

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Управління та експлуатація рухомого складу"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав. кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

"16" 01 2026 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: "Поліпшення процесів утворення паливо-повітряної суміші в силових енергетичних установках"

за освітньою програмою: "Локомотиви та локомотивне господарство"
зі спеціальності 273 "Залізничний транспорт"
галузі знань 27 "Транспорт"

ВИКОНАВ: СТУДЕНТ ГРУПИ ЛГ2426

_____ Дмитро БЕСАРАБ

Керівник _____ Михайло КАПІЦА

Нормоконтролер _____ Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Дніпро, 2026

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty *“Transport engineering”*

Department *“Management and Operation of Rolling Stock”*

EXPLANATORY NOTE

to Master’s Thesis

master

on the topic: **“Improving the processes of fuel-air mixture formation in power plants.”**

according to educational curriculum: *“Locomotives and Locomotive Economy”*
in the Speciality 273 *“Railway transport”*
field of knowledge 27 *“Transport”*

Done by the student of the group *LG2426*:

Dmytro BESARAB

Scientific Supervisor: Mykhaylo KAPITSA

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2026

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: *«Транспортна інженерія»*

Кафедра: *«Управління та експлуатація рухомого складу»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: *«Локомотиви та локомотивне господарство»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою _____ Борис БОДНАР

« ____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу магістра

студенту групи ЛГ2426

Бесарабу Дмитру Анатолійовичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: Поліпшення процесів утворення паливо-повітряної суміші в силових енергетичних установках
Керівник роботи: Капіца Михайло Іванович, д.т.н., професор
Затверджена наказом по університету від «02» жовтня 2025 р. №1402ст
2. Строк подання студентом роботи: «11» січня 2026 р.
3. Вихідні дані до роботи: потужність дизеля-прототипу – 2250 кВт; номінальна частота обертання – $16,6 \text{ с}^{-1}$; циклова подача палива – 1,4 г/цикл.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
 - 4.1 Огляд та аналіз проблеми сумішоутворення в двигунах внутрішнього згорання
 - 4.2 Аналіз процесів газообміну в чотиритактних двигунах та оцінка впливу регулювання фаз газорозподілу на сумішеутворення
 - 4.3 Огляд способів сумішоутворення в дизельних двигунах
 - 4.4 Поліпшення процесів утворення паливо-повітряної суміші в силових енергетичних установках

5. Перелік графічного матеріалу:

- 5.1 Форма паливного факела
- 5.2 Оптична картина згоряння в потенційному вихорі
- 5.3 Розподіл окружних швидкостей в потенційному вихорі
- 5.4 Схема моделювання процесів продувки
- 5.5 Залежності середнього індикаторного тиску в циліндрі дизеля, потужності, питомої витрати палива від зміни фази початку відкриття випускного клапану для режиму повного навантаження
- 5.6 Залежності коефіцієнта наповнення циліндру дизеля та питомої витрати палива від фази закриття впускного клапану для режиму повного навантаження
- 5.7 Вибір оптимального кута відкриття випускних клапанів

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Обсяг розділу, %
1	Огляд та аналіз проблеми сумішоутворення в двигунах внутрішнього згорання	16.11.2025	25
2	Аналіз процесів газообміну в чотиритактних двигунах та оцінка впливу регулювання фаз газорозподілу на сумішеутворення	16.11.2025	25
3	Огляд способів сумішоутворення в дизельних двигунах	14.12.2025	25
4	Поліпшення процесів утворення паливо-повітряної суміші в силових енергетичних установках	11.01.2026	25
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	11.01.2026	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	20.01.2026	

Студент _____ Дмитро БЕСАРАБ

Керівник роботи _____ Михайло КАПІЦА

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему «Поліпшення процесів утворення паливо-повітряної суміші в силових енергетичних установках» у загальному обсязі 73 аркуші розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 4 частин. Робота містить: 35 рисунків та 1 таблицю. Під час підготовки магістерської роботи було використано 13 наукових джерел перелік яких наведено у розділі «Список літератури».

Об'єктом дослідження в дипломній магістерській роботі виступає процес утворення паливо-повітряної суміші, а метою дослідження – пошук можливостей поліпшення процесів сумішоутворення в дизельних двигунах.

Для вирішення виявлених проблем було детально розглянуто характеристики процесу розпилення газорідного факелу. Крім того, були проаналізовані різні методи розпилення рідин та їх системна класифікація, що є основою для подальших технічних удосконалень.

Під час розрахунків було підтверджено можливість підвищення техніко-економічних показників на режимах часткових навантажень при роботі по тепловозній характеристиці дизеля ЧН26/26 за рахунок оптимізації фаз газорозподілу для кожного режиму.

Було розраховано оптимальні фази газорозподілу для роботи дизеля на режимі холостого ходу, так як на цей режим припадає найбільша частка роботи дизеля, а штатні фази газорозподілу не є оптимальними. При оптимізації кутів газорозподілу головним критерієм було обрано мінімізацію питомої витрати палива, що менше ніж середньо-експлуатаційні показники дизеля.

Враховуючи вище викладене можна зробити висновок, що керування фазами газорозподілу є перспективним шляхом для покращення середньо-експлуатаційних техніко-економічних показників роботи дизеля тепловоза, і як наслідок всього локомотивного господарства.

Ключовими словами в магістерській роботі являються: дизель, сумішоутворення, газорозподіл, впорскування палива, паливний струмінь, кут, фаза, математична модель.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ СУМІШОУТВОРЕННЯ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ	9
1.1 Створення якісного складу горючих сумішей	9
1.2 Аналіз систем впорскування палива	10
1.3 Огляд питання обмеження теплової та механічної напруженості	11
1.4 Аналіз тенденції підвищення потужності двигунів.....	13
1.5 Аналіз питання запуску дизелів.....	15
1.6 Огляд проблеми забезпечення багатопаливності	16
1.7 Огляд питання поліпшення токсичності і шкідливих викидів.....	17
1.8 Аналіз питання підвищення моторесурсу дизелів.....	21
2 АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ГАЗООБМІНУ В ЧОТИРИТАКТНИХ ДВИГУНАХ ТА ОЦІНКА ВПЛИВУ РЕГУЛЮВАННЯ ФАЗ ГАЗОРОЗПОДІЛУ НА СУМІШЕУТВОРЕННЯ	22
2.1 Процеси газообміну в чотиритактних двигунах	22
2.2 Аналіз питання регулювання фаз газорозподілу	26
3 ОГЛЯД СПОСОБІВ СУМІШОУТВОРЕННЯ В ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ	31
3.1 Аналіз загальних вимог до процесу сумішоутворення і згорання.....	31
3.2 Особливості сумішоутворення в дизельних двигунах	32
3.3 Об'ємне сумішоутворення	38
3.4 Плівкове сумішоутворення	49
3.5 Сумішоутворення і згорання у вільному (потенційному) вихорі	50
3.6 Аналіз форми камери згорання дизелів	52

					<i>0032.24.0656.000.03MP.ПЗ</i>								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Поліпшення процесів утворення паливо-повітряної суміші в силових енергетичних установках</i>								
Розроб.		<i>Бесараб</i>								Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		<i>Капіца</i>									5		
Реценз.										<i>УДЧНТ, гр. ЛГ2426</i>			
Н. Контр.		<i>Колодій</i>											
Затверд.		<i>Баднар</i>											

4 ПОЛІПШЕННЯ ПРОЦЕСІВ УТВОРЕННЯ ПАЛИВО-ПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ В СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ.....	55
4.1 Математична модель процесу газообміну дизельного двигуна.....	55
4.2 Пошук оптимальних фаз газорозподілу для режимів часткових навантажень дизеля ЧН26/26	60
4.3 Аналіз впливу зміни фаз газорозподілу на роботу дизельного двигуна	60
4.4 Оптимізація фаз газорозподілу для режиму холостого ходу	64
ВИСНОВКИ	70
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	71

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

В даний час в якості джерела механічної енергії в різних галузях народного господарства і в техніці використовують двигуни різних типів і схем. Але найбільше поширення набули поршневі двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ).

