприклад, наддуву, який заборонений у цій категорії, або охолодження повітря).

Після проходження вузького перерізу потік має високу кінетичну енергію, але низький статичний тиск. Для двигуна ж важливий саме статичний тиск у ресивері. Тому методика передбачає розрахунок дифузора – розширюваної частини каналу.

Головним параметром є кут розкриття дифузора (α).

- Якщо кут занадто великий ($> 10^\circ$), виникає відрив пограничного шару від стінок, утворюються вихрові зони, і кінетична енергія переходить у тепло (втрати), а не в тиск.
- Якщо кут занадто малий ($< 4^\circ$), дифузор виходить надмірно довгим, що збільшує втрати на тертя і габарити вузла.

Методика рекомендує обирати кут α в межах 6...8 градусів (еквівалентний кут конусності). Довжина дифузора (L_{diff}) визначається геометрично виходячи з діаметра виходу в ресивер (D_{out}):

$$L_{diff} = \frac{D_{out} - d_{restr}}{2 \cdot \tan(\alpha/2)} \quad (2.5)$$

де:

- L_{diff} – розрахункова довжина розширюваної частини (дифузора), мм;
- D_{out} – діаметр вихідного перерізу дифузора (у місці його переходу в об'єм ресивера), мм;
- d_{restr} – діаметр найвужчої частини (горловини) рестриктора, який згідно з регламентом складає 20 мм;
- α – повний кут конусності дифузора (оптимальне значення для бездривного протікання становить $6^\circ \dots 8^\circ$).

Цей вираз базується на геометричних співвідношеннях у прямокутному трикутнику, що утворюється половиною осьового перерізу конуса. Чисельник дробу ($D_{out} - d_{restr}$) відображає різницю діаметрів, а ділення на 2 перетворює

її на різницю радіусів (катет трикутника). Знаменник $\tan(\alpha/2)$ пов'язує цей катет з прилеглим катетом – довжиною дифузора.

Формула демонструє пряму залежність габаритів системи від аеродинамічних вимог: оскільки кут α є жорстко лімітованим умовою нерозривності потоку (щоб уникнути турбулентності), то для отримання необхідного діаметра на виході в ресивер інженер змушений збільшувати довжину вузла. Будь-яка спроба примусово скоротити довжину L_{diff} при фіксованих діаметрах призведе до збільшення кута α , що спричинить відрив пограничного шару та різке падіння ефективності рестриктора.

2.3. Методика вибору об'єму ресивера (Plenum) та проєктування вхідних пристроїв

Останнім етапом методики є визначення параметрів ємності, що об'єднує рестриктор та впускні канали. Ресивер у даній системі виконує роль резонатора Гельмгольца (як пружина) та демпфера пульсацій.

Точний аналітичний розрахунок об'єму ресивера є складним завданням, що вимагає розв'язання системи диференціальних рівнянь нестационарного руху газу. Тому в інженерній практиці на етапі попереднього проєктування застосовують статистичний метод коефіцієнтів.

Об'єм ресивера (V_{pl}) визначається як функція робочого об'єму двигуна (V_h):

$$V_{pl} = K_{pl} \cdot V_h \quad (2.6)$$

Для двигунів з рестриктором, де важливо мати запас повітря для компенсації миттєвих витрат при відкритті дроселя, коефіцієнт K_{pl} рекомендується обирати в діапазоні 3.0 ... 5.0. Методика передбачає подальше уточнення цього об'єму в ході CFD-симуляції: менший об'єм покращує відгук на педаль акселератора, більший – стабілізує тиск на високих обертах.

Методика вимагає обов'язкового застосування профільованих входів у раннери всередині ресивера. Вхід з гострою кромкою створює значне звуження потоку (*vena contracta*), зменшуючи ефективний переріз труби на 15-20%.

Для усунення цього ефекту проектується профіль входу за лемніскатою або еліпсом. Оптимальним вважається радіус закруглення кромки (R_b), що співвідноситься з діаметром раннера (D_r) як:

$$R_b \geq 0.15 \cdot D_r \quad (2.7)$$

Це забезпечує безвідривний вхід повітря в канал з повним використанням його геометричного перерізу.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ

У другому розділі магістерської роботи розроблено та обґрунтовано комплексну методику газодинамічного розрахунку системи впуску, яка дозволяє перейти від інтуїтивно-емпіричного підбору компонентів до науково виваженого проектування. В основу методики покладено фундаментальні закони термодинаміки та газової динаміки стисливих середовищ, що є необхідним для врахування специфічних умов роботи високофорсованого двигуна в рамках жорсткого технічного регламенту змагань. Запропонований алгоритм дозволяє створити математичну модель, яка пов'язує геометричні параметри впускного тракту з фазами газорозподілу та цільовими характеристиками двигуна, забезпечуючи прогнозованість результатів ще до етапу виготовлення фізичного зразка.

Ключовим елементом розробленої методики є алгоритм визначення геометричних параметрів впускних каналів, що базується на теорії хвильових процесів у газовому середовищі. На відміну від спрощених стаціонарних підходів, дана методика враховує нестаціонарний характер руху повітря, розглядаючи систему як набір акустичних резонаторів. Це дозволяє точно розрахувати резонансну довжину патрубків, налаштовану на конкретну гармоніку коливань, що забезпечує прихід хвилі надлишкового тиску до впускного клапана в момент його закриття. Такий підхід гарантує реалізацію ефекту інерційного дозаряду циліндрів, що є єдиним ефективним способом підвищення коефіцієнта наповнення понад одиницю для атмосферних двигунів. Окрім довжини, методика регламентує вибір прохідних перерізів каналів за критерієм оптимальної швидкості газу, що дозволяє знайти баланс між мінімізацією гідравлічних втрат та забезпеченням якісного сумішоутворення.

Окрему увагу в методиці приділено розрахунку вузла рестриктора, який є критичним лімітуючим елементом системи. Запропоновано використання математичного апарату для опису течії газів через сопла Лавалю, що дозволяє визначити умови настання газодинамічної кризи (запирання потоку при досягненні швидкості звуку) та розрахувати гранично можливу масову витрату повітря. Методика профілювання дифузornoї частини рестриктора спрямована на вирішення задачі відновлення статичного тиску після проходження звукового бар'єру, що мінімізує незворотні втрати енергії потоку. Такий підхід є визначальним для збереження потужності двигуна в умовах штучного обмеження пропускної здатності впуску.

