

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження впливу теплових навантажень на надійність клапана
механізму газорозподілу 4-тактного ДВЗ

Study of the influence of thermal loads on the reliability of the valve of a 4-stroke
internal combustion engine valvetrain

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи Т-412м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Несмашний Михайло Юрійович

Керівник старший викладач кафедри

«Двигуни внутрішнього згорання», магістр

Сухонос Роман Федорович

Рецензент канд. техн. наук, доцент,

зав. кафедри «Технологія машинобудування»

Дядя Сергій Іванович

Запоріжжя

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ

Слинько Г. І.

2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Несмашний Михайло Юрійович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу теплових навантажень на надійність клапана механізму газорозподілу 4-тактного ДВЗ

керівник проекту (роботи) старший викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», магістр Сухонос Роман Федорович

затверджені наказом вищого навчального закладу від 28.11.2023 р. № 483

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 25 грудня 2023 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний 4-циліндровий двигун Volkswagen AUS номінальною потужністю 77 кВт

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) обґрунтування актуальності теми дослідження; аналіз запасу міцності та надійності випускного клапана двигуна Volkswagen AUS; основні положення використаних методик; тепловий розрахунок двигуна Volkswagen AUS на номінальному режимі; аналіз отриманих результатів.

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

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-4	Сухонос Р.Ф., старший викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», магістр		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2023	
2	Аналіз літературних джерел	20.09.2023	
3	Обґрунтування актуальності дослідження	30.09.2023	
4	Описання використаних методик дослідження	15.10.2023	
5	Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі	30.10.2023	
6	Дослідження впливу теплових навантажень на клапан	30.11.2023	
7	Формування висновків з магістерської роботи	05.12.2023	
8	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	10.12.2023	
9	Розробка презентації та доповіді до захисту	20.12.2023	
10	Подання роботи до захисту	25.12.2023	

Студент(ка)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

(підпис)

Несмашний М.Ю.

(прізвище та ініціали)

Сухонос Р.Ф.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 54 с., 3 табл., 24 рис., 23 джерел.

ВИПУСКНИЙ КЛАПАН, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ГРМ, МЕХАНІЗМ ГАЗОРОЗПОДІЛУ, ТЕМПЕРАТУРА, ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ

В процесі роботи ми встановили вплив робочого тіла в циліндрі на температуру елементів випускного клапана 4-тактного бензинового двигуна у випадку максимальної температури та в процесі випуску. Визначили що середня температура клапана під час роботи може сягати приблизно 800°C , але окремі його частини можуть сягати температури й більше ніж 1000°C . Також дізналися, що клапан короткочасно може витримувати температуру більшу ніж 2500°C .

Мета роботи – визначити вплив теплових навантажень випускного клапана механізму газорозподілу 4-тактного ДВЗ.

Об’єкт дослідження – клапан чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – температура елементів випускного клапана чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

За результатами роботи підготовлено тези доповіді на вузівській конференції, та підготовлена робота для конкурсу студентських наукових робіт.

Методика та результати досліджень можуть бути використані в навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка», при викладанні дисциплін «Основи конструювання двигунів внутрішнього згорання», «Основи САПР двигунів внутрішнього згорання».

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

ВСТУП

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Види газорозподільних механізмів та їх класифікація

1.2 Навантаження, що діють на випускний клапан механізму
газорозподілу

1.3 Методи дослідження умов роботи випускного клапана ДВЗ

1.4 Висновки за розділом

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна
Volkswagen AUS

2.2 Основні методики положення дослідження

2.2.1 Методика визначення теплових навантажень на клапан ГРМ

2.2.2 Методика побудови трьохвимірної моделі випускного клапана

2.2.3 Методика дослідження навантажень за допомогою програми
Siemens NX

2.3 Висновки за розділом

3 РОЗРАХУНОК ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

VOLKSWAGEN AUS ПРИ РОБОТІ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Вихідні дані до розрахунку

3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine
Calculation

3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку

3.4 Висновки за розділом

4 РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ВИПУСКНИЙ КЛАПАН

4.1 Вихідні дані до моделювання

4.2 Результати моделювання теплових навантажень

4.2.1 Підведення теплоти під час процесу випуску

4.2.2 Підведення теплоти під час процесу згорання

4.3 Порівняння результатів дослідження теплонапруженості випускних клапанів двигуна Volkswagen AUS при різних варіантах підведення теплоти

4.4 Дослідження впливу теплових навантажень на надійність клапана

4.5 Висновки за розділом

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

ВМТ – верхня мертва точка;

ГРМ – газорозподільний механізм

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ЕГМ – електронна графічна модель

НМТ – нижня мертва точка;

D – діаметр циліндра, м;

3D-модель – багатовекторне креслення, у якому реалізоване візуальне втілення

γ – коефіцієнт залишкових газів;

ϵ – ступінь стиснення;

φ – кут повороту кривошипа, ° ПКВ;

m_T – молекулярна маса;

H_u – теплота згорання, МДж/кг

ρ – щільність (густина), кг/м³;

ℓ_o – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, кг/кг;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ФММ – фізико-математична модель;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ΔT – підігрів повітря на впуску, К;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

η_v – коефіцієнт наповнення;

g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год);

g_i – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год);

G_T – годинна витрата палива, кг/год;

L_i – індикаторна робота, Дж/цикл;

n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹;

N_e – ефективна потужність, кВт;

p_k – тиск повітря на впуску, К;

p_e – середній ефективний тиск, Па;

p_i – середній індикаторний тиск, Па;

T_a – температура повітря на початку процесу стиснення, К;

T_k – температура повітря на впуску, К;

V_h – робочий об'єм циліндра, м³.

ВСТУП

Система газорозподілу є невід'ємною частиною двигуна внутрішнього згорання. І одними з найбільш важливих деталей системи газорозподілу є клапани. Об'єктом нашого дослідження є саме випускний клапан, адже він витримує чималі теплові навантаження від газів в циліндрі. Одними з найважливіших вимог до випускного клапана є здатність витримувати високі температури та ударні навантаження, але при цьому бути досить легким.

Мета і завдання дослідження

Мета роботи – визначити вплив теплових навантажень випускного клапана механізму газорозподілу 4-тактного ДВЗ.

Для досягнення мети, треба вирішити ряд **завдань**:

- провести аналіз літератури за темою дослідження;
- скласти методiku дослідження;
- виконати розрахунок термодинамічного циклу базового двигуна на номінальному режимі, та форсованого двигуна;
- зробити висновки.

Об'єкт дослідження – випускний клапан системи газорозподілу чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – температура та температурний градієнт елементів випускного клапана чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Методи дослідження: теоретичні (аналіз, синтез, індукція, дедукція) та практичні (аналітично-розрахунковий метод). Для виконання дослідження використовувались комп'ютерні програми Engine Calculation, Siemens NX.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

- визначено температури та температурний градієнт елементів випускного клапана 4-тактного бензинового двигуна Volkswagen EA 111 на різних етапах робочого циклу двигуна.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- методика розрахунку впливу теплового режиму двигуна на навантаженість випускного клапана може бути використана при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ;
- розраховані значення температурних полів випускного клапана можуть бути використані в якості порівняльних даних в курсі дисципліни «Конструкція двигунів внутрішнього згорання».

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах».

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Види газорозподільних механізмів та їх класифікація

Газорозподільний механізм (ГРМ) – невід’ємна частина двигуна внутрішнього згорання, що забезпечує своєчасну подачу свіжого заряду паливоповітряної суміші та видалення відпрацьованих газів з циліндрів. Ця система удосконалювалась протягом десятиліть, але принцип її роботи практично не змінювався, як і не змінювалось те що головними деталями цього механізму є:

- розподільний вал;
- клапан;
- пружина клапана;
- привід клапана.

Класифікують ГРМ за кількістю розподільних валів, за розташуванням розподільного валу, за типом приводу розподільного валу, та кількістю клапанів на циліндр тощо (див. рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Класифікація ГРМ [1]

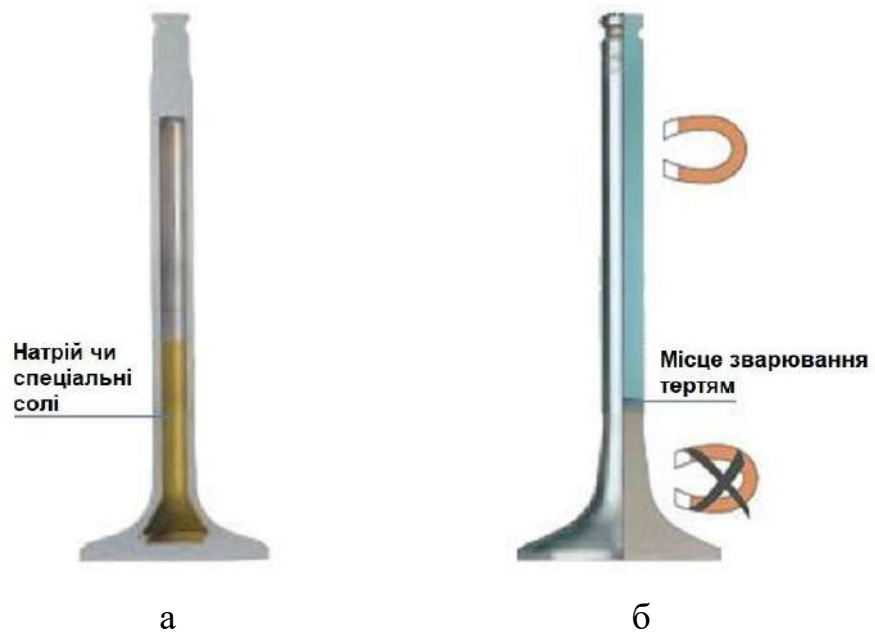
Потужність двигуна, за інших рівних умов, прямо пропорційна кількості горючої суміші або повітря та пального, що надходить у його циліндри через впускні клапани та якості очищення циліндра від відпрацьованих газів через випускні клапани. Для поліпшення наповнення двигуна діаметр впускного клапана виконується зазвичай більшим, ніж випускного. Оскільки при випуску швидкість потоку відпрацьованої суміші вища, ніж свіжої впускної, за рахунок виштовхування відпрацьованих газів поршнем на такті випуску. При багатоклапанній системі, наприклад у двигуна Audi ADR, діаметр випускної тарілки клапана більший ніж у впускних, але встановлюється 3 впускних клапана та 2 випускних, таким чином, загальна площа впускних клапанів все одно більша. Зменшення діаметра випускних клапанів дозволяє знизити їх температуру та зменшити величину рухомих мас, що припадають на один клапан. Таким чином, величина впускного отвору визначається діаметром впускного клапана. Діаметр впускного клапана обмежується можливостями розміщення його в головці блоку, а висота підйому клапана – силами інерції клапанного механізму, які не повинні бути надмірно великими, щоб уникнути встановлення занадто сильних клапанних пружин та викликаного цим занадто великого зносу кулачків. Основними елементами клапана є головка (тарілка) і стержень (шток). З метою зменшення гідравлічних втрат на впуску та випуску перехід від головки клапана до стержня робиться, можливо, більш плавним. Клапани, особливо випускні, працюють високою тепловою напруженістю, температура тарілки впускного клапана досягає при повному навантаженні двигуна $350...500^{\circ}\text{C}$, а випускного $700...900^{\circ}\text{C}$. Настільки висока тепла напруженість випускних клапанів обумовлюється головним чином їх дуже сильним нагріванням під час процесу випуску. Клапани піддаються також корозійній дії газів. Матеріал клапанів через це повинен володіти стійкістю проти корозії та добре протистояти зносу, оскільки умови змащення клапана не задовільні. Для підвищення зносостійкості та подовження терміну служби клапани проходять додаткову обробку, шляхом наплавлення спеціального сплаву (стеліту) на робочу фаску клапана. Для поліпшення антифрикційних

властивостей та підвищення зносостійкості стержня клапана його часто азотують або хромують. Випускні клапани форсованих двигунів іноді виконують порожніми. Заповнювальна на 50...60% порожнина клапана легкоплавким речовиною (натрієм або спеціальними солями) під час роботи двигуна плавиться та енергійно збовтується, що забезпечує кращий відвід тепла від головки до стержня клапана та тим самим усуває його перегрів. Таким чином, можна знизити температуру тарілки клапана на 80 –150 °С. Порожні випускні клапани застосовуються переважно з метою зниження температури в особливо небезпечній області галтелі (закругленого переходу). Для зменшення маси, у сучасному моторобудуванні знаходять застосування порожні, незаповнені впускні клапани.