Перевага поршневих двигунів визначається їх високою економічністю. За цією якістю вони відносяться до кращих серед всіх відомих. Висока економічність обумовлена високими ступенями стиснення і високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпані всі резерви для їх поліпшення.

Конструктори, інженери-дослідники та вчені невпинно працюють над створенням більш досконалих і економічних поршневих двигунів. У ході робіт народжуються пропозиції, які не завжди можуть бути негайно ж реалізовані і проведені в життя. Часом забезпечення впровадження якої-небудь пропозиції вимагає серйозного попереднього вивчення цілого ряду технічних проблем, а в окремих випадках – розробки методів і засобів вирішення цих проблем. Це виявляється можливим і ефективним тоді, коли дослідник володіє відповідним теоретичним інструментарієм аналізу процесів, що протікають в двигунах.

У класі поршневих ДВЗ найбільш економічними є дизелі. Це властивість повідомляється їм завдяки високим ступеням стиснення робочого тіла, при яких реалізується робочий цикл таких машин. Чим вище ступінь стиснення (ϵ), тим вище ККД двигуна. Однак реалізація вимоги підвищення ϵ пов'язана з певними труднощами, особливо для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням. І це пояснюється, насамперед, видом палива: для забезпечення функціонування дизелів застосовують важкі сорти палива (так звані дизельні палива), а в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням (в перспективі – і в двигунах з уприскуванням легкого палива в циліндр) використовують легкі палива (бензини). Ці види палива істотно різняться за своїми фізико-хімічними властивостями. Дизельні палива легко спалахують, і тому дизельний двигун не вимагає спеціальної системи займання горючих сумішей (так званої системи запалювання): паливо, подане в циліндр, під дією високих температур стисненого повітря запалюється

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

само. Навпаки, бензини (вірніше горюча суміш на основі бензинів) володіє високою температурою самозаймання, і тому для її займання потрібна спеціальна система запалювання. Для дизелів характерна так звана система гетерогенного (неоднорідного) сумішоутворення.

Завдяки цій особливості горюча суміш будь-якої якості (в сенсі концентраційного співвідношення компонентів горючої суміші – дизельного палива і окислювача) відносно легко запалюється. Горючі суміші на основі бензинів, навпаки, характеризуються вузькими межами займистості.

Спираючись на все вищесказане, стає зрозумілим те, що без нового підходу до проблем двигунів внутрішнього згорання неможливе вирішення жодного питання щодо покращення робочого процесу ДВЗ та його вдосконалення.

Тому, вертаючись до актуальності теми, потрібно підкреслити важливість обраної тематики, як ключової у вирішенні найгостріших проблем у галузі сучасного двигунобудування.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ СУМІШОУТВОРЕННЯ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

1.1 Створення якісного складу горючих сумішей

Концентраційне співвідношення компонентів (палива і повітря) в горючій суміші оцінюється особливим коефіцієнтом, який отримав назву коефіцієнта надлишку повітря (α). Якщо в горючій суміші міститься така кількість окислювача (повітря), якого теоретично достатньо для повного спалювання міститься в ній палива, то $\alpha = 1$. Дизелі можуть працювати в широкому діапазоні значень α (звичайно, застосування низьких α недоцільно, бо через нестачу окислювача їх робота буде неекономічною). А от для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням характерний вузький діапазон значень α (як правило, а знаходиться в межах $0,75 \div 1,15$). З чисельними значеннями α пов'язана одна з важливих проблем сучасного двигунобудування, а точніше сказати, – комплекс проблем. Дійсно, яким би не було навантаження на двигун із зовнішнім сумішоутворенням (чи працює він на межі його енергетичних можливостей або ненавантажений взагалі) чисельне значення коефіцієнта надлишку повітря все одно має перебувати у зазначених межах, бо за межами названих значень здійснення робочого циклу неможливо. І в цьому полягає певна суперечність: при відсутності навантаження ми все ж зобов'язані штучно підвищувати витрату палива з тією лише метою, щоб забезпечити α в названих межах. Іншими словами, повинні нехтувати, і дуже суттєво, економічністю машини [1].

Теоретично вирішення проблеми можливо (а на стадії НДР і ДКР це рішення реалізовано). Суть рішення в тому, що в локальній зоні простору камери згоряння, що безпосередньо примикає до зони міжелектродного простору свічки запалювання, формується добре займиста горюча суміш (α трохи менше 1,0). Тут і формується полум'я, поширення якого дозволяє спалювати і дуже бідні суміші (за значеннями α вони, істотно перевищують 1,0). Такі двигуни відомі. Це двигуни з форкамерно-факельним запалюванням і двигуни з пошаровим

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сумішоутворенням. Широкому впровадженню подібного типу двигунів в рядову експлуатацію станом на сьогодні перешкоджають недостатня вивченість поведінки такого типу машин стосовно до різних умов їх використання.

Використання іншого важливого засобу підвищення економічності ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням, а саме, підвищення ступеня стиснення, утруднено у зв'язку з так званим явищем (проблемою) детонації, тобто, неправильного, вибухового характеру згоряння палива. Можливість підвищення ϵ сьогодні обмежується величиною $10,5 \div 11,0$. При більш високих значеннях ϵ згоряння, що починається нормально, потім переходить в детонаційне, що супроводжується появою стукотів, руйнуванням масляної плівки на стінках третьових пар, підвищенням температури деталей, падінням потужності і економічності двигуна. Названі обставини роблять роботу двигуна на режимах, що супроводжуються явищем детонації, недоцільною та аварійно небезпечною. Проблема запобігання детонації пов'язана із заходами щодо підвищення антидетонаційних якостей палив. Найбільш ефективним і поширеним засобом у цьому відношенні є застосування спеціальних присадок до палив.

Присадками які широко застосовуються є етилові рідини (присадки на основі хімічних сполук свинцю). Ці присадки токсичні і отруйні. Для вказівки на цю обставину бензини, якість яких «покращено» таким чином, фарбують в певний колір (жовтий, червоний, блакитний). Але продукти згоряння, а, отже, і сполуки свинцю, що утворюються в процесі окислення компонентів палива в камері згорання (КЗ) двигуна, викидаються в навколишнє середовище. У зв'язку з цим виникає проблема створення таких видів палив (або присадок до них), які б були вільні від названого недоліку. Такі види палив і присадок до них створені, але залишається не цілком вирішеною проблема створення дешевої технології їх виробництва.

1.2 Аналіз систем впорскування палива

Ведуться роботи і за іншими напрямками підвищення економічності ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням. Наприклад, карбюраторні системи

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сумішоутворення все більше (особливо в зарубіжному двигунобудуванні) поступаються місцем системам централізованого або розподіленого уприскування палива у впускний трубопровід двигуна. Ці системи більш економічні, що обумовлюється кращою якістю приготування горючої суміші, кращим наповненням циліндрів двигуна свіжим зарядом, а також поліпшенням аеродинамічних характеристик впускних систем (що обумовлено виключенням з системи карбюратора). Але вони поки залишаються системами більш дорогими, гірше пристосованими до характерних для України умов звичайної експлуатації. Такі системи вимагають високої технічної культури експлуатуючого і, в першу чергу, ремонтуючого техніку персоналу. Масове впровадження таких двигунів у рядову експлуатацію пов'язано з необхідністю створення і впровадження спеціальних тестуючих і діагностуючих систем, які також поки залишаються дорогими і теж вимагають високої культури обслуговуючого персоналу.

З точки зору економічності перспективною для бензинових двигунів є система безпосереднього впорскування палива в циліндри. Застосування таких систем дозволить виключити втрати горючої суміші, що мають місце в період так званого перекриття клапанів (часу, коли залишаються відкритими як клапан для впуску свіжого заряду в циліндр, так і клапан для випуску з циліндра вже відпрацьованого робочого тіла). Поки такі системи, а точніше – ДВЗ з такими системами, знаходяться в стадії експериментальних досліджень. Використання ж їх в практиці експлуатації двигунів дозволить істотно знизити різницю в ККД з дизелями. Поки ж проблема застосування безпосереднього уприскування палива в циліндр двигуна з іскровим запалюванням залишається проблемою кілька віддаленої перспективи.