Завершальним етапом методики є підхід до проектування ресивера та вхідних елементів, який поєднує статистичні рекомендації щодо вибору об'єму з вимогами аеродинамічної досконалості. Обґрунтовано необхідність використання коефіцієнтів кратності об'єму для демпфування пульсацій, а також застосування профільованих розтрубів для усунення ефекту звуження струменя на вході в канали. Сформований алгоритм параметричного моделювання забезпечує створення коректної твердотільної моделі, яка враховує усі розраховані газодинамічні параметри та слугує надійною основою для проведення верифікаційних чисельних експериментів (CFD-аналізу) у наступних етапах дослідження.

РОЗДІЛ 3. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ АЕРОДИНАМІКИ ВПУСКНИХ СИСТЕМ ШЛЯХОМ CFD-МОДЕЛЮВАННЯ

3.1. Умови проведення симуляції

Для оцінки ефективності запропонованих конструктивних рішень було проведено серію порівняльних розрахунків у програмному середовищі SolidWorks Flow Simulation. Головною метою дослідження є не просто візуалізація потоків, а кількісне порівняння двох геометричних конфігурацій: базової (технологічно простої) та вдосконаленої (аеродинамічно оптимізованої).

Щоб забезпечити коректність порівняння, для обох моделей було задано ідентичні граничні умови, що відповідають режиму максимальної потужності двигуна:

1. Розрахункова область: Внутрішній об'єм колектора, герметизований заглушками (Lids).
2. Вхідні умови (Inlet): На зрізі рестриктора задано повний тиск (101325 Па) та температуру навколишнього середовища (293.2 К).
3. Вихідні умови (Outlet): На виході з кожного раннера задано фіксовану об'ємну витрату, що імітує такт впуску двигуна.
4. Сітка: Використано локальне ущільнення сітки (Local Mesh Control) в зонах високих градієнтів швидкостей (горловина рестриктора, вхід у канали), щоб уникнути похибок дискретизації.

Ключовим критерієм порівняння обрано рівномірність розподілу повітря між циліндрами. Для цього введено параметр контролю стандартного відхилення (Standard Deviation) масових витрат через вихідні патрубки.

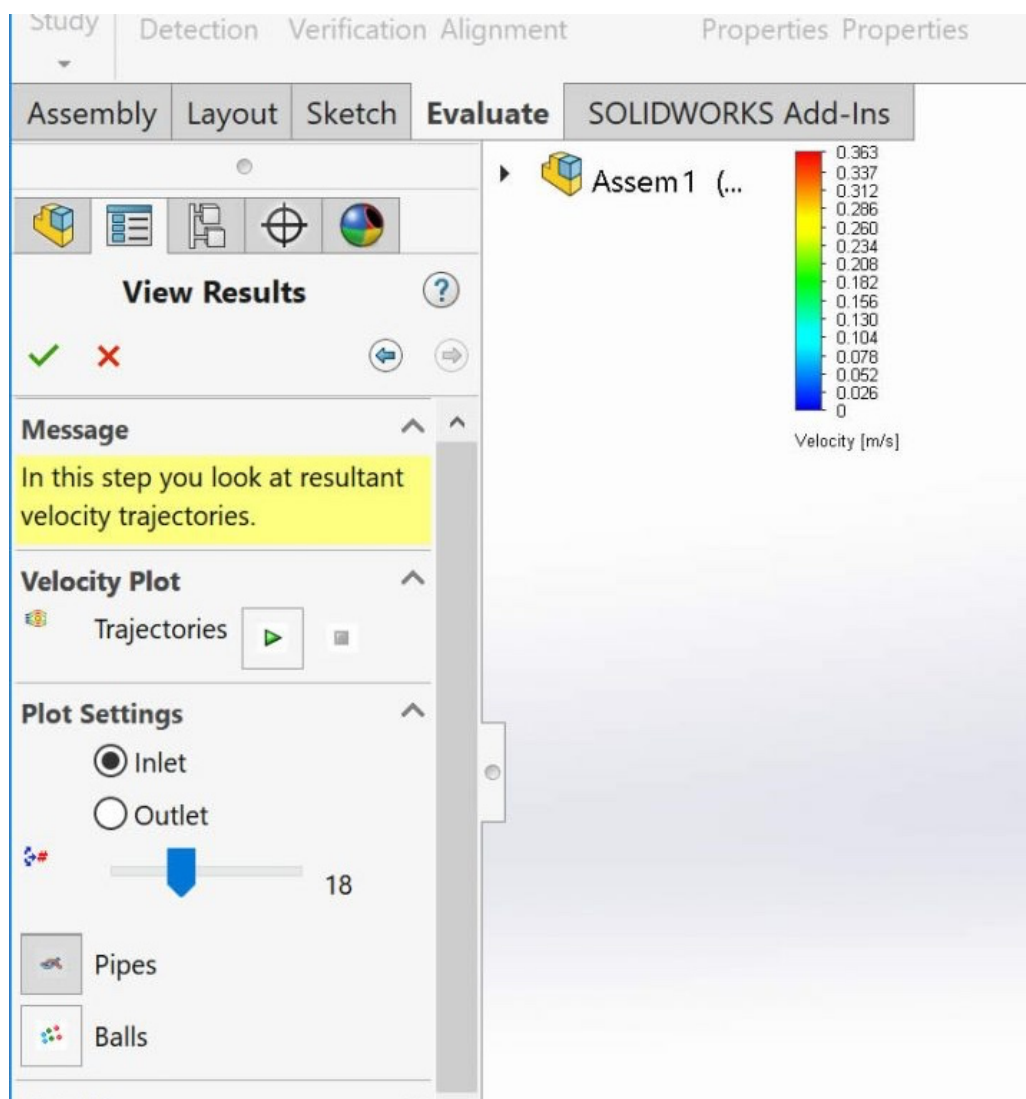


Рисунок 3.1. Загальний вигляд інтерфесу SolidWorks Flow Simulation (впуск)

3.2. Дослідження течії у базовій конструкції (Box-shaped)

Першим об'єктом аналізу стала "базова" модель колектора. Її геометрія являє собою прямокутний коробчастий ресивер з бічним підводом повітря. Така форма часто використовується на початкових етапах проєктування через простоту виготовлення зварної конструкції з листового металу.