Впускні та випускні клапани поділяються на:

- ціліснометалевий (монометалевий) клапан. Ці клапани виготовляються лише з одного матеріалу. При цьому обирається такий матеріал, який відповідає пред'явленим вимогам, це висока теплостійкість та антифрикційні властивості.

- біметалевий клапан (див. рисунок 1.2, б). Біметалеві клапани – це поєднання двох металів: матеріалу тарілки клапана з високою теплостійкістю та матеріалу штока клапана, який закалений зі сторони кінця стержня клапана, і при цьому володіючи високими антифрикційними властивостями для ковзання всередині направляючої втулки клапана. З'єднання цих двох матеріалів виконується за допомогою зварювання тертям.



а – клапан з наповнювачем; б – біметалічний клапан

Рисунок 1.2 – Будова біметалічного клапана та з наповнювачем [4]

1.2 Навантаження, що діють на випускний клапан механізму газорозподілу

Теплові напруження. Випускний клапан піддається напруження високими температурами, через те що він безпосередньо контактує з гарячими газами, які виходять з циліндра двигуна. Температура випускного клапана при роботі двигуна може сягати від 550 до 900 °С. це може призводити до перегрівання клапана, що дуже актуально для високофорсованих чи турбонаддувних двигунів.

Механічні напруження. Під час роботи двигуна клапани постійно відкриваються та закриваються, відчуючи при цьому значні механічні напруження. До них відносяться сили інерції рухомих частин, ударні напруження при зачиненні клапана та напруження від пружини клапана, яка забезпечує його зачинення, та може сягати від 200 до 800 Н, та зусиллям приводу клапана.

Знос. Регулярне тертя між направляючою та стержнем клапана, а також

між сідлом клапана та його робочою поверхнею, призводить к зносу цих деталей. Знос може посилюватись через дію високих температур та агресивною середою вихлопних газів.

Корозійні напруження. Випускний клапан може піддаватись корозії через агресивні хімічні компоненти в вихлопних газах, особливо якщо використовується паливо низької якості, або в двигуні присутні об'єкти неповного згорання палива.

1.3 Методи досліджень умов роботи випускного клапана ДВЗ

Клапан працює в складних умовах, тому його розраховують та вивчають з урахуванням робочих процесів ДВС, понять теплотехніки, міцності та матеріалознавства.

Методи досліджень умов роботи випускного клапана ДВЗ можна поділити на:

- експериментальний, коли проводиться розрахунок навантажень «на папері»;
- метод моделювання, коли розрахунок навантажень проводиться за допомогою спеціалізованих комп'ютерних програм.

Останнім часом широке поширення отримали програмні комплекси, які використовують метод кінцевих елементів. Можливості цих комплексів дозволяють зменшити затрати часу на підготовку вихідних даних, необхідних для розрахункового аналізу, пов'язані головним чином, з завданням геометрії досліджуваної деталі, поділом розрахункової області на кінцеві елементи, та графічним супроводом вирішення задачі. Проте визначальну роль у постановці задачі теплопровідності та механіки, як і раніше, відіграють чітко задані граничні умови, які мають відображати реальні умови теплообміну та навантаження деталі. Уточнити граничні умови можна лише на основі результатів експериментальних досліджень, зокрема термометрії [6].

Після завершення розрахунків: проводяться хімічний аналіз і випробування на механічну міцність, випробування на стенді дослідних зразків клапанів на спеціалізованих випробувальних стендах, де можна точно контролювати робочі умови, температуру, навантаження, вивчати знос у процесі роботи, втомні характеристики та стійкість до корозії.

Після випробувань клапани піддаються детальному огляду, щоб визначити типи та ступінь зносу або пошкоджень. Це може включати мікроскопічний аналіз, скануючу електронну мікроскопію та спектральний аналіз.

При виборі клапанів для форсованого двигуна найбільше запитань викликає саме вибір матеріалу. Якщо взяти до уваги умови, в яких доводиться працювати клапанам, стає зрозумілим, що один тип матеріалу не може підходити як до впускного, так і до випускного клапану. Основна відмінність між впускними та випускними клапанами полягає в різних робочих температурах. Випускні клапани перебувають під постійним впливом руйнівних газів, а температури часто перевищують поріг 760°C . Впускні ж клапани постійно охолоджуються потоками повітряно-паливної суміші та не розігріваються до таких температур.

Нижче наведені одні з найпоширеніших сплавів клапанів використовуваних у ДВС:

- нержавіючої сталі 422, який використовується для виготовлення високоякісних впускних клапанів. Сплав розроблено спеціально для впускних клапанів, діапазон робочих температур його не підходить для виготовлення випускних клапанів. Клапани з цього сплаву часто мають позначення "для жорстких умов" [7].

- Тi-6. Титан - легкий матеріал, який використовується для виготовлення клапанів, що працюють у високооберткових спортивних двигунах. Він на 40 % легший за сталь і зберігає міцність при високих температурах. Зазвичай з титану виготовляються впускні клапани великого діаметру, хоча можна зустріти і випускні клапани з цього матеріалу [7].

– аустенітний сталевий сплав 21-2N, що містить 21 % хрому та 2 % нікелю. Найпопулярніший матеріал для виготовлення випускних клапанів, зберігає властивості при суттєвому підвищенні температур. Завдяки додатковій обробці характеристики клапана з такого матеріалу можна наблизити до оптимальних. В результаті отримується недорогий і дуже якісний клапан [7].

1.4 Висновки за розділом

З проведеного огляду наукових джерел встановлено, що випускні клапани в середньому працюють за температур 700...900 °С, а сама тарілка клапана може нагріватися до температур 920...1050 °С [5], що потребує від клапана витримувати високу температуру, бути зносостійким, витримувати корозійний вплив та мати малий коефіцієнт тертя у парі «випускний клапан – направляюча клапана», бути не складним у виробництві, та бути відносно дешевим.

Тож у підтриманні вище перелічених вимог допомагає використання нових методів розрахунків, проектування, та вивчення за допомогою спеціального програмного забезпечення, використання сучасних конструкційних матеріалів та технологій виготовлення які дають можливість зменшення габаритних розмірів клапанів механізму ГРМ 4-тактних ДВЗ без втрати їх міцності, зносостійкості та витривалості.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна Volkswagen AUS

Двигун Volkswagen AUS, який зображено на рисунку 2.1 відноситься до лінійки двигунів EA 111 які випускались концерном VAG (Volkswagen Audi Group) з 1985 до 2015 року. Двигуни мають робочий об'єм від 1 л до 1,6 л. Конструкція двигуна досить поширена: чавунний блок зверху накритий алюмінієвою головкою блоку циліндрів з механізмом газорозподілу типу SOHC з 1 розподільним валом (або типу DOHC з 2 розподільними валами), привід здійснюється зубчастим ременем.



Рисунок 2.1 – Двигун Volkswagen AUS [10]

Відмінною особливістю двовальних двигунів був їх привід ГРМ, який зображено на рисунку 2.2. Призначені для встановлення на легкові автомобілі з поперечним розташуванням двигуна та переднім приводом. Відповідає нормам

токсичності ЄВРО-4. Ресурс двигуна при дотриманні правил експлуатації не менше 300000 км. Встановлювався на автомобілі Volkswagen Bora I покоління та VW Golf IV покоління, SEAT Toledo та SEAT Leon.

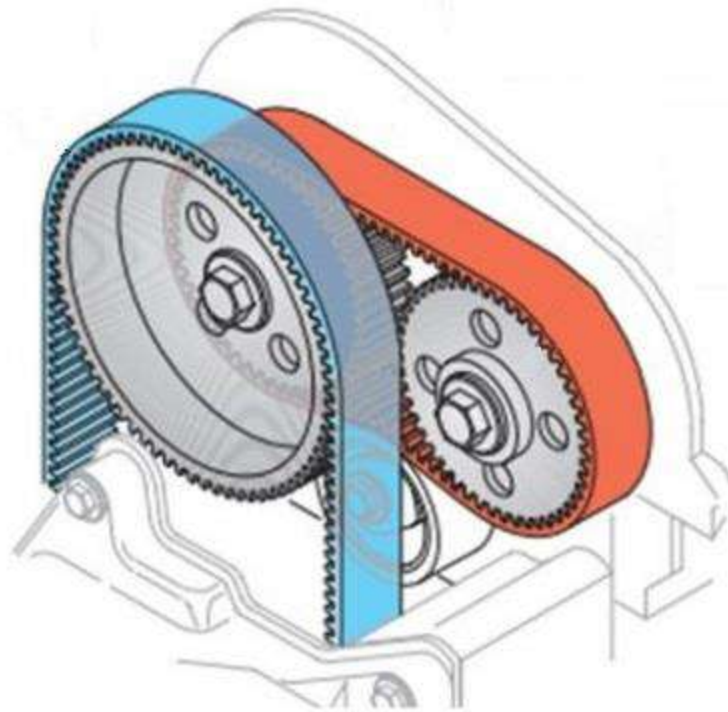


Рисунок 2.2 - Привід ГРМ двигунів EA 111 [2]

При проектуванні двигуна було задано відстань між осями циліндрів 81 мм, що обмежило робочий об'єм двигунів родини EA 111 об'ємом в 1,6 літра. Впуск і випуск – з різних боків блоку циліндрів.

Однією з моделей двигунів родини EA 111 є двигун AUS робочим об'ємом 1,6 л та 16-клапанною системою газорозподілу. Його технічні характеристики наведені в таблиці 2.1.

Блок циліндрів двигуна литий з сірого чавуну, колінчастий вал встановлений на 5 опорах. Головка блоку циліндрів (рисунок 2.3) лита, з алюмінієвого сплаву. На рисунку 2.4 також можна побачити незвичну конструкцію клапанної кришки, яка водночас є постіллю для впускного та випускного розподільних валів.

Система живлення – розподілене впорскування в отвори патрубків впускного колектора, час та тривалість паливоподачі керується електронним

блоком керування.