1.3 Огляд питання обмеження теплової та механічної напруженості

Уже зазначалося, що більш високий ступінь стиснення забезпечує дизелю і більш високий рівень економічності робочого циклу. У сучасних масово поширених дизелях величина ϵ знаходиться на рівні $14 \div 18$ (для вітчизняного

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

двигунобудування) і може досягати значень $18 \div 24$ (для деяких двигунів зарубіжних фірм). Застосування більш високих значень є обмежено тією обставиною, що з підвищенням ступеня стиснення росте максимальний тиск робочого тіла в циліндрі, що може стати причиною істотного зростання механічних навантажень на деталі циліндропоршневої групи (ЦПГ). Тут цікаво відзначити той факт, що при рівні максимальних тисків робочого тіла що становить, наприклад, $8 \div 9$ МПа, зусилля, що діє на поршень двигуна, може досягати десятків тонн. Ця обставина робить доцільним рішення проблеми регулювання є (особливо для двигунів з високими ступенями наддуву). В умовах роботи з повним навантаженням є досягає великих значень, іноді перевищують допустимі, і з цієї причини є доцільно знижувати. Навпаки, при малому навантаженні на двигун є всі підстави збільшити ступінь стиснення за тим, щоб зробити робочий цикл двигуна в цих умовах його роботи більш економічним.

Проблема підвищення, а точніше сказати, регулювання є безпосередньо пов'язана з проблемою підвищення експлуатаційної економічності дизелів. Справа в тому, що в силу технологічних умов експлуатації двигуни значну частину часу, приблизно $60 \div 70\%$, працюють з неповним навантаженням. Наприклад, при виконанні бульдозерних робіт 50% часу доводиться на роботу вхолосту. А на часткових режимах роботи процеси сумішоутворення в дизелях відрізняються невисокою якістю. До недавнього часу на цю обставину не звертали належної уваги (основним завданням вважалось забезпечення високої економічності при роботі на повних навантаженнях) [2].

Є ще важливий недолік, характерний для роботи дизелів на малих навантаженнях, особливо в умовах їх використання при низьких температурах навколишнього середовища. Він особливо проявляється у випадках, коли двигун має відносно невисокий ступінь стиснення. Цей недолік полягає в тому, що в названих умовах використання двигунів у їх КЗ внаслідок незавершеності реакцій окиснення основних компонентів палива інтенсифікуються процеси утворення нагаро-смолистих речовин. Ці речовини відрізняються високими властивостями, що клеять, осідають на деталях і сполученнях циліндропоршневої групи,

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виносяться з відпрацьованими газами в випускний тракт, проникають в зазори і зчленування механізму газорозподілу. В умовах працюючого і прогрітого двигуна ця обставина великої небезпеки не представляє. Але становище змінюється, коли використання двигуна пов'язано з частими зупинками. При охолодженні машини прискорюються процеси полімеризації утворившихся речовин.

Прониклі в зазори з'єднань речовини тверднуть, «склеюють» елементи сполучень двигуна так, що наступний запуск машини стає неможливим: потужності штатних пускових пристроїв виявляється недостатньо, а при більш потужних пускових пристроях може настати руйнування механізмів двигуна. Ця обставина змушує експлуатаційників не зупиняти машини навіть в тих випадках, коли немає необхідності в їх використанні. Наприклад, при експлуатації в умовах крайньої Півночі дизель, запущений в жовтні, не глушать до травня. Залишати працюючою машину, коли немає необхідності в її використанні, дорого, але в названих випадках цей захід стає неминучим.

1.4 Аналіз тенденції підвищення потужності двигунів

Важливою проблемою для двигунів промислового призначення є підвищення їх потужності. Зокрема, не так давно поставлена задача створення дизеля для автосамосвала вантажопідйомністю 200 ÷ 240 т. Потужність дизеля для такої машини має бути рівною приблизно 2000 ÷ 2500 кВт. Засоби вирішення проблеми підвищення потужності ДВЗ різноманітні. До одних з них відноситься підвищення частоти обертання вала: чим вона вища, тим більшу потужність може забезпечити двигун. Використання цього засобу пов'язано з необхідністю поліпшення процесів сумішоутворення і згоряння, особливо в дизелях. У дизелях з підвищенням частоти обертання скорочується час, що відводиться на названі процеси, що призводить до погіршення якості приготування суміші, а потім – і до погіршення якості згоряння. Погано приготована горюча суміш згорає неекономічно і горить довго. Зі зростанням тривалості згорання підвищується температура робочого тіла в процесі розширення, що служить причиною збільшення температур деталей ЦПГ і випускних газів. Саме збільшена

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тривалість згоряння палива в дизелях стримує вирішення проблеми форсування їх за потужністю підвищенням частоти обертання колінчастого вала: вона рідко перевищує $2200 \div 2600$ об/хв (у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням вона становить $3500 \div 6000$ об/хв). Перспективи підвищення потужності за рахунок збільшення частоти обертання вала залишаються широкими.

Іншим важливим засобом підвищення потужності двигунів є наддув. Під наддувом розуміється підвищення потужності за допомогою підвищення масової кількості повітря, що подається в циліндри машини, з одночасним збільшенням подачі палива. Подачу повітря збільшують за рахунок підвищення його щільності. При цьому потужність двигуна підвищується прямо пропорційно зростанню щільності. Для підвищення щільності повітря служить спеціальний агрегат, званий компресором.

До найбільш перспективного засобу наддуву відноситься газотурбінний наддув. При такому наддуванні для приводу компресора використовується енергія випускних газів двигуна. Ці гази розкручують турбіну, а вона - компресор.

Реалізація наддуву призводить до істотного зростання теплової і механічної напруженості основних деталей і механізмів ДВЗ, бо вона досягається введенням в камеру згоряння додаткових кількостей палива. Тому при використанні наддуву необхідні заходи для обмеження температур і максимальних тисків робочого тіла в камері згорання, а також застосування більш якісних матеріалів для виготовлення деталей. Необхідні й засоби захисту двигунів від теплових і механічних перевантажень. До таких засобів належать масляне охолодження поршнів, клапанів і межклапанних перемичок, розпилювачів паливних форсунок, а також регулювання ступеня стиснення.

Реалізація заходів з підвищення потужності пов'язана з необхідністю вирішення ряду інших проблем. Зокрема, потужний двигун характеризується хорошою економічністю за умов використання його на режимах повних навантажень, що, особливо для двигунів автотракторного призначення, не є характерним (уже зазначалося, що такі двигуни в умовах експлуатації часто використовуються з недовантаженням). Але при переході на часткові

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навантаження ця його якість значною мірою втрачається, і саме тому, що для роботи на малих навантаженнях він не розраховувався. Виходом з положення в таких випадках може служити виключення з роботи частини циліндрів (або часткове вимкнення циліндрів: подача палива через цикл). Тоді вимкнені циліндри «навантажують» ті, що залишилися в роботі. Внаслідок реалізації цієї обставини ККД працюючих циліндрів істотно підвищується, а в цілому підвищується і економічність машини. Широке впровадження названого заходу в практику двигунобудування стримується недостатньою пропрацьованістю автоматичних пристроїв для виключення подачі палива в частину циліндрів (або для подачі палива в циліндри через цикл), а також недостатньою вивченістю питань динаміки двигуна в умовах експлуатації з відключенням циліндрів (підвищується ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала, можуть виявитися також негативні ефекти насосної дії поршневих кілець) [2].

1.5 Аналіз питання запуску дизелів

До важливих проблем двигунобудування відноситься проблема пуску. Особливо проблема пуску дизелів при низьких температурах навколишнього середовища. У таких умовах пуску свіжий заряд в циліндрі дизеля не вдається стисненням розігріти до рівня температур, достатніх для забезпечення самозаймання палива (для забезпечення надійного самозаймання необхідно, щоб в кінці стиснення температура досягла величини близько $340 \div 350^{\circ}\text{C}$). Підвищити температуру в кінці стиснення можна різними засобами. До одних з них відноситься розігрів заряду продуктами згоряння палива. У впускному трубопроводі з допомогою спеціальних пристроїв здійснюється спалювання невеликої кількості палива. Теплота, що виділяється при горінні палива нагріває повітря, що надходить у циліндр, і його температура підвищується.