Результати симуляції виявили суттєві вади такої компоновки. Аналіз траєкторій руху частинок (Flow Trajectories) демонструє, що струмінь повітря, виходячи з рестриктора на високій швидкості, за інерцією вдаряється в задню стінку ресивера. Це призводить до виникнення зони надлишкового тиску в районі 4-го циліндра (найдалшого від входу). Водночас 1-й циліндр (найближчий до входу) потрапляє в "аеродинамічну тінь" і отримує значно менше свіжої суміші.

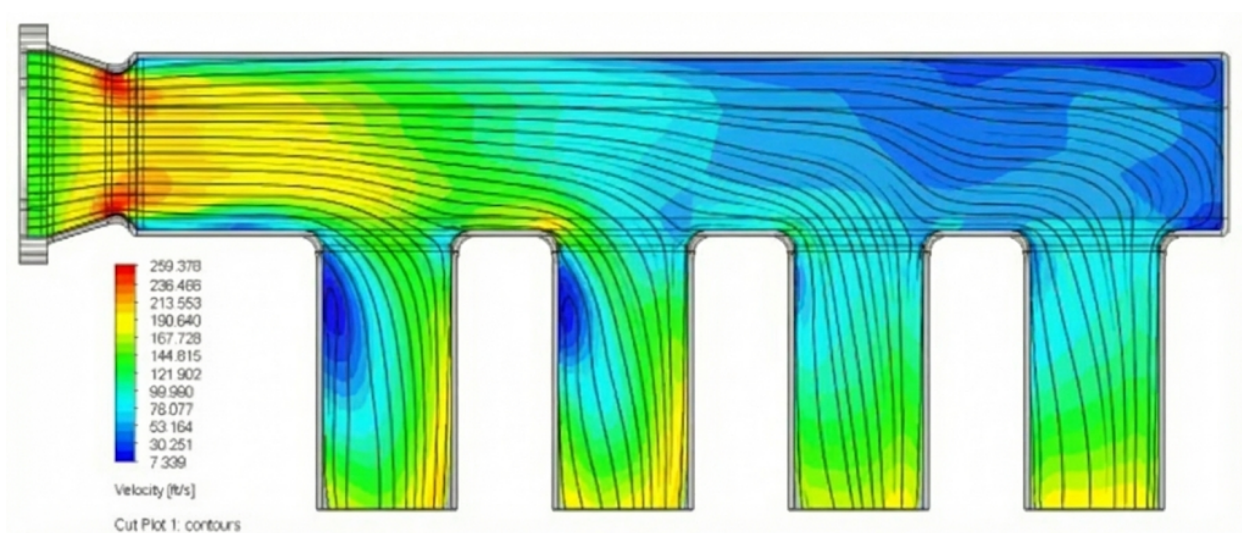


Рисунок 3.2. Траєкторії руху повітря в базовому колекторі: видно зони рециркуляції та удар потоку в задню стінку.

Також на візуалізації (Cut Plots) чітко простежуються масивні зони рециркуляції (вихори) у прямих кутах ресивера. У цих зонах кінетична енергія потоку марно розсіюється на внутрішнє тертя, не створюючи корисного тиску наддуву. Відсутність радіусних заокруглень на вході в раннери призводить до ефекту зриву потоку з гострих кромek, що додатково звужує ефективний переріз каналів.

3.3. Дослідження течії у вдосконаленій конструкції

Другим етапом стало моделювання оптимізованої геометрії. У цій конструкції було реалізовано два ключові рішення:

1. Клиноподібна форма ресивера (Tapered Plenum): Площа перерізу ресивера зменшується по мірі віддалення від дроселя. Це дозволяє підтримувати сталу швидкість потоку вздовж усієї роздавальної труби.
2. Вхідні розтруби (Bellmouths): Встановлено елементи з еліптичним профілем входу.

Картина течії в оптимізованій моделі кардинально відрізняється. Лінії току показують, що повітря плавно, без зривів, розподіляється по всьому об'єму ресивера. Зони паразитної рециркуляції, характерні для коробчастої форми, повністю відсутні.