Впускний колектор з поліамідного пластику (див. рис. 2.5), випускний – чавунний.



Рисунок 2.3 – Головка блоку циліндрів (вид з блоку циліндрів)



Рисунок 2.4 – Головка блоку циліндрів (вид з боку)



Рисунок 2.5 – Двигун Volkswagen AUS [10]

Таблиця 2.1 – Основні параметри двигуна Volkswagen AUS [8]

Технічні характеристики	Значення
1	2
Матеріал блоку циліндрів	Чавун
Матеріал головки блока циліндрів	Алюмінієвий сплав
Регулювання клапанів	Гідрокомпенсатори
Привід ГРМ	Ремінний
Кількість циліндрів	4
Розташування циліндрів	Рядне
Діаметр циліндра, мм	76,5
Хід поршня, мм	86,9
Робочий об'єм двигуна, см ³	1598
Ступінь стиснення	11,5

Продовження таблиці 2.1

1	2
Кількість клапанів ГРМ	16
Система живлення	Розподілене впорскування
Номінальна потужність, к.с. (кВт)	105 (77)
Максимальний обертальний момент, Н·м	148
Частота обертання колінчатого валу при номінальній потужності, хв ⁻¹	5700
Частота обертанням відповідна максимальному крутному моменту, хв ⁻¹	4500
Моторна олива	5W-30
Кількість моторної оливи, л	4,5
Викиди CO ² , г/км	166-168
Витрата палива, л/100 км	6,9...7

Система мащення комбінованого типу складається з наступних елементів:

- маслозабірник;
- масляний насос (рисунок 2.6 та 2.7);
- масляний фільтр;
- масляний піддон з пробкою;
- показчик рівня масла (щуп);
- датчик тиску.

Масляний насос шестеренчатого типу з приводом від носка колінчастого валу та внутрішнім зачепленням. Масло по двигуну переміщується каналами, виконаними в отворах блоку циліндрів та головки блоку циліндрів. Під тиском змащуються корінні шийки, шатунні шийки, постіль розподільного валу. Циліндри змащуються розбризкуванням.



Рисунок 2.6 – Масляний насос (вид ззовні)



Рисунок 2.7 – Масляний насос (вид з середини двигуна)

2.2 Основні положення методики дослідження

2.2.1 Методика визначення теплових навантажень на клапан ГРМ

Для дослідження впливу теплових навантажень на надійність клапана механізму газорозподілу 4-тактного ДВЗ розроблена наступна методика:

- побудова тривимірної моделі клапана випускного 4-тактного бензинового двигуна Volkswagen AUS;
- задання неструктурованої (або нерегулярної) сітки;
- виконати термодинамічний розрахунок циклу двигуна, визначити

зміну температури робочого тіла за цикл і побудувати індикаторну діаграму тиску $T(V)$;

- знайти величини температур, що діють на клапан в різні проміжки циклу;
- виконати моделювання теплових навантажень в комп'ютерній програмі Siemens NX;
- аналіз результатів.

Моделювання теплових навантажень випускного клапана виконуємо для двох випадків:

- підведення теплоти під час процесу випуску (підведення теплоти до тарілки клапана з однієї сторони)
- підведення теплоти під час процесу згорання (максимальна температура газів в циліндрі, підведення теплоти до тарілки клапана з однієї сторони).

2.2.2 Методика побудови трьохвимірної моделі випускного клапана

Для створення електронної 3D моделі використовується програма Siemens NX [14]. В даному випадку ми використовуємо команду «Ескіз» (рисунок 2.8, поз. 1) та за допомогою інструментів побудови (лінія, крива, сплайн і т.д.) створюємо ескіз за такими розмірами [11]:

- довжина клапана 100,6 мм;
- діаметр тарілки 26 мм;
- діаметр ніжки клапана 6 мм;
- кут нахилу робочої фаски до осі клапана 45° .

У вікні (рисунок 2.8, поз. 2) ми обираємо площину, задаємо вектор та початкову точку побудови за «Допомогою базової системи координат» (рисунок 2.8, поз. 3).

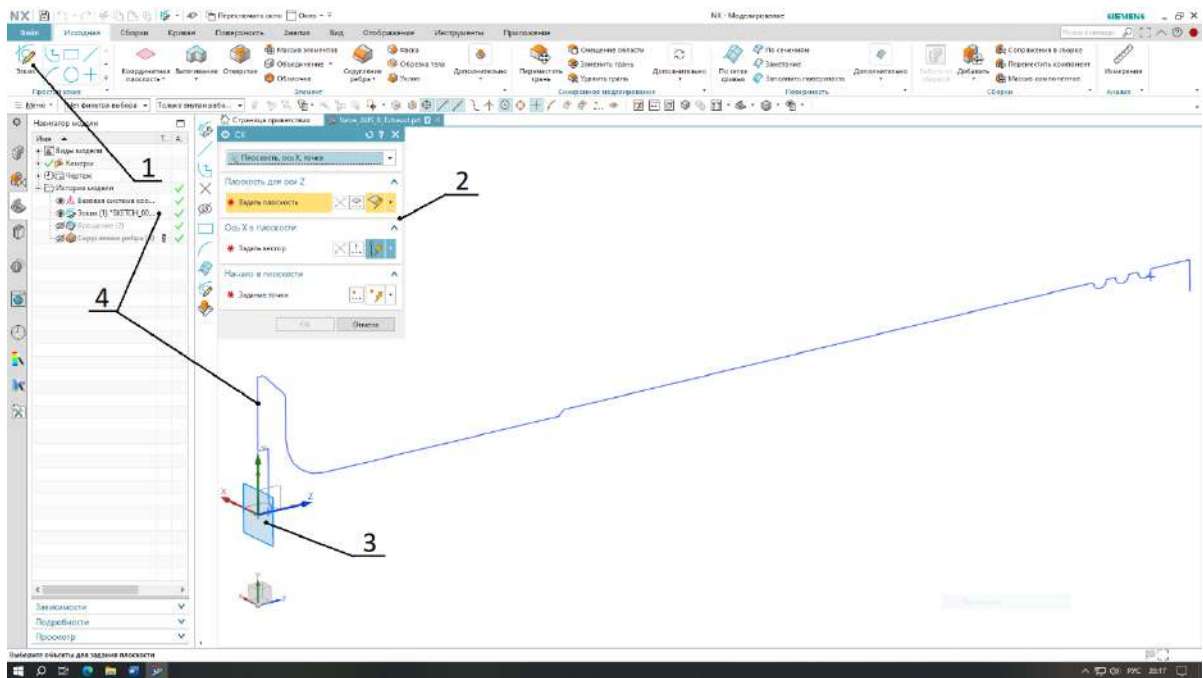


Рисунок 2.8 – Побудова ескізу

Після цього використовуємо команду «Обертання» (рисунок 2.9, поз. 5) та у вікні (рисунок 2.9, поз. 6) обираємо наш ескіз (рисунок 2.8, поз.4) задаємо вектор та задаємо початкову точку.

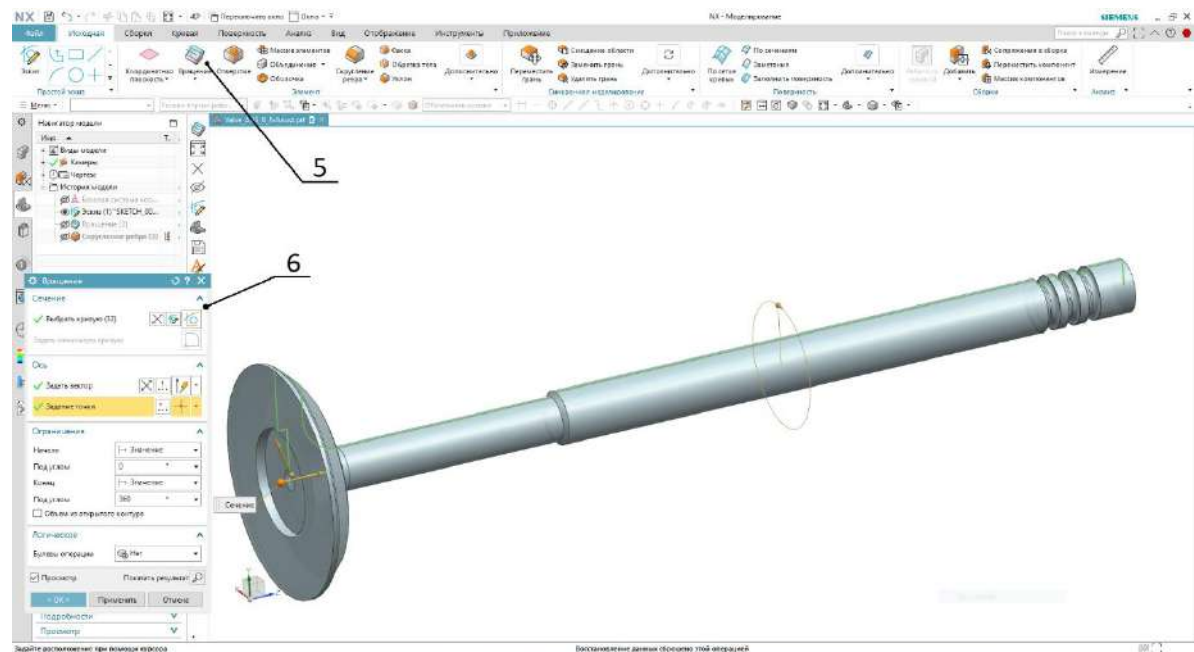


Рисунок 2.9 – Побудова ЕГМ

Наступним кроком буде побудова «3D тетраедальної сітки» необхідної для освітлення теплових навантажень (рисунк 2.13, поз. 8).