Тут важливим стає створення таких систем підігріву впускного заряду, які забезпечували б оптимальний його розігрів продуктами згоряння палива, зберігаючи при цьому достатню кількість окислювача (повітря) для спалювання палива, що подається безпосередньо в циліндри при запуску двигуна.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6 Огляд проблеми забезпечення багатопаливності

Двигуни різних типів працюють на цілком певних сортах палива. Для дизелів використовуються дизельні палива, для двигунів з зовнішнім сумішоутворенням – бензини. Здатність двигунів працювати на цілком певних сортах палива є, в певному сенсі, їх недоліком. Тому викликають інтерес роботи зі створення таких двигунів, які були б здатні працювати на різних сортах палив. Вирішення цієї проблеми спростило б постачання паливом різних галузей промисловості і господарства, полегшило б вирішення питань транспортування палив. Двигуни, здатні працювати на різних сортах палив, отримали назву багатопаливних, або «всеїдних». Такі двигуни створюються зазвичай на базі дизелів, оскільки дизельний робочий цикл є найбільш економічним.

Основними проблемами, які виникають при вирішенні питань багатопаливності ДВЗ, є проблеми забезпечення надійного пуску, сталої роботи на холостому ході та малих навантажень, а також помірності тисків робочого тіла при роботі двигуна на повних навантаженнях.

Бензини важко самозаймаються, тому для того, щоб забезпечувалася робота двигуна на бензині, багатопаливний ДВЗ повинен мати високу ступінь стиснення. Однак при високій ϵ зростає механічна напруженість деталей: зростає p_{max} . Тому високу ϵ бажано мати тільки при пуску та роботі двигуна на малих навантаженнях, а при його роботі на повних навантаженнях ϵ повинна бути зменшена. З цією метою багатопаливні ДВЗ забезпечуються камерами згоряння змінного об'єму (при пуску обсяг КЗ зменшують, а при навантаженнях, навпаки, збільшують). Таким чином, доцільно регулювання ϵ .

При роботі на легких паливах в багатопаливних двигунах доцільний підігрів повітря на впуску. Він здійснюється, наприклад, використанням теплообмінників системи охолодження, а також за допомогою теплоти відпрацьованих газів (обігрів впускного трубопроводу або додавання газів до свіжого заряду). Підігрів впускного заряду здійснюється тільки при роботі на малих навантаженнях і холостому ході.

Для зниження максимальних тисків робочого тіла використовується

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

подвійне впорскування палива: спочатку в циліндр двигуна подається невелика кількість палива, а потім в палаючу суміш впорскується решта дози.

Паливоподаючі системи багатопаливних двигунів мають характерні особливості. Застосування бензинів, інших легких палив, може стати причиною утворення парових пробок в топливпроводах (випаровуваність бензинів в $2,5 \div 3$ рази вище випаровуваності дизельних палив). Парові пробки порушують процес паливоподачі. Запобігти утворенню парових пробок можна, застосувавши охолодження паливної апаратури або підвищивши тиск в системі підведення до насоса (зазвичай тиск підвищують до $0,3 \div 0,5$ МПа).

Застосування різних палив призводить до різниці у величині циклових подач, що відповідають одному і тому ж положенню органу керуючого подачею палива (це обумовлюється різною питомою масою палив). Тому в багатопаливних двигунах повинні бути передбачені спеціальні пристрої, що дозволяють збільшувати об'ємну циклову подачу при переході на легкі сорти палив.

Причинами зменшення потужності двигунів при роботі на легких паливах можуть бути витoki палива. Наприклад, виток бензину через зазори в плунжерних парах паливного насоса високого тиску приблизно в 10 разів перевищують виток дизельного палива. Для забезпечення багатопаливності важливо комплексне використання названих заходів стосовно до умов пуску, роботи вхолосту, на малих і повних навантаженнях.

1.7 Огляд питання поліпшення токсичності і шкідливих викидів

Основними компонентами робочого тіла в ДВЗ є паливо і окислювач, в якості якого використовується атмосферне повітря (і те, що в якості окислювача використовується атмосферне повітря, а точніше – кисень повітря, є важливою перевагою ДВЗ, що забезпечує їм, поряд з високими ступенями стиску, високу економічність). Палива, що масово застосовуються являють собою суміш складних вуглеводневих сполук. Їх елементарний хімічний склад визначається вмістом вуглецю, водню, кисню (як правило, у невеликих кількостях) і деяких інших небажаних компонентів, наприклад сірки, зміст яких забороняється чи

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

регламентується стандартами.

В ході процесів, що протікають в камері згоряння двигуна, утворюється велика кількість газоподібних і твердих (наприклад, частинок сажі) компонентів, які викидаються в навколишнє середовище. У КЗ виникають умови, коли здатність речовин до взаємодії істотно змінюється. Наприклад, азот, який у значних кількостях міститься в повітряному заряді, що надходить в циліндр двигуна при наповненні, і який в звичайних умовах є інертним газом, при високих температурах – а рівень температур в КЗ в період горіння може досягати $1900 \div 2800^{\circ}\text{C}$ – вступає у взаємодію з киснем та іншими компонентами робочого тіла. У результаті в атмосферу викидається велика кількість дуже токсичних азотистих з'єднань. Станом на сьогодні номенклатура компонентів, що викидаються з відпрацьованими газами в навколишнє середовище, визначається більш ніж 250 найменуваннями. Вплив не всіх з них на навколишнє середовище та живі організми добре вивчено. До основних з компонентів, що викидаються з відпрацьованими газами (ВГ) в навколишнє середовище, відносяться: вуглекислий газ, оксид вуглецю, оксиди азоту, сірчистий газ, сірководень, сажа та ін.

Оксид вуглецю легший за повітря, легко поширюється в атмосфері, шкідливо впливає на процеси газообміну в живих організмах. Викликає отруєння вже при концентраціях в 0,01% за об'ємом. Цього компонента утворюється особливо багато при роботі на режимах з низькими значеннями коефіцієнта надлишку повітря (двигуни із зовнішнім сумішоутворенням). У дизелях, хоча вони і працюють при істотно більш високих коефіцієнтах надлишку повітря, також йдуть процеси утворення оксиду вуглецю через недосконалість процесів сумішоутворення і згоряння [3].

Оксиди азоту негативно впливають на органи дихання, слизові оболонки очей, носа, горла. Вважається, що вони приблизно в 10 разів небезпечніше оксиду вуглецю, так як мають прихований період дії, коли ознаки отруєння ніяк не проявляються. Утворення оксидів азоту особливо інтенсивно протікає в дизелях (бо для них характерні високі значення α) в період горіння, коли температури

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

робочого тіла досягають високих значень. Тому зниження рівня температур, а також пониження а в КЗ (наприклад, перепуском ВГ у впускний трубопровід) може служити важливим заходом щодо зниження концентрації оксидів азоту в ВГ.

Навіть у тому випадку, коли розглядаються продукти повного окислення компонентів робочого тіла ДВЗ, їх не можна вважати екологічно безпечними.

Так, діоксид вуглецю (газ без кольору і запаху, важчий за повітря) стає небезпечним при концентраціях $20 \div 25\%$ за об'ємом. Водяні пари, що утворюються при окисленні водню палива, залишаючи КЗ, конденсуються в впускний трасі, а при глушіння двигуна і в КЗ, викликають корозію, а при низьких температурах навколишнього середовища і руйнування деталей. Негативний ефект цієї обставини стає особливо помітним, коли в паливі містяться вода і механічні домішки. Наявність води і механічних домішок в паливі діючими стандартами не допускається. Але при транспортуванні, неналежному зберіганні, частих переливах і несвоєчасною чищенні ємностей для зберігання названі небажані компоненти потрапляють в паливо. При експлуатації двигунів в умовах низьких температур навколишнього середовища частки води, що містяться в паливі кристалізуються в топливопроводах і паливних ємностях, кристали льоду забивають фільтри і канали паливної апаратури, що, в решті-решт, може викликати не тільки погіршення економічних і потужностних показників ДВЗ, але також неможливість їх запуску та експлуатації. До наявності води та механічних домішок особливо чутливі ДВЗ з електронними системи управління подачі палива.