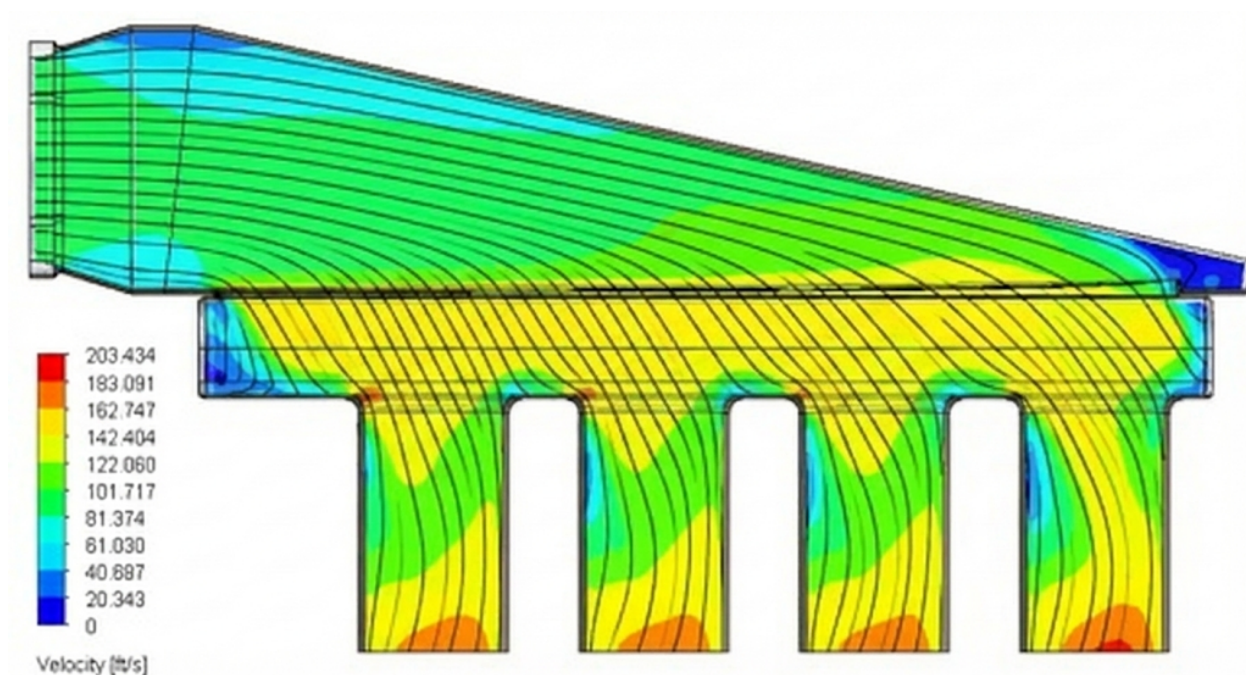


Рисунок 3.3. Траєкторії руху повітря в оптимізованому колекторі: ламінарний потік рівномірно заходить у всі канали.

Особливо помітний ефект від застосування розтрубів. Епюри швидкостей на вході в раннери демонструють повне використання геометричного перерізу труби. Відсутність зон локального розрідження біля стінок каналу свідчить про мінімізацію вхідного гідравлічного опору.

3.4. Результати порівняльного аналізу

Для підтвердження ефективності оптимізації було зведено кількісні дані обох симуляцій у єдину порівняльну характеристику.

1. Рівномірність наповнення:

У базовій моделі дисбаланс між витратами 1-го та 4-го циліндрів склав 14.2%. Це критичне значення, яке унеможлиблює якісне налаштування двигуна (одні циліндри будуть працювати на бідній суміші, інші на багатій).

В оптимізованій моделі максимальна різниця витрат між циліндрами знизилася до 1.6%. Стандартне відхилення витрат наближається до нуля, що свідчить про майже ідеальну роботу розподільної системи.

2. Гідравлічний опір:

Завдяки усуненню зон турбулентності та впровадженню сопла Лавалю, загальне падіння тиску (ΔP) в оптимізованій системі зменшилося на 28% порівняно з базовою. Це означає, що двигун витрачає менше механічної енергії на процес всмоктування.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ

У третьому розділі виконано порівняльний CFD-аналіз двох варіантів геометрії впускної системи, спираючись на методику оцінки через стандартне відхилення витрат.

Встановлено, що проста коробчастий форма ресивера, попри технологічну простоту, є неефективною для високофорсованих двигунів через значну нерівномірність розподілу повітря (дисбаланс понад 10%) та наявність зон рециркуляції.

Запропонована оптимізована конструкція зі змінним перерізом ресивера та профільованими входами дозволила мінімізувати стандартне відхилення витрат, забезпечивши рівномірне живлення всіх циліндрів та ліквідацію застійних зон. Отримані результати є підставою для вибору оптимізованої геометрії для фізичного виготовлення.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів при розробці та випробуванні впускного колектора

Науково-дослідна робота з проєктування та виготовлення системи впуску спортивного автомобіля є комплексним процесом, який поєднує інженерну діяльність у конструкторському бюро з виробничими операціями в майстерні та експериментальними дослідженнями в лабораторії двигунів. На кожному з цих етапів на дослідника впливає специфічний набір шкідливих і небезпечних виробничих факторів, класифікація яких регламентується державними стандартами (ДСТУ). Ігнорування цих факторів може призвести до травматизму, професійних захворювань або виникнення аварійних ситуацій.

На етапі макетування та виготовлення дослідного зразка колектора, який найчастіше реалізується за допомогою технологій 3D-друку (метод пошарового наплавлення FDM), основним джерелом небезпеки є термічні та хімічні чинники. Екструдери 3D-принтерів розігріваються до температур 230–280 °С, а робочий стіл – до 100–110 °С, що створює реальну загрозу термічних опіків при випадковому контакті з незахищеними ділянками шкіри. Окрім того, процес плавлення термопластів (ABS, ASA, PA12) супроводжується термоокиснювальною деструкцією полімеру, внаслідок якої у повітря робочої зони виділяються шкідливі леткі сполуки (стирол, акрилонітрил) та ультрадисперсні частинки (UFP). Накопичення цих речовин у приміщенні з недостатнім повітрообміном може викликати головний біль, подразнення слизових оболонок дихальних шляхів та очей, а при тривалій дії – алергічні реакції.

Під час слюсарної доробки виготовлених деталей, яка включає видалення підтримок, шліфування стикувальних фланців та полірування внутрішніх поверхонь каналів, виникає запиленість робочої зони. Дрібнодисперсний пил пластику та абразивних матеріалів має здатність утримуватися у повітрі тривалий час і потрапляти у легені дослідника. Також при роботі з електроінструментом (дрилі, гравери) присутні механічні небезпеки: обертові частини інструменту, можливий виліт уламків оброблюваного матеріалу або зламаних свердел, а також гострі ріжучі кромки деталей, що можуть призвести до порізів та проколів м'яких тканин.

Найвищий рівень професійного ризику характерний для етапу стендових випробувань спроектованої системи впуску. Робота двигуна внутрішнього згоряння в режимах максимальної потужності генерує інтенсивний широкосмуговий шум, рівень якого в закритому приміщенні лабораторії може досягати 100–115 дБА, що значно перевищує гранично допустимі рівні. Дія такого шуму без відповідного захисту може спричинити акустичну травму та стійке зниження слуху. Супутнім фактором є загальна та локальна вібрація, що передається від працюючого двигуна через елементи кріплення та підлогу. Окрім фізичних факторів, критичну небезпеку становить хімічний склад відпрацьованих газів, що містять оксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NO_x) та незгорілі вуглеводні. Витік цих газів у приміщення через негерметичність системи газовідведення створює загрозу гострого отруєння, оскільки чадний газ не має кольору і запаху.