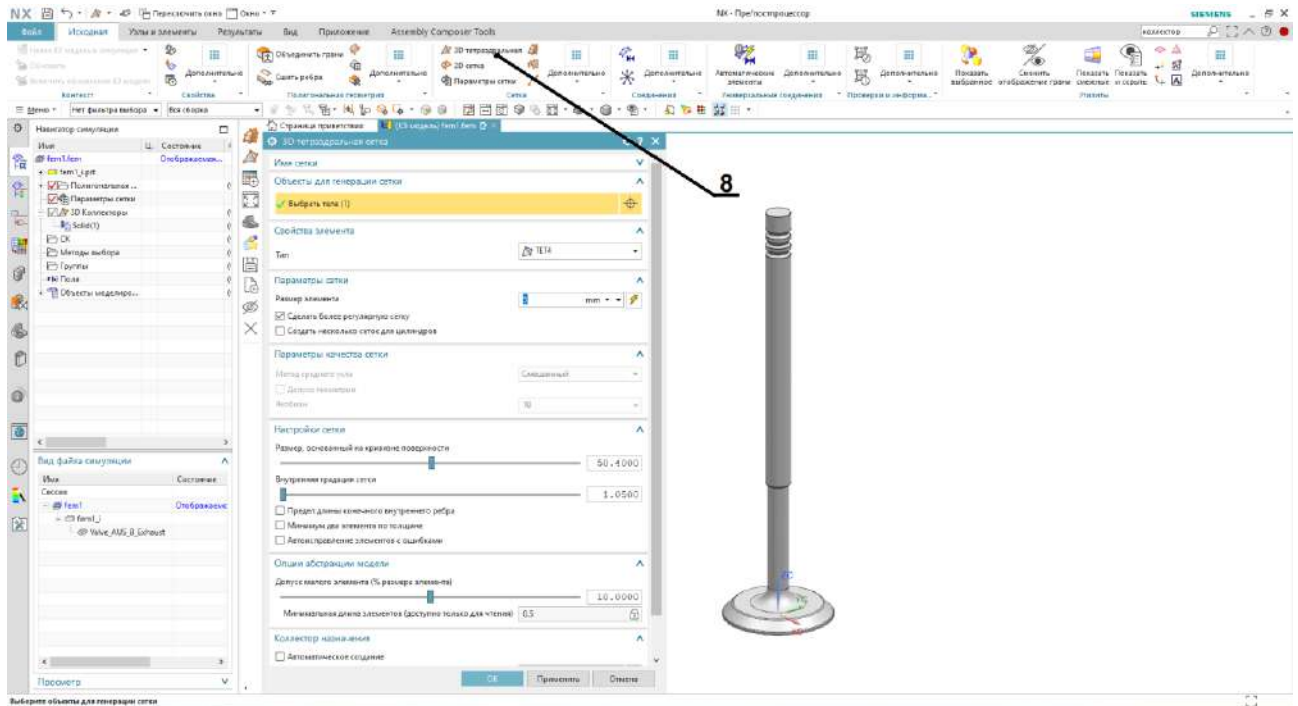


Рисунок 2.13 – Побудова неструктурованої сітки

Після побудови сітки за допомогою команд «Тип навантаження» (рисунк 2.14/2.15 поз. 10) задаємо теплові навантаження, за допомогою команди «Тип сполучення» (рисунк 2.14/2.15 поз. 9) задаємо поверхні які випромінюють, або обмінюються теплом з іншими поверхнями. Фінальною командою буде розрахунок програмою теплових навантажень, для чого у вікні «Навігатор симуляції» натискаємо по рядку «Solution» правою кнопкою миші та обираємо пункт «Вирішити» [16]. (рисунк 2.14/2.15 поз. 11)

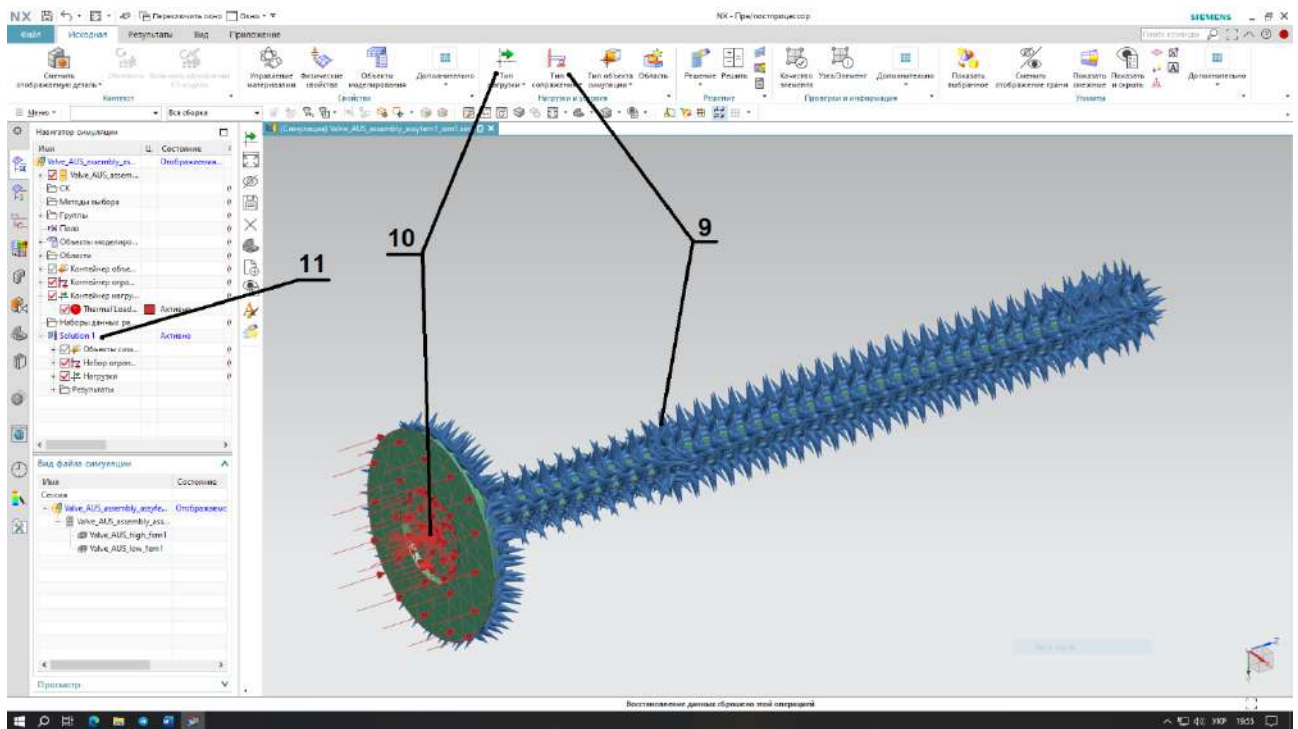


Рисунок 2.14 – Розміщення теплових навантажень під час процесу згорання [21]

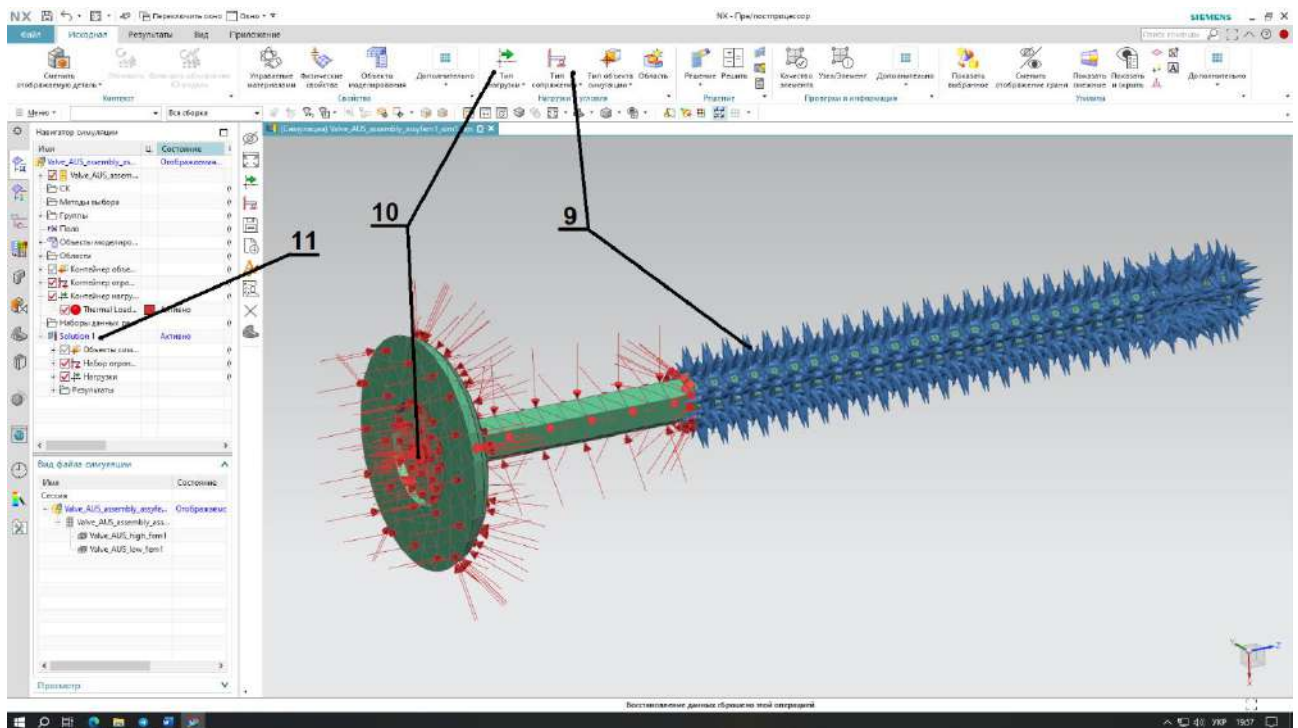


Рисунок 2.15 – Розміщення теплових навантажень під час процесу випуску [21]

2.3 Висновки за розділом

Наведено основні характеристики і особливості конструкції двигуна Volkswagen AUS.

Для дослідження впливу теплових навантажень на надійність клапана механізму газорозподілу 4-тактного ДВЗ розроблена методика, яка потребує моделювання термодинамічного циклу двигуна Volkswagen AUS в комп'ютерній програмі Engine Calculation, і власне моделювання клапана, його властивостей, температурних навантажень в комп'ютерній програмі Siemens NX.

3 РОЗРАХУНОК ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА VOLKSWAGEN AUS ПРИ РОБОТІ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Вихідні дані до розрахунку

Вихідні дані для теплового розрахунку двигуна Volkswagen AUS, за методикою [3]:

- число циліндрів $i = 4$;
- тактність – чотиритактний;
- розташування циліндрів – рядне;
- потужність $N_e = 77$ кВт;
- частота обертання валу $n = 5700$ хв⁻¹;
- тиск повітря $p_k = p_o = 101300$ Па;
- температура повітря $T_o = 293$ К;
- ступінь стиснення $\varepsilon = 11,5$;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D = 1,136$;
- паливо – бензин.

3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

Теплота згорання палива (бензину) $H_{uT} = 44$ МДж/кг.

Показник процесу згорання вибираємо на основі рекомендацій за емпіричними даними, для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2...4,0$ [3]. Приймаємо $m_1 = 3,3$.

Кількість циліндрів $i = 4$.

Розташування циліндрів – рядне.

Діаметр циліндра $D = 0,0765$ м.

Хід поршня $S = 0,0869$ м.

Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, і визначається за формулою

$$F_{\pi} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{2} 0,0765 = 0,00459 \text{ м}^2, \quad (3.1)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,0869}{2} = 0,04345 \text{ м}. \quad (3.2)$$

Приймаємо відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = r_k / L_{\text{ш}} = 0,27$. Тоді довжина шатуна

$$L_{\text{ш}} = r_k / \lambda_k = 0,04345 / 0,27 = 0,161 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Площа теплообміну поршня F_{π}' залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_{\pi}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{\pi}$ [3]. Тоді

$$F_{\pi}' = 1,05 \cdot F_{\pi} = 1,05 \cdot 0,00459 = 0,00482 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\pi}$ [3]. Тоді

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\pi} = 1,2 \cdot 0,00459 = 0,00551 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо за формулою

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (3.6)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,0765^2 \cdot 0,04345 \cdot \frac{1}{11,5 - 1} = 38,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, $p_k = p_o = 101300$ Па.

Температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 293$ К.

Кут початку згорання φ_c у бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 30 = 330^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.7)$$

де $\Delta\varphi_{оп}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 330 + 60 = 390^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.8)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40...60^\circ$ – для бензинових ДВЗ.