Відпрацьовані гази двигунів є канцерогеноносітелем, який безпосередньо викидається в приземний шар атмосфери, в зону дихання людини. У них, особливо в ВГ дизелів, міститься значна кількість сажі, що утворюється в процесі спалювання палива. Досить сказати, що дизель потужністю в $140 \div 160$ кВт (такий двигун необхідний, наприклад, для приводу автобуса типу «Ікарус») за зміну експлуатації викидає в навколишнє середовище $2500 \div 3500$ грамів сажі, а часто і більше, якщо врахувати можливе в умовах експлуатації порушення регулювань. Сажа небезпечна не тільки як пилоподібний компонент ВГ, але

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

також і внаслідок її адсорбційних властивостей. На поверхні частинок сажі адсорбуються збудники небезпечних захворювань (зокрема, бензапірен).

У зв'язку з цим проблема очищення ВГ від сажі актуальна.

Останнім часом стосовно до транспортних дизелів запропонований спосіб очищення ВГ від сажових частинок за допомогою електризації газового потоку (електричні фільтри), ступінь очищення ВГ в яких може досягати 90% і вище.

На базі використання електростатичного фільтра вченими запропоновані схеми пристроїв (глушників шуму), що дозволяють в електростатичному полі проводити очищення ВГ від сажі. Запропоновані технічні рішення визнані винаходами.

Суть цих рішень полягає в тому, що в глушник шуму випуску встановлюється циклон, в якому потік ВГ закручується. Труби циклону є одночасно коронуючими і осаджувальними електродами фільтра. Таким чином, очищення відбувається під дією відцентрових і електростатичних сил. Крім того, при виході відпрацьованих газів з циклону напрям потоку змінюється на протилежний. Виникаючі при цьому інерційні сили також сприяють очищенню ВГ від сажових частинок. Відокремлена від ВГ сажа накопичується в спеціальному контейнері (сажесбірніку). Глушник описаної схеми був виготовлений і випробовувався на дизелі Д-240.

Оцінка вмісту сажі в ВГ до входу в пристрій і на виході виконувалася за допомогою фільтрування частини потоку. Результати проведених досліджень показали, що запропонований пристрій є ефективним засобом очищення ВГ дизелів від сажових частинок. Зокрема, димність випуску в залежності від режиму навантаження дизеля вдалося знизити на 10 ÷ 20%.

Економічний ефект, обумовлений очищенням відпрацьованих газів автомобільних двигунів від сажі, у грошовому вираженні визначити важко. Навпаки, роботи такого роду затратні. Але немає сумнівів у тому, що ефект від подібного роду заходів колосальний, бо найважливішим надбанням суспільства є здоров'я людей – станом здоров'я населення, в першу чергу, визначається його діяльний потенціал.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.8 Аналіз питання підвищення моторесурсу дизелів

В даний час термін служби виробляємих промисловістю двигунів складає від 2 до 8 тис мотогодин. Ставиться завдання підвищити його до рівня $8 \div 12$ тис мотогодин. Вирішення цієї проблеми безпосередньо пов'язане із завданням зниження механічних втрат у системах і механізмах ДВЗ, з поліпшенням якості застосовуваних матеріалів і вдосконаленням технології виробництва (а на сучасному етапі часто і з необхідністю підвищення дисципліни і культури праці). Проблема підвищення ресурсу часто замикається на вдосконалення конструктивних форм деталей, на забезпечення оптимальних зазорів в сполученнях і зчленуваннях основних механізмів ДВЗ. Наприклад, ще не так давно поршні двигунів відрізнялися порівняно простими конструктивними формами (виготовлялися циліндричної або конусоподібної форми). З точки зору технологічності і собівартості виробництва це було раціональним. А от з точки зору підвищення моторесурсу – ні.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ГАЗООБМІНУ В ЧОТИРИТАКТНИХ ДВИГУНАХ ТА ОЦІНКА ВПЛИВУ РЕГУЛЮВАННЯ ФАЗ ГАЗОРОЗПОДІЛУ НА СУМІШЕУТВОРЕННЯ

2.1 Процеси газообміну в чотиритактних двигунах

У чотиритактних двигунах процеси газообміну здійснюються в основному під час тактів випуску і впуску. Протягом такту випуску продукти згорання видаляються з робочої порожнини, а протягом такту впуску робоча порожнина заповнюється свіжим зарядом – повітрям. Тривалість процесів випуску і впуску відрізняється від тривалості тактів випуску і впуску, та визначається фазами газорозподілу. Фази газорозподілу – значення кутів повороту колінчастого валу (ПКВ) в градусах відносно верхньої мертвої точки (ВМТ) або нижньої мертвої точки (НМТ), відповідних моментам початку відкриття або закриття органів газорозподілу (клапанів, вікон) (рис. 2.1).



Рисунок 2.1 – Діаграма фаз газорозподілу чотиритактного двигуна

Значення фаз газорозподілу залежать від конструктивних особливостей

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

двигуна і його газоповітряних систем. Фаза випередження відкриття впускного клапана φ_1 відносно НМТ складає $40-60^\circ$ ПКВ, фаза випередження відкриття впускного клапана φ_2 відносно ВМТ – $10-30^\circ$ ПКВ, фаза запізнення закриття впускного клапана φ_3 відносно ВМТ – $10-30^\circ$ ПКВ, фаза запізнення закриття впускного клапана φ_4 відносно НМТ – $40-60^\circ$ ПКВ.

Процеси газообміну супроводжуються зміною параметрів стану, складу і кількості робочого тіла в робочій порожнині, параметрами стану і швидкості потоку в газоповітряних трактах. Протікання процесів газообміну залежить від особливостей конструкції двигуна, впускної і випускної систем, режиму роботи двигуна, атмосферних умов.

У багатоциліндрових двигунах впускні канали приєднані до загального на всі циліндри впускного колектора, випускні канали – до загального на всі циліндри випускного колектора. У чотиритактних дизелях без наддуву на впуску встановлений лише повітряний фільтр. У чотиритактних дизелях з газотурбінним наддувом конструкція газоповітряних систем значно складніша (рис. 2.2).

На впуску двигуна встановлений компресор 10, повітроохолоджувач 9, на випуску – газова турбіна 11. Зміна тиску робочого тіла у впускній і випускній системах як в двигуні без наддуву, так і в двигуні з газотурбінним наддувом взаємопов'язано із зміною тиску робочого тіла в робочій порожнині (рис. 2.3, 2.4). Із збільшенням довжини і зменшенням діаметру впускних і випускних каналів до певних значень зміна тиску перед впускними і за випускними клапанами зростає. Коливання тиску робочого тіла у впускних і випускних системах обумовлене газодинамічними явищами. Із збільшенням діаметру впускних і випускних каналів, зменшенням їх довжини, збільшенням об'єму впускного і випускного ресиверів, до яких приєднані впускні і випускні канали, знижується вплив газодинамічних явищ в системах, зменшується амплітуда коливань тиску робочого тіла перед впускними і за випускними клапанами.