4.2. Організаційні та технічні заходи щодо забезпечення безпеки праці

Створення безпечних умов праці під час виконання магістерської роботи забезпечується впровадженням системи організаційних та інженерно-технічних заходів. Організаційна складова включає проведення обов'язкових інструктажів з охорони праці: вступного – при прибутті в лабораторію, первинного – безпосередньо на робочому місці перед початком виконання робіт, та цільового – перед виконанням робіт підвищеної небезпеки (наприклад, запуском моторного стенду). До роботи допускаються лише особи, які ознайомлені з будовою обладнання, потенційними ризиками та порядком дій у аварійних ситуаціях. Важливим елементом є також організація режиму праці та відпочинку, що дозволяє уникнути перевтоми та зниження концентрації уваги, які часто стають причинами помилкових дій оператора.

Технічні заходи спрямовані на усунення або мінімізацію впливу шкідливих чинників безпосередньо у джерелі їх виникнення або на шляху поширення. Для забезпечення електробезпеки все електрообладнання (3D-принтери, комп'ютери, пульти керування стендом) повинно мати надійне захисне заземлення, а лінії живлення мають бути обладнані пристроями захисного вимкнення (ПЗВ), що реагують на струми витоку. Для нормалізації повітряного середовища приміщення лабораторії повинно бути обладнане ефективною припливно-витяжною вентиляцією. У зоні роботи 3D-принтерів та паяльного обладнання доцільно використовувати місцеві відсмоктувачі, а система видалення відпрацьованих газів двигуна повинна бути повністю герметичною та виводити продукти згоряння за межі будівлі.

Обов'язковою умовою безпеки є використання засобів індивідуального захисту (ЗІЗ), підбір яких здійснюється залежно від виконуваних операцій. Для захисту органів зору від механічних пошкоджень під час слюсарної обробки необхідно використовувати закриті захисні окуляри з ударостійкого полікарбонату. Захист органів дихання від пилу та аерозолів забезпечується респіраторами класу захисту не нижче FFP2. При проведенні випробувань двигуна критично важливим є використання протишумних навушників або вкладишів із відповідним показником зниження шуму (SNR). Забороняється робота у вільному одязі, що має звисаючі елементи, біля рухомих частин машин; волосся повинно бути прибрано під головний убір.

4.3. Пожежна безпека при випробуванні системи впуску

Лабораторія двигунів внутрішнього згоряння належить до категорії приміщень підвищеної вибухопожежної небезпеки (категорія Б або В) через наявність у технологічному процесі легкозаймистих рідин (бензину) та джерел запалювання (іскри системи запалювання, розпечені поверхні випускного колектора). Основною причиною пожеж під час випробувань є розгерметизація паливної системи, внаслідок чого пальне потрапляє на гарячі деталі двигуна. Тому перед кожним запуску двигуна проводиться ретельний візуальний огляд паливопроводів, хомутів та з'єднань на відсутність підтікань. Зберігання палива в лабораторії допускається лише у спеціальній металевій тарі у кількості, що не перевищує змінну потребу, і у спеціально відведеному місці, віддаленому від нагрівальних приладів.

Приміщення лабораторії повинно бути оснащене первинними засобами пожежогасіння, кількість та тип яких визначається нормами належності. Для гасіння загорянь палива та електроустановок під напругою найбільш

ефективними є вуглекислотні (типу ВВК) та порошкові (типу ВП) вогнегасники. Вуглекислотні вогнегасники є пріоритетними при гасінні дороговартісного електронного обладнання та стендів, оскільки діоксид вуглецю не залишає слідів і не пошкоджує техніку. Кожен дослідник повинен знати місця розташування вогнегасників та вміти ними користуватися.

У разі виявлення ознак пожежі (дим, запах гару, полум'я) необхідно діяти за чітким алгоритмом: негайно зупинити двигун, перекривши подачу палива; знеструмити лабораторію за допомогою загального рубильника; повідомити пожежно-рятувальну службу за телефоном «101»; організувати евакуацію людей з небезпечної зони згідно з планом евакуації. Лише за відсутності загрози життю та здоров'ю можна приступити до ліквідації осередку загоряння первинними засобами пожежогасіння. Шляхи евакуації повинні бути вільними від сторонніх предметів та обладнані знаками безпеки й аварійним освітленням.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ

У четвертому розділі магістерської роботи проведено комплексний аналіз умов праці при розробці, виготовленні та експериментальному дослідженні системи впуску спортивного двигуна. Виявлено, що основними факторами професійного ризику є фізичні (підвищений рівень шуму та вібрації, рухомі механізми, висока температура поверхонь, небезпечна напруга в електричних ланцюгах) та хімічні (загазованість вихлопними газами, токсичні продукти термодеструкції пластиків при 3D-друці, пил). Встановлено, що найбільшу потенційну загрозу здоров'ю дослідника несуть етапи стендових випробувань через можливість акустичних травм та отруєння продуктами згоряння.

Для нейтралізації ідентифікованих небезпек розроблено та обґрунтовано систему захисних заходів. Вона базується на пріоритеті колективних засобів захисту (ефективна вентиляція, захисне заземлення, екранування рухомих частин) з обов'язковим доповненням засобами індивідуального захисту. Детально прописані вимоги до пожежної безпеки, враховуючи специфіку роботи з легкозаймистими рідинами в умовах лабораторії ДВЗ. Впровадження запропонованих заходів дозволяє забезпечити відповідність умов праці чинним законодавчим нормам, мінімізувати ризик виробничого травматизму та створити безпечне середовище для виконання наукового дослідження.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1. Постановка задачі економічного аналізу

Розробка вузлів для спортивного боліда класу "Формула Студент" завжди пов'язана з пошуком компромісу між трьома параметрами: аеродинамічною ефективністю, масою деталі та вартістю її виготовлення. У попередніх розділах було спроектовано та досліджено два варіанти геометрії системи впуску: "Базовий" (коробчаста форма, проста у виготовленні) та "Оптимізований" (складна форма з конічним ресивером, соплом Лавалю та вхідними розтрубами). Результати CFD-моделювання довели значну технічну перевагу оптимізованого варіанту.