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається від частоти обертання колінчатого валу n

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5700}{60} = 596,6 \text{ с}^{-1}. \quad (3.9)$$

Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі приймаємо $\alpha = 0,9$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,000399 \cdot 1,205 \cdot 0,751 = 361,28 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}, \quad (3.10)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.11)$$

η_v – коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.12)$$

$$\eta_v = \frac{11,5}{11,5 - 1} \cdot \frac{101300 - 8104}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,1 \cdot 900} = 0,751;$$

$\Delta p_{\text{вп}}$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,08 \cdot 101300 = 8104 \text{ Па}; \quad (3.13)$$

$\Delta T = 10 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

$\gamma = 0,1$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 900 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,00036128}{0,9 \cdot 14,96} = 26,83 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (3.14)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Приймаємо $T_w = 500 \text{ К}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 8104 = 93196 \text{ Па}. \quad (3.15)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1+\gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1+0,1} (293 + 10 + 0,1 \cdot 900) = 357,3 \text{ K.} \quad (3.16)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вп}} = (1 + 0,1) \cdot 0,00036128 = 397,41 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.17)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{11,}{11,5 - 1} \cdot 0,000399 = 437,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.18)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, \\ 93196 \cdot 437,24 \cdot 10^{-6} &= 287 \cdot 397,41 \cdot 10^{-6} \cdot 357,3, \\ 40,7453 &= 40,7514. \end{aligned} \quad (3.19)$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,015 %.

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$\begin{aligned} m_A &= [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \\ m_A &= (85 + 0,25 \cdot 100) \cdot 0,00459 = 0,505 \text{ кг,} \end{aligned} \quad (3.20)$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини m'_n і $m'_ш$ визначаємо на основі даних двигуна.

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку

Проведено розрахунок циклу двигуна Volkswagen AUS в комп'ютерній програмі Engine Calculation, результати розрахунку отримано у вигляді протоколу (таблиця 3.2). З метою скорочення протокол подано з кроком запису 10° ПКВ.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах ϕ повороту кривошипа колінчатого валу (ПКВ).

В результаті розрахунку циклу двигуна визначено основні циклові індикаторні показники:

- індикаторна робота $L_i = 517,041$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,296$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,5097$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 186,8$ г/(кВт·год).

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 517,041 \cdot \frac{5700}{2 \cdot 60} \cdot 0,78 = 76,63 \text{ кВт}, \quad (3.21)$$

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна Volkswagen AUS на номінальному режимі

№	Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
I.	Код двигуна	0	Y
II.	Вид розрахунку	1	—
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	$44 \cdot 10^{-6}$ 3,3	$H_{\text{ут}}, \text{Дж/кг}$ m_1
IV.	Конструктивні дані 3. Кількість циліндрів 4. Рядний (1); V-подібний (0) 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	4 1 0,0765 0,00459 0,04345 0,27 0,00482 0,00551 $38,0 \cdot 10^{-6}$	i — D, м $F_{\text{п}}, \text{м}^2$ $r_k, \text{м}$ λ_k $F_{\text{п}}', \text{м}^2$ $F_k, \text{м}^2$ $V_c, \text{м}^3$
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 13. Температура повітря	101300 293	$p_k, \text{Па}$ $T_k, \text{К}$
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	330 390	$\varphi_c, \text{град.}$ $\varphi_z, \text{град.}$
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	596,6 0,9 $26,83 \cdot 10^{-6}$ 500	$\omega, \text{рад/с}$ α $\Delta m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$ $T_w, \text{К}$
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини	93196 357,3 $397,41 \cdot 10^{-6}$ $437,24 \cdot 10^{-6}$	$p_a, \text{Па}$ $T_a, \text{К}$ $m_a, \text{кг/цикл}$ $V_a, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,505	$m_A, \text{кг}$

Таблиця 3.2 – Протокол розрахунку термодинамічного циклу двигуна Volkswagen AUS на номінальному режимі

φ, °ПКВ	p, Па	T, К	m, кг	V, м ³
1	2	3	4	5
0	93 196	357,3	0,000397	0,000038
10	93 196	357,3	0,000397	0,000042
20	93 196	357,3	0,000397	0,000053
30	93 196	357,3	0,000397	0,000071
40	93 196	357,3	0,000397	0,000096
50	93 196	357,3	0,000397	0,000125
60	93 196	357,3	0,000397	0,000158
70	93 196	357,3	0,000397	0,000193
80	93 196	357,3	0,000397	0,000229
90	93 196	357,3	0,000397	0,000264
100	93 196	357,3	0,000397	0,000298
110	93 196	357,3	0,000397	0,000329
120	93 196	357,3	0,000397	0,000357
130	93 196	357,3	0,000397	0,000381
140	93 196	357,3	0,000397	0,000401
150	93 196	357,3	0,000397	0,000417
160	93 196	357,3	0,000397	0,000428
170	93 196	357,3	0,000397	0,000435
180	90 368	357,4	0,000397	0,000437
190	91 166	358,7	0,000397	0,000435
200	93 311	361,5	0,000397	0,000428
210	96 968	365,9	0,000397	0,000417
220	102 428	372,1	0,000397	0,000401
230	110 156	380,3	0,000397	0,000381
240	120 862	390,9	0,000397	0,000357
250	135 625	404,4	0,000397	0,000329
260	156 113	421,3	0,000397	0,000298
270	184 958	442,6	0,000397	0,000264
280	226 432	469,2	0,000397	0,000229
290	287 687	502,6	0,000397	0,000193
300	381 038	544,6	0,000397	0,000158
310	528 080	597,7	0,000397	0,000125
320	766 076	664,2	0,000397	0,000096
330	1 152 117	745,1	0,000397	0,000071
340	1 763 467	848,6	0,000398	0,000053
350	3 037 383	1145,3	0,000399	0,000042
360	5 962 220	2008,3	0,000406	0,000038
370	7 964 932	2876,7	0,000417	0,000042
380	6 977 674	3153,6	0,000423	0,000053

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
390	4 795 357	2905,4	0,000424	0,000071
400	3 220 663	2615,8	0,000424	0,000096
410	2 244 843	2380,2	0,000424	0,000125
420	1 636 503	2191,3	0,000424	0,000158
430	1 246 441	2039,9	0,000424	0,000193
440	987 990	1917,8	0,000424	0,000229
450	811 371	1818,8	0,000424	0,000264
460	687 440	1738,1	0,000424	0,000298
470	598 631	1672,2	0,000424	0,000329
480	534 029	1618,2	0,000424	0,000357
490	486 661	1574,0	0,000424	0,000381
500	451 967	1538,1	0,000424	0,000401
510	426 925	1509,2	0,000424	0,000417
520	409 531	1486,3	0,000424	0,000428
530	398 492	1468,7	0,000424	0,000435
540	387 676	1457,1	0,000424	0,000437
550	330 886	1457,1	0,000424	0,000435
560	274 096	1457,1	0,000424	0,000428
570	217 305	1457,1	0,000424	0,000417
580	160 515	1457,1	0,000424	0,000401
590	103 725	1457,1	0,000424	0,000381
600	109 404	1457,1	0,000424	0,000357
610	109 404	1457,1	0,000424	0,000329
620	109 404	1457,1	0,000424	0,000298
630	109 404	1457,1	0,000424	0,000264
640	109 404	1457,1	0,000424	0,000229
650	109 404	1457,1	0,000424	0,000193
660	109 404	1457,1	0,000424	0,000158
670	109 404	1457,1	0,000424	0,000125
680	109 404	1457,1	0,000424	0,000096
690	109 404	1457,1	0,000424	0,000071
700	109 404	1457,1	0,000424	0,000053
710	109 404	1457,1	0,000424	0,000042
720	109 404	1457,1	0,000424	0,000038

VW AUS

Дата:01.10.2023

Li = 517,040973 Дж/цикл

pi = 1296261,128563 Па

KKDi = 0,509707

gi = 0,186809 кг/(кВт*год)

де $\eta_m = 0,78$ – прийнятий механічний ККД двигуна.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 186,8 / 0,78 = 239,5 \text{ г/(кВт·год)}. \quad (3.22)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,296 \cdot 0,78 = 1,011 \text{ МПа}. \quad (3.23)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,5097 \cdot 0,78 = 0,398. \quad (3.24)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 0,5 %, за середнім ефективним тиском 0,9 % (у порівнянні з вихідними даними до розрахунку).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо величину максимального тиску $p_{\max} = 8,015 \text{ МПа}$ (при $\varphi = 372^\circ \text{ ПКВ}$) і максимальної температури $T_{\max} = 3160,3 \text{ К}$ (при $\varphi = 378^\circ \text{ ПКВ}$). Ці величини не перевищують максимально допустимі для бензинових ДВЗ $p_{\text{доп}} = 8 \dots 10 \text{ МПа}$ і $T_{\text{доп}} = 3000 \dots 3200 \text{ К}$ [3], тобто на номінальному режимі забезпечується надійна тривала робота двигуна.

За результатами розрахунку циклу двигуна на номінальному режимі будуємо згорнуту індикаторну діаграму $p(V)$ і $T(V)$ (рисунок 3.1).