Процеси газообміну залежно від співвідношення значень параметрів робочого тіла в робочій порожнині і суміжних системах можна умовно підрозділити на декілька періодів: вільний випуск, випуск, закид продуктів згорання в впускний канал, продування, наповнення (впуск), дозарядка або викид свіжого заряду з циліндра.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.2 – Принципова схема чотиритактного дизеля з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням повітря:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – випускний клапан; 4 – випускний канал; 5 – форсунка; 6 – впускний клапан; 7 – впускний канал; 8 – повітроохолоджувач; 9 – очисник повітря; 10 – компресор; 11 – турбіна; 12 – глушник

Вільний випуск обумовлений значним перепадом тисків в робочій порожнині й у випускній системі. Починається вільний випуск з моменту відкриття випускних клапанів і триває до моменту, коли продукти згорання починають виштовхуватися з циліндра під впливом поршня. На значній частині вільного випуску виділення продуктів згорання з циліндра через випускні клапани відбувається із швидкістю рівної місцевої швидкості звуку. Цей період випуску називається надкритичним, а період випуску при швидкості виділення меншої швидкості звуку – підкритичним. У випадку, представленому на рис. 2.3, тривалість вільного випуску зростає унаслідок дії інерційного відсмоктування,

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.3 – Зміна тиску в циліндрі p , в випускному каналі p_t , у впускному каналі p_s і відношення площі прохідних перетинів впускних і випускних клапанів до площі поршня чотиритактного двигуна без наддуву



Рисунок 2.4 – Зміна тиску в циліндрі p , в випускному каналі p_t , у впускному каналі p_s чотиритактного двигуна з газотурбінним наддувом

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

обумовленого рухом газу у випускному каналі з високими швидкостями. При невеликій довжині випускного каналу, великому об'ємі випускного ресивера, до якого під'єднуються випускні канали, вплив газодинамічних явищ на процеси випуску незначний.

На ділянці випуску витік продуктів згорання з циліндру обумовлений дією поршня, що переміщається до ВМТ. У двигунах без наддуву процес випуску продовжується зазвичай за ВМТ до моменту, коли тиск в циліндрі зменшиться до тиску за випускним клапаном. На ділянці перекриття клапанів може відбуватися і закид продуктів згорання у впускний канал, а потім з випускного каналу в циліндр до закриття випускних клапанів (рис. 2.3).

У двигунах з наддувом $P_{s\text{ ср}} > P_{т\text{ ср}}$, тому процес випуску зазвичай триває до моменту відкриття впускних клапанів (рис. 2.4). З відкриттям впускних клапанів починається процес продування камери згорання повітрям, що триває до закриття випускних клапанів. Продувка камери згорання покращує наповнення циліндра, знижує температуру випускних клапанів, поршня. Процес наповнення як в двигунах без наддуву, так і в двигунах з наддувом обумовлений збільшенням об'єму робочої порожнини і зменшенням тиску при переміщенні поршня до НМТ.

Дозарядка надпоршневої порожнини за НМТ до закриття впускних клапанів має місце, якщо тиск повітря перед впускними клапанами вищий, ніж тиск в циліндрі (рис. 2.3). Інакше відбувається викид з циліндра частини свіжого заряду. Підвищення тиску повітря перед впускними клапанами в кінці такту випуску може бути досягнуте відповідним вибором діаметру і довжини впускного каналу.

2.2 Аналіз питання регулювання фаз газорозподілу

Актуальне завдання розширення діапазону ефективної роботи транспортних ДВЗ тісно пов'язане з вдосконаленням процесу газообміну, показники якого значною мірою визначаються законом руху органів газорозподілу.

Відомо, що фіксовані фази газорозподілу, відтворені кулачками

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розподільного валу традиційного механічного приводу, можуть бути оптимальними у вузьких межах номінального режиму. Невідповідність фаз умовам неномінальних режимів є однією з причин підвищеної експлуатаційної витрати палива і невисокої пристосовності транспортних двигунів, що виявляється більш виразно при збільшенні агрегатної потужності, підвищенні міри наддуву і розширенні області експлуатації двигунів.

Слід зазначити неоднозначність самого визначення оптимальності фаз газорозподілу, оскільки фази, що задовольняють умові забезпечення найбільшої потужності, не завжди збігаються з фазами, відповідними мінімальній витраті палива. Останні, у свою чергу, не є задовільними з точки зору пускових і інших властивостей двигуна.

Наприклад, налаштування фаз газорозподілу, направлене на зниження емісії NO і CO₂ з відпрацьованими газами, погіршує наповнення циліндрів і повноту згорання, що призводить до зниження потужності і збільшення витрати палива. У практиці складним є не лише визначення оптимальних фаз на розрахунковому режимі, але і вибір цього режиму, який залежить від умов експлуатації і призначення двигуна.

Відмічені обставини обумовлюють доцільність регулювання фаз газорозподілу на працюючому двигуні.

При роботі чотиритактного двигуна по зовнішній характеристиці регулювання фаз, направлене на підвищення коефіцієнта наповнення, поліпшення очищення циліндрів і зниження витрат потужності на процес газообміну, як правило, зводиться до збільшення тривалості відкриття клапанів при підвищенні швидкісного режиму. Дійсно, на високих швидкісних режимах часу на відкриття клапанів недостатньо, і тому для якісного наповнення циліндра і задовільного газообміну в ньому, клапани мають бути відкриті в перебігу більшого кута повороту колінчастого валу.

При низьких частотах обертання колінчастого валу запізнювання закриття впускного клапана призводить до зворотного викиду свіжого заряду з циліндра. Оскільки тривалість фази закінчення впуску залежить від гідравлічного опору і газодинамічної характеристики впускного тракту, оптимальне значення фази

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

закриття впускного клапана на перший погляд повинно точно відповідати моменту настання рівності тисків заряду в циліндрі і повітряного потоку безпосередньо біля клапана з врахуванням можливих хвильових явищ. Таке припущення повною мірою справедливе лише для гіпотетичного випадку при нескінченно великій швидкості переміщення клапана від положення максимального відкриття до повного закриття. У реальних пристроях приводу кінцева швидкість переміщення клапана обумовлюється закриттям прохідного перерізу на останньому етапі процесу наповнення, що при високій частоті обертання колінчастого валу, в разі недостатнього запізнювання закриття клапана, призводить до дефіциту заряду в циліндрі при ході поршня в районі НМТ. Тому закриття впускного клапана доцільно здійснювати з деяким додатковим запізнюванням відносно точки "нульового" перепаду тисків.

Таким чином, супутньою ознакою оптимальності фази закриття впускного клапана на високих швидкісних режимах є наявність незначного закиду заряду у впускний тракт двигуна.

Оптимальне значення кута випередження відкриття впускного клапана є компромісом між зростанням втрат індикаторної роботи розширення при ранньому відкритті впускного клапана і зростанням роботи виштовхування газів з циліндра при його пізньому відкритті. Із збільшенням частоти обертання колінчастого валу переважає зростання газодинамічних втрат в клапанній щілині, що обумовлює доцільність раннього відкриття впускного клапана.

При оптимізації кута перекриття клапанів по критерію найкращого очищення циліндрів враховується позитивний ефект збільшення часу-перетину клапанів і небажані наслідки можливого зворотного викиду газів в циліндр з впускного колектора і закид газів у впускний тракт. Спрямованість руху газів в циліндрі в період перекриття клапанів залежить від співвідношення тиску перед впускним клапаном, і опору випуску газів з циліндра, який у свою чергу, залежить від режиму роботи двигуна і агрегату наддуву.

При позитивному перепаді тисків і значному перекритті клапанів не можна виключати вірогідність втрат наддувочного повітря на здійснення продування. Тому для здійснення ефективного продування необхідне налаштування фаз

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

газорозподілу для кожного швидкісного, а в разі наявності наддуву – і навантажувальних режимів роботи ДВЗ.

Для двигунів транспортних установок, найважливішим напрямом регулювання є підвищення пристосованості по моменту, за рахунок поліпшення повітрязабезпечення в області низьких частот обертання колінчастого валу. Поліпшення наповнюваності циліндрів при зниженні оборотів в безнаддувочних двигунах досягається автоматично зважаючи на зниження на цих режимах різних видів газодинамічних втрат.

Менш сприятливо по швидкісній характеристиці змінюється щільність заряду в циліндрі двигуна, форсованого газотурбінним наддувом. Властива лопаточним машинам чутливість до витрати робочого тіла виявляється в інтенсивному зниженні напору турбокомпресора в області низьких частот.