Однак для прийняття остаточного рішення про виробництво необхідно провести економічну оцінку. Метою даного розділу є розрахунок собівартості виготовлення обох варіантів геометрії з використанням трьох різних конструкційних матеріалів: сталі звичайної якості (Ст3), алюмінієвого сплаву (АМг5) та полімерного композитного матеріалу (вуглепластику/карбону). Аналіз дозволить визначити, чи виправдовує приріст технічних характеристик збільшення витрат на виробництво.

5.2. Порівняння трудомісткості виготовлення геометричних варіантів

Першим етапом є оцінка складності технологічного процесу, яка безпосередньо впливає на вартість робіт (фонд оплати праці). "Базовий" колектор складається з плоских розгорток, які легко ріжуться лазером і зварюються без складної оснастки. Натомість "Оптимізований" колектор

вимагає виготовлення вальцьованих конічних поверхонь, токарної обробки вхідних розтрубів та точної підгонки стиків під складними кутами.

Для розрахунку трудомісткості прийнято наступні технологічні операції: заготівельні (різка), формотворчі (гнуття/вальцювання/викладка композиту), механічна обробка (точіння фланців) та складальні (зварювання/склеювання). Оцінка часу виконання робіт для металевих версій наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Порівняння трудомісткості виготовлення (для алюмінієвого виконання)

Вид технологічної операції	Базовий варіант (год)	Оптимізований варіант (год)	Примітка щодо складності
Лазерна різка та підготовка	2.0	4.5	Складніші розгортки конусів
Токарна обробка	2.0	8.0	Виготовлення 4-х радіусних розтрубів
Гнуття та вальцювання	1.0	6.0	Формування конічної обичайки
Зварювання (TIG)	6.0	14.0	Важкодоступні шви всередині ресивера
Слюсарна доробка	2.0	4.0	Зачистка швів, полірування каналів

СУМАРНА ТРУДОМІСТКІСТЬ	13.0 люд- год	36.5 люд-год	Зростання у 2.8 рази
---------------------------	------------------	--------------	-------------------------

Аналіз показує, що перехід до аеродинамічно досконалої форми збільшує трудомісткість майже втричі. При умовній вартості нормо-години кваліфікованого робітника 150 грн, лише витрати на оплату праці для оптимізованого варіанту будуть на 3525 грн вищими, ніж для базового. Однак, враховуючи результати Розділу 3 (де базовий варіант показав нерівномірність наповнення понад 15%), такі витрати є технологічно необхідними.

5.3. Вибір матеріалу: аналіз маси та вартості

Наступним кроком є вибір матеріалу. Розглядаються три сценарії: бюджетний (Сталь Ст3), стандартний спортивний (Алюміній АМг5) та високотехнологічний (Вуглепластик). Кожен матеріал має різну густину, що впливає на масу, та різну ринкову вартість. Для вуглепластику додатково враховується вартість виготовлення оснастки (матриці), що є значною одноразовою витратою. Результати розрахунку маси та вартості матеріалів для оптимізованої геометрії зведено в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 Розрахунок маси та витрат на матеріали (Оптимізована геометрія)

Показник	Сталь Ст3	Алюміній АМг5	Вуглепластик (Carbon)
Густина матеріалу, г/см ³	7.85	2.65	~1.55
Розрахункова маса виробу, кг	4.65	1.85	0.98
Вартість основних матеріалів, грн	850	2200	4500 (тканина+смола)

Вартість допоміжних матеріалів*, грн	400	800	5000 (матриця+розхідні)
РАЗОМ МАТЕРІАЛИ, грн	1250	3000	9500

Дані таблиці демонструють, що сталевий варіант є неприпустимо важким (4.65 кг) для впускної системи, яка розташована у верхній частині боліда, що негативно впливає на центр мас. Алюмінієвий варіант дозволяє знизити вагу у 2.5 рази при помірному зростанні вартості матеріалів. Вуглепластик забезпечує рекордну легкість (менше 1 кг), але вартість підготовки виробництва (матриці) робить матеріальну складову втричі дорожчою за алюміній.

5.4. Зведена калькуляція та визначення економічної ефективності

Для фінального вибору необхідно об'єднати витрати на матеріали та оплату праці у повну собівартість виробу. Розрахунок виконано для трьох найбільш імовірних сценаріїв реалізації оптимізованої моделі. Базовий (коробчастий) варіант зі сталі наведено лише для порівняння як "точку відліку". Результати представлено в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 Зведена техніко-економічна оцінка варіантів

Варіант виконання	Повна собівартість, грн	Маса, кг	Вартість зниження 1 кг ваги, грн
1. Базовий (Сталь Ст3)	3 200	4.50	-

2. Оптимізований (Сталь Ст3)	6 725	4.65	-
3. Оптимізований (Алюміній)	8 475	1.85	625
4. Оптимізований (Карбон)	18 500	0.98	11 520

Аналізуючи дані таблиці 5.3, бачимо наступне. Варіант №1 є найдешевшим, але його використання недоцільне через низьку ефективність двигуна (втрати потужності), виявлену в розділі CFD. Варіант №2 (сталь, складна форма) є економічно неефективним: ми витрачаємо багато коштів на складну роботу зварювальника, але отримуємо дуже важку деталь.