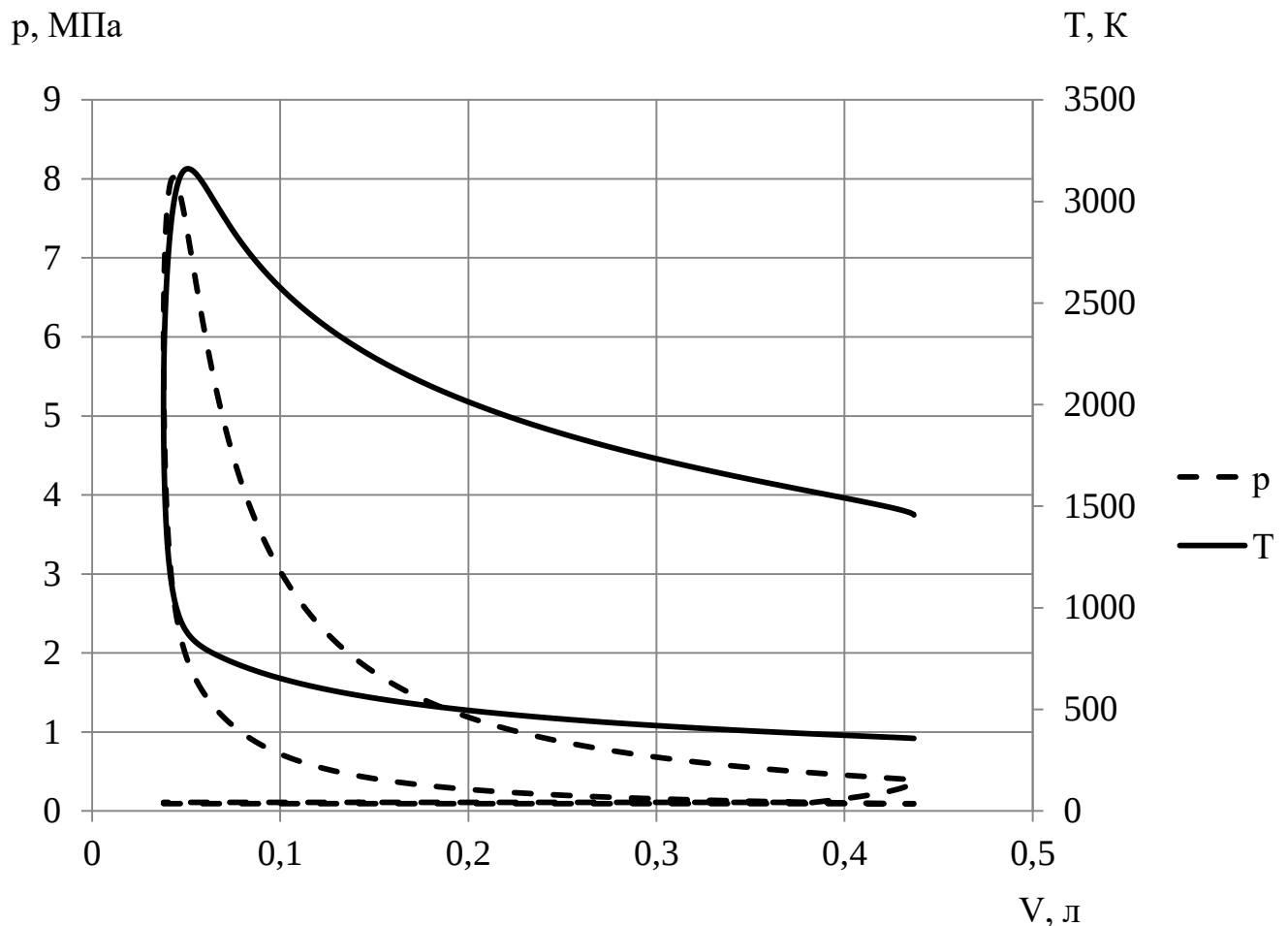


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$ і температури $T(V)$ двигуна Volkswagen AUS

3.4 Висновки за розділом

Розраховані індикаторні показники двигуна Volkswagen AUS відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам [3]. Розраховані ефективні показники двигуна Volkswagen AUS на номінальному режимі: ефективна потужність $N_e = 76,63$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 239,5$ г/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 1,011$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,398$. Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 0,9 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

4 РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ВИПУСКНИЙ КЛАПАН

4.1 Вихідні дані до моделювання

Вихідні дані для побудови теплового навантаження на випускний клапан:

- матеріал клапану Ti-6Al (титан);
- термооптичні властивості, а саме коефіцієнт випромінювання (ступінь чорноти) різних матеріалів, в нашому випадку для полірованого титана цей коефіцієнт дорівнює 0,19...0,35 [12];
- крок неструктурованої сітки 3 мм;
- теплові навантаження:
 - підведення теплоти під час процесу випуску (підведення теплоти до тарілки клапана з усіх боків та нижньої частини стержня клапана)
 - підведення теплоти під час процесу згорання (максимальна температура газів в циліндрі, підведення теплоти до тарілки клапана зі сторони камери згорання).

Максимальна температура при згоранні визначена з теплового розрахунку $T_{\max} = 3160,3 \text{ K} = 2887^\circ \text{C}$ (див. розділ 3). Настільки висока температура діє короткочасно (відносно всього циклу двигуна), тому руйнування клапана не відбувається.

Під час процесу випуску температура робочого тіла стрімко знижується від $T = 1457,1 \text{ K} = 1184^\circ \text{C}$. Під час випуску газу обтікають тарілку випускного клапана та нижню частину ніжки. З огляду на попередні дослідження (див. розділ 1), приймаємо середню температуру при випуску $T = 860^\circ \text{C}$.

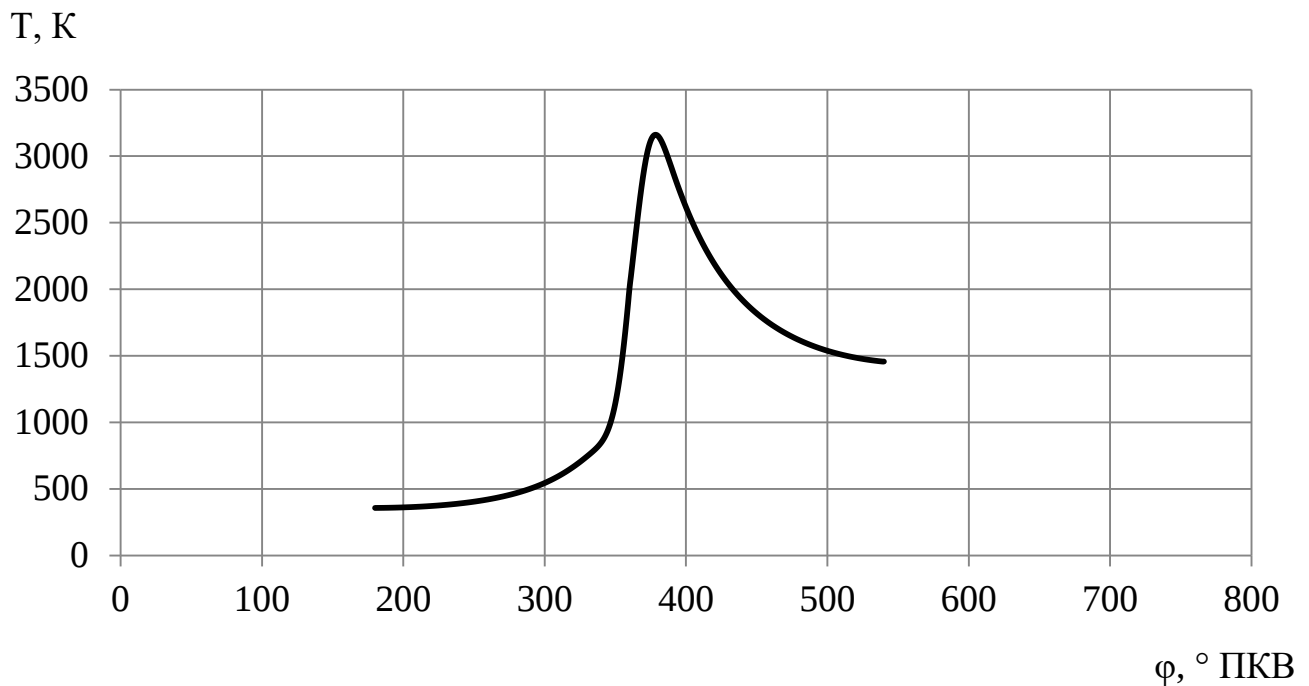


Рисунок 4.1 – Зміна температур в циліндрі

4.2 Результати моделювання теплових навантажень

4.2.1 Підведення теплоти під час процесу випуску

Користуючись програмою Siemens NX, методикою 2.2.3, та даними з пункту 4.1 моделюємо теплові навантаження які впливають на випускний клапан двигуна Volkswagen AUS (див. рис. 4.2, 4.3).

Після отримання результатів ми можемо побачити які температури впливають на клапан, та як вони поширюються вздовж клапана. Також видно що тарілка клапана нагрівається приблизно до 887.6 °C як зверху так і знизу рівномірно через те, що відпрацьовані гази на своєму шляху огортають її. Ще можна відзначити розподіл температури на основній частині стержня клапана, видно як температура у місці потовщення сягає 389 °C, що майже втричі більше ніж на вершині стержня, де температура 140 °C.

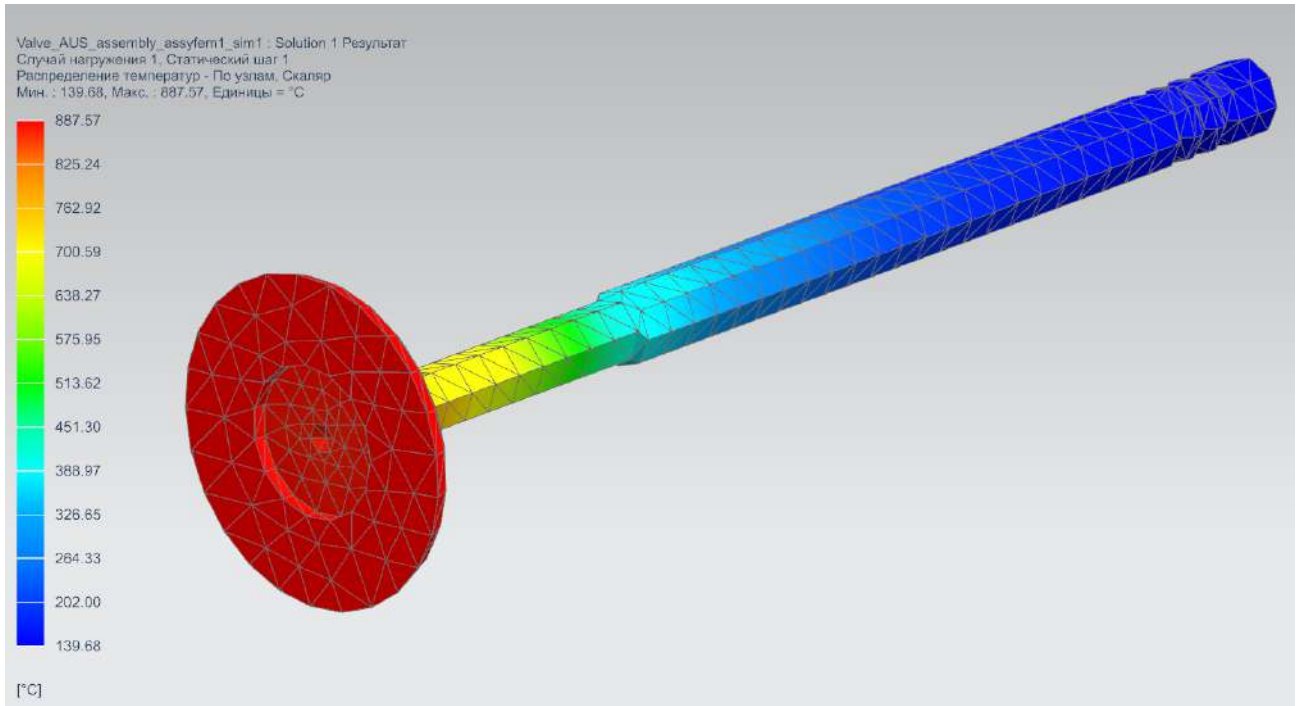


Рисунок 4.2 – Результат моделювання теплових навантажень на випускний клапан двигуна Volkswagen AUS під час випуску