При використанні пристроїв регулювання фаз необхідне узгодження витратних характеристик агрегату наддуву і поршневої частини двигуна. Досить просто це може бути здійснене шляхом організації витоків "надлишкового" продувочного повітря відповідним збільшенням кута перекриття клапанів на режимах повних навантажень. Такий спосіб є різновидом кількісного регулювання турбокомпресора з перепусканням частини надувочного повітря на вхід в газову турбіну, проте відрізняється від традиційного вирішення можливістю додаткового охолодження поршневої групи завдяки інтенсивному транзиту повітря до камери згорань в процесі продування. Прикладом такого узгодження зміною кута перекриття клапанів чотиритактного дизеля може служити розроблена фірмою Cooper Bessemer система ступінчастого регулювання фаз, що дозволяє на режимах повного навантаження перепускати надлишкове повітря з відпрацьованими газами на турбіну. Для підвищення пристосованості двотактного дизеля фірмою Sulzer Freres запропоновано при зменшенні числа оборотів більш пізнє відкриття і закриття випускного клапана [2]. При цьому підвищення температури газів, що поступають в турбіну, сприяє збільшенню кутової швидкості обертання ротора турбокомпресора.

Форсування дизелів наддувом проявляє суперечність вимог до величини ефективного ступеня стиснення, вибір якого повинен задовольняти умовам

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надійного запуску, обмеженням напруженості робочого циклу на повних навантаженнях, а також економічності на часткових режимах. Аналіз характеристик навантаження дизеля тепловоза показує, що в області $n < 0,7n_{ном}$ підвищення тиску наддуву дозволяє істотно форсувати дизель по p_e , а в деяких випадках - підвищувати економічність при незмінній температурі газів перед турбіною. На режимі $n = 0,7n_{ном}$ навантаження дизеля 16ЧН26/26 теоретично може бути збільшене при збереженні температури відпрацьованих газів і зниженні питомої витрати палива. При незмінній економічності на режимі $n = 0,5n_{ном}$ двигун може бути форсований по обертаючому моменту. Проте реалізувати переваги підвищення тиску наддуву можна лише у поєднанні з автоматичним зниженням тиску кінця стискування досягши $N_e = 0,8 - 0,85N_{eном}$ з метою обмеження максимального тиску згорання гранично-допустимими значеннями. Оптимізація ступеня стиснення для кожного режиму роботи і сорту вживаного палива в деяких межах може бути досягнута перепусканням заряду шляхом зсуву моменту закриття впускного клапана на такті стискування.

Таким чином зміна фаз газорозподілу є перспективним кроком покращення середньо експлуатаційних техніко-економічних та екологічних показників роботи дизельного двигуна.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ОГЛЯД СПОСОБІВ СУМІШОУТВОРЕННЯ В ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ

3.1 Аналіз загальних вимог до процесу сумішоутворення і згоряння

Процес сумішоутворення і згоряння в дизелях повинен відповідати таким основним вимогам:

– найбільш повне згоряння палива на всіх режимах роботи двигунів, тобто, коефіцієнт виділення теплоти δ повинен забезпечуватися якомога більш високим; (повнота згоряння визначається за змістом сажі, якої повинно бути не більше $0,6 \text{ г/м}^3$);

– найкраще використання кисню повітря має місце при роботі двигуна на режимі максимальної потужності ($\Delta T \rightarrow 1$; $\omega_\delta = 1/\alpha_\delta \rightarrow 100\%$);

– характер згоряння повинен забезпечити реалізацію якомога кращої економічності робочого циклу при сприятливій динаміці зміни тисків робочого тіла (згоряння повинно бути «м'яким»);

– легкий пуск при низьких температурах;

– відсутність осмолення при низьких температурах, а також при роботі двигуна вхолосту і на малих частотах обертання вала.

За характером процесу сумішоутворення і пов'язаного з ним процесу згоряння можна говорити про три типи процесів сумішоутворення: об'ємному, плівковому і об'ємно-плівковому. Практично в двигунах з самозайманням палива реалізується змішаний тип сумішоутворення [6].

Сумішоутворення в дизельних двигунах здійснюється в кінці такту стиснення і початку такту розширення. Процес триває короткий проміжок часу, що відповідає $20 - 60^\circ$ повороту колінчастого валу. Цей процес в дизелі має такі особливості:

– сумішоутворення протікає всередині циліндра і в основному здійснюється в процесі впорскування палива;

– у порівнянні з карбюраторним двигуном тривалість сумішоутворення в кілька разів менше;

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– горюча суміш, приготована в умовах обмеженого часу, характеризується великою неоднорідністю, тобто нерівномірним розподілом палива по об'єму камери згоряння. Поряд із зонами високої концентрації палива (з малими значеннями локального (місцевого) коефіцієнта надлишку повітря), є зони з малою концентрацією палива (з великими значеннями α). Ця обставина зумовлює необхідність спалювання палива в циліндрах дизелів при відносно великому сумарному коефіцієнті надлишку повітря $\alpha > 1,2$.

Тому на відміну від карбюраторного двигуна, що має межі займистості горючої суміші, в дизелі α не характеризує умови запалення палива. Займання в дизелі практично можливе за будь-якому сумарному значенні α , так як склад суміші в різних зонах камери згоряння (КЗ) змінюється в широкому діапазоні. Від нуля (наприклад, в рідкій фазі крапель палива) до нескінченності – поза краплі, де немає палива.

3.2 Особливості сумішоутворення в дизельних двигунах

Процеси сумішоутворення в дизелях включають в себе розпилювання палива та розвиток паливного факела, його прогрівання, випаровування паливних парів і змішування їх з повітрям.

Розпилювання палива. Уприскування і розпилювання палива в циліндрі дизеля здійснюється за допомогою спеціальних пристроїв – різних типів форсунок, які мають, зокрема, різне число соплових отворів розпилювача.

Розпилювання струменя на дрібні краплі різко збільшує поверхню дози рідини. Відношення поверхонь утворившийся безлічі крапель до одиначної краплі тієї ж маси приблизно дорівнює кореню кубічному з кількості крапель. Загальна кількість крапель в результаті розпилювання досягає $(0,5-20) \cdot 10^6$, що дає збільшення поверхні приблизно в 80 – 270 разів. Останнє забезпечує швидке протікання процесів тепло- і масообміну між краплями і повітрям в камері згоряння, що має високу температуру до 2000°C і більше. Розміри частинок, що забезпечують швидке згоряння в дизелі, складають 5-40 мкм.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для одночасної оцінки дрібності і однорідності розпилювання користуються характеристикою розпилювання, що являє собою залежність між діаметрами крапель d_k та їх відносним вмістом Ω – відношенням обсягу крапель, які мають діаметри від мінімального до даного, до обсягу всіх крапель. Залежність $\Omega = f(d_k)$ наведена на рис. 3.1. Чим крутіше і ближче до осі ординат розташовується сумарна характеристика розпилювання, тим дрібніше і однорідніше розпорошено паливо. Замість зазначених обсягів по осі ординат можна відкладати відносну масу крапель.

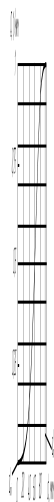


Рисунок 3.1 – Сумарна крива розпилювання

Розвиток паливного факела. Первинний розпад струменя (на відносно великі частки) відбувається за допомогою турбулентних збурень, що виникають при перебігу палива через сопловий отвір, а також пружного розширення палива при виході з гирла сопла. У подальшому великі частки розбиваються при польоті на більш дрібні за допомогою сил аеродинамічного опору середовища.

Форма факела (струменя) характеризується його довжиною L_{cm} , кутом конусності γ_{cm} і шириною B_{cm} (рис. 3.2). Формування факела відбувається поступово з розвитком процесу впорскування. Довжина факела L_{cm} збільшується внаслідок безперервного "висування" нових частинок палива до його вершини. Швидкість ω_{cm} просування вершини факела при збільшенні опору середовища і зменшенні кінетичної енергії часток зменшується, а ширина факела B_{cm} збільшується. Кут конусності $B_{cm\alpha}$ при циліндричній формі соплового отвору

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розпилювача складає $B_{став} = 12 - 20^\circ$.