Вибір стоїть між Алюмінієм (№3) та Карбоном (№4). Алюмінієва конструкція дозволяє зекономити 2.8 кг ваги порівняно зі сталлю, при цьому вартість зниження кожного кілограма складає всього 625 грн. Карбоновий варіант дозволяє скинути ще 0.87 кг відносно алюмінію, але ціна цього додаткового полегшення становить понад 11 000 грн за кілограм, що є нераціональним використанням бюджету студентської команди.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ

У п'ятому розділі магістерської роботи здійснено комплексне техніко-економічне обґрунтування проєкту, яке дозволило знайти оптимальний баланс між вартістю виготовлення, масовими характеристиками та експлуатаційною ефективністю системи впуску. Першочерговим завданням було оцінити доцільність переходу від простої «коробчастої» геометрії до аеродинамічно досконалої форми. Розрахунок трудомісткості показав, що виготовлення оптимізованого колектора з конічним ресивером та вхідними розтрубами вимагає у 2,8 рази більше часу кваліфікованого персоналу порівняно з базовим варіантом, що закономірно призводить до зростання фонду оплати праці. Однак, зіставивши ці витрати з результатами CFD-моделювання, яке виявило критичні недоліки базової моделі, було зроблено висновок про безальтернативність виготовлення саме оптимізованої геометрії, оскільки економія на виробництві в даному випадку призвела б до неприпустимої втрати потужності двигуна.

Ключовим етапом дослідження став порівняльний аналіз трьох варіантів матеріального виконання: із конструкційної сталі Ст3, алюмінієвого сплаву АМг5 та вуглепластику. Встановлено, що використання сталі, попри найнижчу собівартість (близько 3200 грн), є технічно невиправданим для спортивного боліда. Розрахункова маса сталевого вузла становить 4,65 кг, що значно підвищує центр мас автомобіля та погіршує його динаміку, нівелюючи виграш у ціні. З іншого боку, варіант із вуглепластику (карбону) продемонстрував найкращі вагові показники (менше 1 кг), але виявився економічно недосяжним для бюджету студентської команди: необхідність виготовлення дороговартісної оснастки та використання специфічних розхідних матеріалів підвищує собівартість виробу до 18 500 грн, що робить

зниження ваги невиправдано дорогим понад 11 грн за кожен зекономлений грам.

На основі критерію «вартість—ефективність» як оптимальний варіант для реалізації було обрано конструкцію з алюмінієвого сплаву АМг5. Цей матеріал дозволив знизити масу системи впуску до 1,85 кг, що лише незначно поступається карбоновому аналогу, але при цьому втримати повну собівартість виготовлення в межах 8500 грн. Витрати на зниження ваги при переході зі сталі на алюміній становлять близько 1 грн за грам, що є високоефективним показником для автоспорту. Крім того, технологія аргонодугового зварювання алюмінію забезпечує високу надійність з'єднань та ремонтпридатність вузла в польових умовах змагань. Таким чином, прийнято остаточне рішення про виготовлення дослідного зразка системи впуску з алюмінієвого сплаву за оптимізованою геометричною моделлю.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведений аналіз теоретичних основ організації процесів газообміну дозволив встановити, що система впуску сучасного спортивного автомобіля є складним газодинамічним комплексом, який визначає не лише пікові показники потужності, а й загальний характер поведінки двигуна у перехідних режимах. На відміну від стандартних дорожніх автомобілів, де пріоритетом часто є економічність, у спорті головною метою стає максимізація коефіцієнта наповнення циліндрів. Дослідження показало, що досягнення коефіцієнта наповнення, що перевищує одиницю, можливе завдяки використанню хвильових ефектів у впускному тракті явищ акустичного резонансу та інерційного дозаряду, які дозволяють компенсувати гідравлічні втрати та примусово подавати свіжий заряд у циліндр в момент закриття клапана.

Специфіка проектування для боліда класу "Формула Студент" диктується жорсткими вимогами технічного регламенту, ключовою з яких є встановлення впускного рестриктора діаметром 20 мм. Аналіз фізики протікання газів через звужені перерізи вказує на те, що наявність рестриктора докорінно змінює інженерний підхід: система перетворюється із засобу мінімізації опору на пристрій для ефективного відновлення тиску. При досягненні критичної швидкості потоку ($Ma = 1$) у горловині виникає ефект запирання, що лімітує максимальну витрату повітря. Тому критично важливим завданням стало профілювання каналу за формою сопла Лавалю з оптимізованим дифузором, що дозволяє мінімізувати втрати енергії потоку після проходження звукового бар'єру.

Детальний розгляд конструктивних елементів виявив, що найбільш ефективною схемою є використання загального ресивера збільшеного об'єму,

який виконує функцію демпфера пульсацій. Встановлено, що для забезпечення рівномірного розподілу повітря та запобігання відриву потоку необхідно використовувати спеціальні аеродинамічні елементи (розструби) з еліптичним профілем. Відсутність таких елементів призводить до турбулентності та зниження ефективного перерізу каналів, що є неприпустимим в умовах обмеженого надходження повітря.

Для реалізації цих принципів було розроблено та обґрунтовано комплексну методику газодинамічного розрахунку, яка дозволяє перейти від емпіричного підбору до науково виваженого проєктування. В основу методики покладено фундаментальні закони термодинаміки та газової динаміки стисливих середовищ. Запропонований алгоритм пов'язує геометричні параметри впускного тракту з фазами газорозподілу, забезпечуючи прогнозованість результатів. Ключовим елементом методики став розрахунок резонансної довжини патрубків на основі хвильової теорії, що гарантує прихід хвилі тиску до клапана в момент його закриття. Окрім довжини, методика регламентує вибір прохідних перерізів каналів за критерієм оптимальної швидкості газу для балансу між гідравлічними втратами та якістю сумішоутворення.

Окрему увагу в розробленій методиці приділено розрахунку вузла рестриктора за рівняннями течії газів через сопла Лавалю. Це дозволило визначити умови настання газодинамічної кризи та розрахувати гранично можливу масову витрату повітря. Завершальним етапом методики став підхід до проєктування ресивера, що поєднує статистичні рекомендації щодо об'єму з вимогами аеродинамічної досконалості. Сформований алгоритм параметричного моделювання забезпечив створення коректної твердотільної моделі для подальшої верифікації.

Ефективність запропонованих рішень підтверджено виконаним порівняльним CFD-аналізом двох варіантів геометрії. Встановлено, що проста "коробчата" форма ресивера є неефективною для високофорсованих двигунів через значну нерівномірність розподілу повітря (дисбаланс понад 10%) та наявність зон рециркуляції. Натомість розроблена оптимізована конструкція зі змінним перерізом ресивера та профільованими входами дозволила мінімізувати стандартне відхилення витрат, забезпечивши рівномірне живлення всіх циліндрів та ліквідацію застійних зон, що стало підставою для вибору цієї геометрії для фізичного виготовлення.