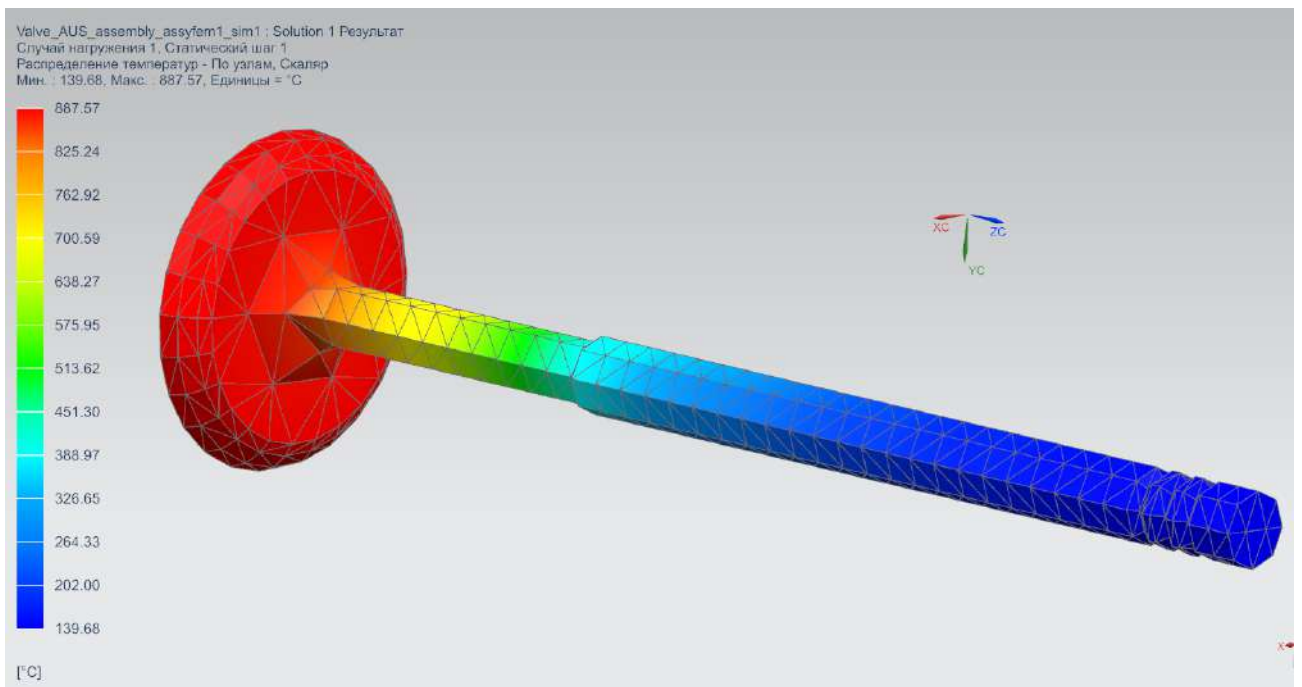


Рисунок 4.3 – Результат моделювання теплових навантажень на випускний клапан двигуна Volkswagen AUS під час випуску

4.2.2 Підведення теплоти під час процесу згорання

Користуючись програмою Siemens NX, методикою 2.2.3, та даними з пункту 4.1 моделюємо теплові навантаження які впливають на випускний клапан двигуна Volkswagen AUS (див. рис. 4.4, 4.5).

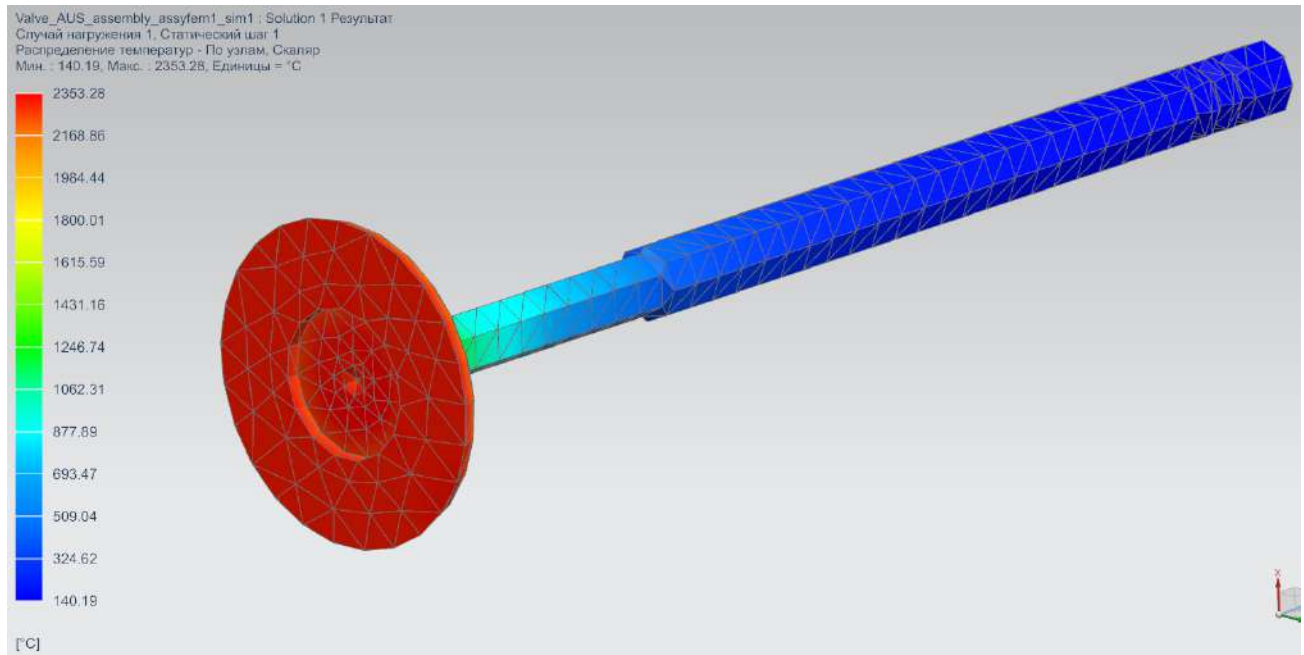


Рисунок 4.4 – Результат моделювання теплових навантажень на випускний клапан двигуна Volkswagen AUS під час згорання

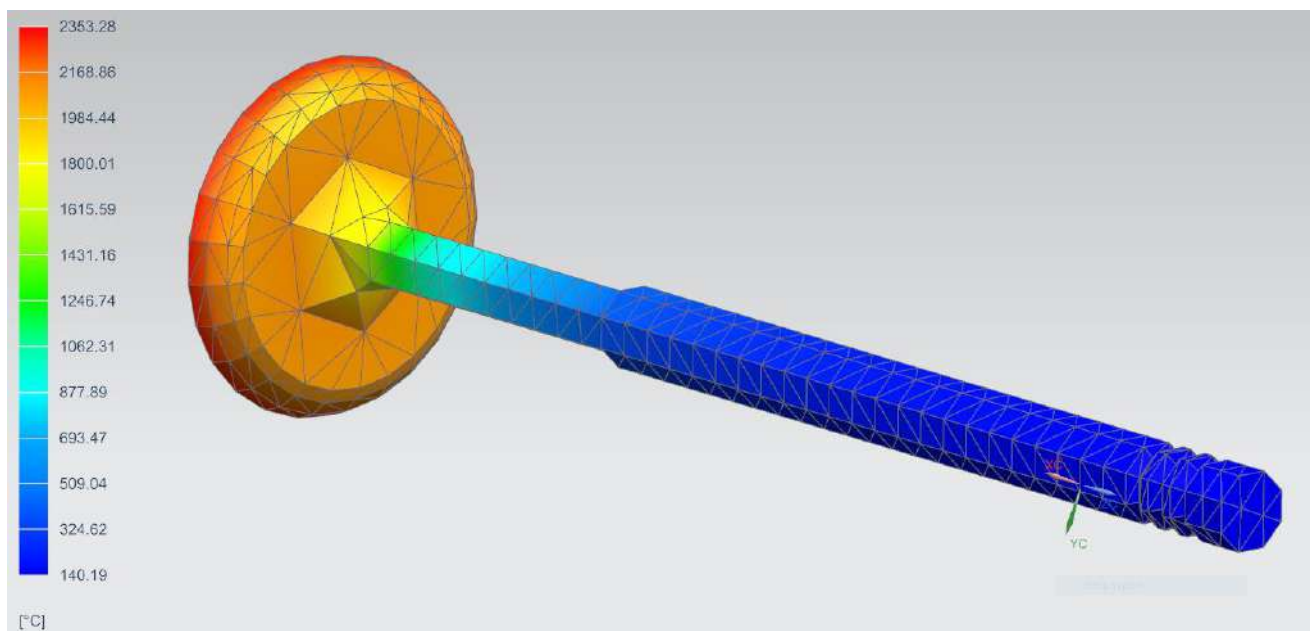


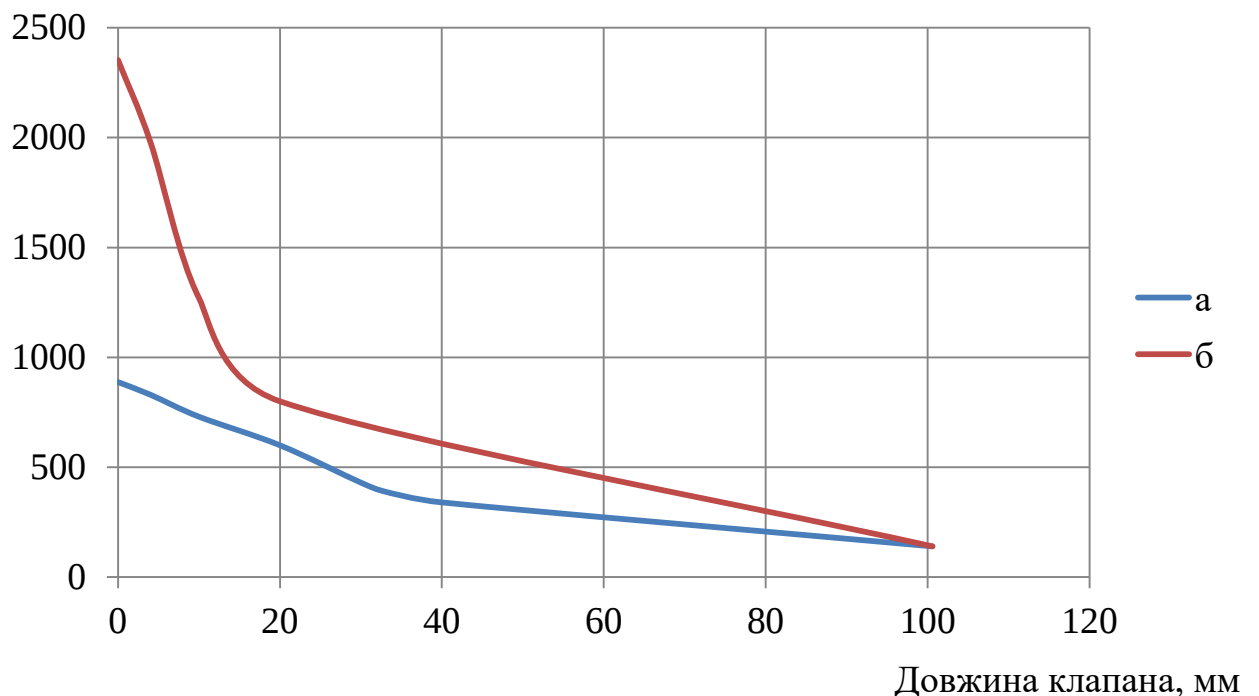
Рисунок 4.4 – Результат моделювання теплових навантажень на випускний клапан двигуна Volkswagen AUS під час згорання

Отримавши ці результати можна відмітити різницю за процесом випуску. Видно що тарілка нагрівається знизу більш за все та має температуру 2353.3°C . Верхня частина тарілки має меншу температуру, приблизно 2100°C , через контакт з сідлом клапана, тим самим віддаючи частину теплоти до охолоджуваної головки блоку циліндрів.