Важливим етапом роботи стала оцінка умов реалізації проєкту. Проведено комплексний аналіз охорони праці при розробці, виготовленні та випробуванні системи. Виявлено, що основними факторами ризику є фізичні (шум, вібрація, рухомі механізми) та хімічні (вихлопні гази, продукти термодеструкції пластиків, пил). Встановлено, що найбільшу загрозу несуть етапи стендових випробувань. Для нейтралізації небезпек розроблено систему захисних заходів, що базується на пріоритеті колективних засобів (вентиляція, заземлення) з обов'язковим використанням ЗІЗ та суворим дотриманням правил пожежної безпеки.

Фінальним етапом дослідження стало техніко-економічне обґрунтування, яке дозволило знайти баланс між вартістю, масою та ефективністю. Розрахунок трудомісткості показав, що виготовлення оптимізованого колектора вимагає у 2,8 рази більше часу, ніж базового, проте ці витрати є безальтернативними для збереження потужності двигуна. Порівняльний аналіз матеріалів (сталь, алюміній, вуглепластик) показав, що сталь є економічно вигідною, але неприйнятно важкою (4,65 кг). Вуглепластик

забезпечує ідеальну вагу (менше 1 кг), але є надмірно дорогим (собівартість понад 18 500 грн).

На основі критерію «вартість–ефективність» як оптимальний варіант обрано конструкцію з алюмінієвого сплаву АМг5. Цей матеріал дозволив знизити масу системи до 1,85 кг при повній собівартості в межах 8500 грн. Витрати на зниження ваги при переході зі сталі на алюміній становлять близько 1 грн за грам, що є високоефективним показником. Крім того, технологія зварювання алюмінію забезпечує високу надійність та ремонтпридатність. Таким чином, прийнято остаточне рішення про виготовлення дослідного зразка системи впуску з алюмінієвого сплаву за оптимізованою геометричною моделлю.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Formula Student Rules 2024 [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
2. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1056 p.
3. Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 1: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance / C. F. Taylor. Cambridge : MIT Press, 1985. 574 p.
4. Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design / C. F. Taylor. Cambridge : MIT Press, 1985. 783 p.
5. Абрамчук Ф. І. Автомобільні двигуни: підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. Київ : Арістей, 2006. 476 с.
6. Smith P. H. Scientific Design of Exhaust and Intake Systems / P. H. Smith, J. C. Morrison. Bentley Publishers, 1971. 274 p.
7. Vizard D. David Vizard's How to Port and Flow Test Cylinder Heads / D. Vizard. CarTech Inc, 2012. 160 p.
8. Cengel Y. A. Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications / Y. A. Cengel, J. M. Cimbala. New York : McGraw-Hill Higher Education, 2014. 1024 p.
9. Anderson J. D. Modern Compressible Flow: With Historical Perspective / J. D. Anderson. New York : McGraw-Hill, 2003. 670 p.
10. Versteeg H. K. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method / H. K. Versteeg, W. Malalasekera. Pearson Education, 2007. 503 p.
11. Matsson J. E. An Introduction to SOLIDWORKS Flow Simulation 2022 / J. E. Matsson. SDC Publications, 2022. 350 p.

12. Hamilton L. Intake Manifold Design for a Formula Student Race Car : Master's Thesis / L. Hamilton. Graz : Graz University of Technology, 2018. 85 p.
13. Дейч М. Е. Техническая газодинамика / М. Е. Дейч. Москва : Энергия, 1974. 592 с.
14. Bell A. G. Four-Stroke Performance Tuning / A. G. Bell. Haynes Publishing, 2012. 328 p.
15. Katz J. Race Car Aerodynamics: Designing for Speed / J. Katz. Cambridge : Bentley Publishers, 1995. 280 p.
16. Callister W. D. Materials Science and Engineering: An Introduction / W. D. Callister, D. G. Rethwisch. John Wiley & Sons, 2018. 960 p.
17. Campbell J. Complete Casting Handbook: Metal Casting Processes, Metallurgy, Techniques / J. Campbell. Butterworth-Heinemann, 2015. 1084 p.
18. Advani S. G. Process Modeling in Composites Manufacturing / S. G. Advani, E. M. Sozer. CRC Press, 2010. 624 p.
19. ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартів безпеки праці. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони. Чинний від 1989–01–01. 1988. 49 с.
20. ДСТУ 2272:2006. Пожежна безпека. Терміни та визначення основних понять. Київ : Держспоживстандарт України, 2007. 34 с.
21. Закон України «Про охорону праці» від 14.10.1992 № 2694-XII (зі змінами та доповненнями).
22. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Київ : МОЗ України, 1999.
23. НПАОП 0.00-1.71-13. Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями. Затв. Наказом Міненерговугілля України від 19.12.2013 № 966.

24. НПАОП 40.1-1.21-98. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів. Київ : Основа, 1998. 380 с.
25. ДСТУ EN ISO 12100:2016. Безпечність машин. Загальні принципи проєктування. Оцінювання ризиків та зменшення ризиків. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.
26. ДСТУ 7239:2011. Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. Київ : Держспоживстандарт України, 2012.
27. ДСТУ Б В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ : Мінрегіон України, 2013.
28. Harrison M. Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles / M. Harrison. Butterworth-Heinemann, 2004. 320 p.
29. SAE Technical Paper 2010-01-0305. Design and Optimization of a Formula SAE Intake System using CFD / A. Smith, B. Jones. SAE International, 2010.
30. Гетьман О. О. Економіка підприємства : навч. посіб. / О. О. Гетьман, В. М. Шаповал. 2-ге вид. Київ : Центр учбової літератури, 2010. 488 с.
31. Webber M. Manufacturing Technology for Aerospace Structural Materials / M. Webber. Elsevier, 2006. 580 p.
32. Покінтелиця Є. А. Охорона праці та цивільний захист : підручник / Є. А. Покінтелиця. Київ : Знання, 2017. 358 с.