4.3 Порівняння результатів дослідження теплонапруженості випускних клапанів двигуна Volkswagen AUS при різних варіантах підведення теплоти

Для порівняння результатів дослідження теплонапруженості випускних клапанів двигуна Volkswagen AUS при різних варіантах підведення теплоти виконуємо побудову розподілу температур по довжині клапана (див. рис. 4.5).

$T, ^{\circ}\text{C}$



а – з підведенням теплоти під час процесу випуску; б – з підведенням теплоти під час процесу згорання

Рисунок 4.5 – Діаграма зміни температури вздовж клапана від тарілки (зліва) до торця ніжки (справа) при різних способах підведення теплоти

З рисунка 4.5 видно, що в залежності від способу підведення теплоти до випускного клапана має місце різна величина температурного градієнта. Чим кривіша лінія на графіку відносно горизонту, тим більший градієнт.

При підведенні теплоти під час процесу випуску градієнт температури більший на ділянці від 0 до 33 мм – від нижнього торця тарілки клапана, та нижня частина ніжки клапана, що виступає у випускний патрубок, тобто ті частини клапана, що безпосередньо контактують з випускними газами.

При підведенні теплоти під час процесу випуску згорання градієнт температури більший на ділянці від 0 до ~14 мм – товщина тарілки клапана та 10 мм ніжки клапана. Далі вздовж ніжки клапана градієнт температури рівномірний.

Розрахуємо найбільші значення температурного градієнта:

– при підведенні теплоти під час процесу випуску

$$\Delta T = \frac{T_0 - T_{33}}{\Delta l} = \frac{887,6 - 390}{33} = 15,08 \text{ K/мм}; \quad (4.2)$$

– при підведенні теплоти під час процесу згорання

$$\Delta T = \frac{T_0 - T_{14}}{\Delta l} = \frac{2353,3 - 950}{14} = 100,24 \text{ K/мм}. \quad (4.3)$$

Вздовж ніжки клапана градієнт температури має значно менші значення:

– при підведенні теплоти під час процесу випуску

$$\Delta T = \frac{T_{33} - T_{100,6}}{\Delta l} = \frac{390 - 140}{67,6} = 3,70 \text{ K/мм}; \quad (4.1)$$

– при підведенні теплоти під час процесу згорання

$$\Delta T = \frac{T_{14} - T_{100,6}}{\Delta l} = \frac{950 - 140}{86,6} = 9,35 \text{ K/мм.} \quad (4.1)$$

Таким чином, встановлено, що найбільш термонавантажений елемент клапана – тарілка клапана та місце її примикання до ніжки клапана, а найбільше значення теплових навантажень має місце при підведенні теплоти під час процесу згорання.

4.4 Дослідження впливу теплових навантажень на надійність клапана

Один із показників надійності випускного клапана це його можливість витримувати високу температуру, та при цьому не втрачати свої властивості і тим паче не руйнуватись. Обраний нами матеріал, а саме Ti-6Al витримує доволі високі температури та починає втрачати свої властивості наближуючись до точки плавлення, яка становить 1668 ° C [23].

З результатів моделювання теплових навантажень під час згорання ми можемо побачити, що ніби то матеріал нам не підходить, але треба брати до уваги що цей процес триває долі секунди. А ось судячи з аналізу літератури, яка стверджує що середня температура роботи клапана сягає 860 ° C, та результату моделювання процесу випуску можна дійти висновку, що є чималий температурний запас, який можна додатково використати встановивши на цей двигун систему наддуву.

4.5 Висновки за розділом

З даного розділу можна зробити висновок, що застосування спеціалізованого програмного забезпечення для розрахунку, або моделювання навантажень дозволяє значно прискорити процес дослідження теплових навантажень деталей газорозподільного механізму ДВЗ, дозволяє без зайвих витрат часу та бюджету вивчити можливість підвищення температур роботи клапана, або інших частин ГРМ, використання іншого матеріалу, або можливість використати іншу обробку деталей тим самим змінивши її властивості.

Встановлено, що найбільш термонавантажений елемент клапана – тарілка клапана та місце її примикання до ніжки клапана. Найбільше значення теплових навантажень має місце при підведенні теплоти під час процесу згорання: температура нижнього торця тарілки клапана $2353,3^{\circ}\text{C}$, а температурний градієнт складає $\Delta T = 100,24\text{ K/mm}$.

Також ми дійшли висновку, що обраний матеріал клапана цілком задовольняє вимоги міцності, наявний температурний запас, що дозволяє підвищити потужність двигуна використовуючи іншу програму керування двигуном, або при застосуванні систем наддуву.

ВИСНОВКИ

В першому розділі цієї роботи ми ознайомилися з типами ГРМ, конструкцією клапана ДВС, навантаженнями які діють на клапан, температурами при яких вони працюють, а саме 700...900 °С, головними вимогами до них, та методами їх дослідження.

В другому розділі ми ознайомилися з конструкцією та особливостями двигуна Volkswagen AUS сімейства EA 111, та визначили його характеристики. Ознайомилися також з програмою Siemens NX – системою трьохвимірного гібридного моделювання. Склали методики визначення теплових навантажень на клапан, методики побудови тривимірної моделі клапана, та методики дослідження теплових навантажень і отримання температурного градієнту за допомогою програми Siemens NX.

В третьому розділі ознайомилися з програмою Engine Calculation, та провели в ній розрахунок термодинамічного циклу двигуна Volkswagen AUS при роботі на номінальному режимі, визначили температури які діють на випускний клапан в даному двигуні розраховували та порівнювали ефективні показники двигуна із вихідними, величини яких не більше, ніж на 0,9 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

В четвертому розділі змодельовали за допомогою програми Siemens NX, та вихідних даних теплові навантаження, які діють на випускний клапан під час процесу згорання та процесу випуску. Визначили температуру тарілки клапана під час процесів згорання та випуску, які становлять 2353,3 °С під час згорання, та 887.6 °С під час випуску. Встановили, що найбільш термонавантажений елемент клапана – тарілка клапана та місце її примикання до ніжки клапана коли під час процесу згорання температура нижнього торця тарілки клапана сягає 2353,3 °С, а температурний градієнт складає $\Delta T = 100,24$ К/мм. Також ми дійшли висновку, що обраний матеріал клапана цілком задовольняє вимогам міцності, наявний температурний запас, що дозволяє

підвищити потужність двигуна використовуючи іншу програму керування двигуном, або при застосуванні систем наддуву.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Механизм газораспределения двигателя [Электронный ресурс]. – сайт «studfile.net». – Режим доступа: <https://studfile.net/preview/3178287/>
2. «Двигатель Volkswagen AUS» [Электронный ресурс]. – сайт «motorist.expert». – Режим доступа: <https://motorist.expert/volkswagen/aus.html>
3. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, Я. О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.
4. Параметры клапана [Электронный ресурс]. – сайт «kovsh.com». – Режим доступа: https://kovsh.com/library/ice/gas_distribution_mech/valves/parametry_klapana
5. Тринев, А. В. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения [Текст] / А. В. Тринев, А. Г. Косулин, В. Т. Коваленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 1. – С. 75–80.
6. Витэр, А. Д. Тепловые нагрузки клапанов механизма газораспределения [Электронный ресурс] / А. Д.. Витэр, А. В. Предко. – сайт «rep.bntu.by». – С. 75. – Режим доступа: https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/33710/Teplovy_e_nagruzki_klapanov_mekhanizma_gazoraspredeleniya.pdf?sequence=1
7. Клапана газораспределения [Электронный ресурс]. – сайт «neva-diesel.com». – Режим доступа https://neva-diesel.com/klapana_gazoraspredeleni
8. Двигатель ATN, AUS, AZD, BCB технические характеристики [Электронный ресурс]. – Сайт «Дром». – Режим доступа: <https://www.drom.ru/catalog/volkswagen/engine/atn-aus-azd-bcb/>
9. Engine Volkswagen AUS [Электронный ресурс]. – Сайт «Car and truck engines». – Режим доступа:

<https://mymotorlist.com/engines/volkswagen/ea111/aus/>

10. Двигатель Volkswagen AUS [Електронний ресурс]. – Сайт «otoba.ru». – Режим доступу: <https://otoba.ru/dvigatel/vw/aus.html>

11. Размеры клапанов Volkswagen Golf IV Variant [Електронний ресурс]. – Сайт «Размеры Инфо». – Режим доступу: <https://razmery.info/tehnika/klapany/razmery-klapanov-volkswagen-golf-iv-variant.html>

12. Коэффициенты излучения различных материалов [Електронний ресурс]. – Сайт «Электрические сети». – Режим доступу: <https://leg.co.ua/info/spravka/koefficienty-izlucheniya-razlichnyh-materialov.html>

13. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

14. Справка по NX [Електронний ресурс]. – Сайт «siemens.com». – Режим доступу: https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/1899/nx_help/#uid:index

15. Ravichandran, D. Design and Analysis of Exhaust Valve of an IC Engine by using Finite Element Analysis [Текст] / D. Ravichandran, M. Dharun Sankar, M. Gokul Rokith, R. Hariharan, S. Kamesh // International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET). – 2020. – Vol. 8 – Issue IX. – 3ю 868–875.

16. Rajkumar, N Modelling and Analysis of Exhaust Valves for Effective Material Selection in Diesel Engine using Ansys [Текст] / N. Rajkumar // International Journal of Advanced Science and Engineering Research. – 2016. – Vol. 1, Issue 1. – P.666–670.

17. Seshagiri Rao, B. Petrol Engine Exhaust Valve Design, Analysis and Manufacturing Processes [Текст] / B. Seshagiri Rao, D. Gopi Chandu // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. – 2014. – Vol. 3, Issue 4.

18. Shojaefard, M. H. Transient Thermal Analysis of Engine Exhaust Valve [Текст] / M. H. Shojaefard, A. R. Noorpoor, D. A. Bozchaloe, M. Ghaffarpour // An International Journal of Computation and Methodology. – 2007.

19. Gawale, S. S. Diesel Engine Exhaust Valve Design and Optimization [Текст] / Snehal S. Gawale, S. N. Shelke // Journal of Mechanical and Civil Engineering. – 2006. – Vol. 13, Issue 4.

20. Gawale, S. S. Design of Stationary IC Engine's Exhaust Valve and Optimization Based on Finite Element Analysis [Текст] / Snehal S. Gawale, S. N. Shelke, M. A. Ahire // International Journal of Modern Trends in Engineering. – 2006. – Vol. 3, Issue 4.

21. Sowjanya, G. Design and Transient Thermal Analysis of a Diesel Engine outlet Bimetal Valve for Open and Closed conditions [Текст] / G. Sowjanya, P. Venu Babu // International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research. – 2017. – Vol. 4, Issue 5.

22. Tangram Laxman. The analysis of thermal loads on the exhaust valve during combustion with various blended fuels [Текст] / Tangram Laxman, B. Balaji // International Journal of current research in advance materials, heat and energy engineering. – 2017. – Vol. 1, Issue 1.

23. Титановые сплавы [Электронный ресурс]. – Сайт «ukrintech.com.ua». – Режим доступа: <https://ukrintech.com.ua/materialovedenie-metalloobrabotka/112-glava-10-tsvetnye-metally-i-splavy/357-glava-10-4-titanovye-splavy>