Рисунок 3.2 – Форма паливного факела

Паливо, введене в циліндр у вигляді факелів, розподіляється в повітряному заряді нерівномірно, тому що число факелів, обумовлено конструкцією розпилювача, обмежено. Іншою причиною нерівномірного розподілу палива в камері згоряння є неоднорідна структура самих факелів. Зазвичай у факелі розрізняють три зони: серцевину, середню частину і оболонку. Серцевина складається з крупних часток палива, які мають найбільшу швидкість руху. Середня частина факела містить велику кількість дрібних частинок, які утворилися при дробленні передніх часток серцевини силами аеродинамічного опору. На рис.3.3 представлені зміна за часом $L_{ст}$, $\omega_{ст}$, $B_{ст}$.

Розпорошені і ті що втратили запас кінетичної енергії частинки палива відтісняються і продовжують рух лише за рахунок потоку повітря, що захвачується попутно факелом. В оболонці знаходяться найбільш дрібні частинки, що мають мінімальну швидкість руху. Схема паливного факела наведена на рис. 3.4.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.3 – Зміна геометричних параметрів струменя і швидкості її переднього фронту в залежності від часу



Рисунок 3.4 – Схема паливного факела

Вплив на параметри розпилювання палива і розвиток паливного факела надають конструкція розпилювача, тиск впорскування, стан середовища, в яке впорскується паливо, властивості самого палива [6].

Розпилювачі з циліндричними сопловими отворами (рис. 3.5) можуть бути многодирчатими і однодирчатими, відкритими і закритими (з запірної голкою). Штифтові розпилювачі виконуються тільки однодирчатими, закритого типу. Розпилювачі із зустрічними струменями і з гвинтовими завіхрітелями можуть бути тільки відкритими. Циліндричні соплові отвори забезпечують отримання порівняно компактних факелів з малими конусами розширення і з великою пробивною здатністю.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35



Рисунок 3.5 – Типи розпилювачів форсунок

Зі збільшенням діаметра отвору d_0 соплового отвору розпилювача глибина проникнення факела зростає. Розпилювач відкритого типу без голки що закривається характеризується менш якісним розпилюванням, ніж закритий, і для впорскування палива в КЗ дизелів не застосовується. У штифтових розпилювачів факел має форму порожнистого конуса. Це покращує розподіл палива в повітряному середовищі, але зменшує пробивну здатність факела.

Зі збільшенням тиску впорскування довжина факела зростає, тонкість і рівномірність розпилювання покращується. При підвищенні навантаження двигуна і частоти обертання n поліпшується якість розпилювання.

Стан середовища (робочого тіла) всередині циліндра дизеля істотно впливає на процес сумішоутворення. З підвищенням тиску в КЗ, зазвичай в межах $2,5 \div 5,0$ МПа, збільшується опір просуванню факела, що призводить до зменшення його довжини. При цьому якість розпилювання змінюється незначно. Зростання температури повітря в межах $750 \div 1000$ К призводить до зниження довжини факела внаслідок більш інтенсивного випаровування частинок палива. Рух середовища в циліндрі позитивно впливає на рівномірність розподілу палива у факелі і в об'ємі камери згоряння. Підвищення температури палива призводить до зменшення довжини факела і більш тонкого розпилювання, що обумовлено зниженням в'язкості нагрітого палива. Більш важкі палива, що мають велику щільність і в'язкість, природно, за інших однакових умов розпилюють

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гірше, ніж легкі автотракторні палива.

Прогрів, випаровування і змішування. Розпорошені частинки палива, що знаходяться в середовищі гарячого повітря, швидко нагріваються і випаровуються. Більш інтенсивно цей процес протікає для розпорошених частинок, що мають найбільше відношення площі поверхні до об'єму. Практика показує, що частинки діаметром $10 \div 20$ мкм в камері згоряння встигають повністю випаруватися за час $(0,5 \div 0,9) \cdot 10^{-3}$ с, тобто до початку займання. Випаровування більш великих часток закінчується в ході розпочатого процесу згоряння.

Концентрація парів навколо крапель які ще не випарувалися змінна. Вона максимальна у їх поверхні і безперервно зменшується в міру віддалення в сторони. Як зазначено вище, місцеві значення коефіцієнта надлишку повітря змінюються в дуже широких межах. Рух часток щодо повітря кілька вирівнює розподіл палива в мікросуміші, так як частина пари, що утворюються, розсіюється по траєкторії руху частинок. Змішування палива і повітря частково відбувається всередині факела, що обумовлено залученням повітря в серцевину факела в процесі його формування. Але велика концентрація палива в серцевині і менш сприятливі температурні умови значно уповільнюють процес випаровування в цій зоні. Викладене вище характеризує процес сумішоутворення тієї частини палива, що надійшла в циліндр до початку займання. Надалі сумішоутворення решти палива значно прискорюється, тому що воно протікає в умовах розпочатого процесу горіння при більш високих температурах і тиску. Якість горючої суміші значно визначається швидкістю перемішування палива з повітрям. Істотний вплив на робочі процеси в КЗ надає сумішоутворення частини палива, що надійшло в камеру на початку впорскування. В ході предпламенних хімічних реакцій в окремих зонах мікросмесі виникає критична концентрація проміжних продуктів окислення, що призводить до теплового вибуху і появи первинних осередків полум'я. Найбільш вірогідною зоною появи таких осередків є простір біля частинок що випаровуються, де концентрація парів палива оптимальна ($\alpha = 0,8 \div 0,9$). Первинні осередки полум'я, перш за все, утворюються на периферії факела, тому що фізичні і хімічні процеси

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підготовки палива до згорання закінчуються тут раніше.

3.3 Об'ємне сумішоутворення

При об'ємному сумішоутворення прагнуть все паливо що впорскується дрібно розпорошити і як можна рівномірніше розподілити його по всьому об'єму камери згорання. У зв'язку з цим в єдиному процесі такого способу сумішоутворення виділимо дві істотні сторони: розпилювання палива і розподіл його по об'єму камери згорання. Розпилювання палива необхідно для збільшення сумарної поверхні крапель розпиленого палива, що прискорює їх прогрівання і випаровування. При розпилюванні сумарна поверхня крапельок розпорошеного палива може в десятки разів перевищувати поверхню струменя, що впливає з соплового отвору розпилювача форсунки [1].

Струмінь що випливає з сопла під дією початкових збурень у каналі сопла на виході з нього розчленовується на окремі нитки і краплі і під впливом сил поверхневого натягу, а також аеродинамічного опору стислого в камері згорання повітря набуває форму факела.

Геометричні параметри розпорошеної паливної струменя (факела) пояснюються рис. 3. 6. До них відносяться: довжина (далекобійність) струменя L ширина переднього фронту B , кут конуса δ утворюється в результаті втікання повітря всередину струменя в процесі її розвитку. Структура струменя неоднорідна. Центральна частина (ядро) струменя – рідина. У міру віддалення від центру струмінь все більше насичується повітрям. Найбільша кількість розпорошеного палива зосереджена в головній частині струменя і, звичайно, на її периферійній поверхні. Якість розпилювання характеризується дрібністю (середнім діаметром) та однорідністю крапель. Співвідношення палива і повітря в перетині струменя не залишається постійним (див. перетин А–А на рис. 3.6).

Якщо в стрижневій частині (ядрі) струменя повітря відсутнє і, відповідно, $\alpha=0$, то в міру збільшення радіусу (наближенні до периферії) зменшується концентрація палива, і коефіцієнт надлишку повітря підвищується. Можна вважати, що на зовнішній поверхні струменя, точніше, в безпосередній

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.6 – Ідеалізована схема розпорошеного паливного струменя

близькості від неї $\alpha = \infty$. На рис. 3.6 характер зміни α по перетину струменя позначений суцільною «жирною» лінією. Враховуючи названу обставину, всередині розпорошеної частини струменя можна виділити поверхню, на якій співвідношення між паливом та повітрям характеризується $\alpha = 1,0$. Цю поверхню називають ізостехіометричною поверхнею.

З точки зору якісного складу суміші на цій поверхні існують сприятливі умови для формування осередків горіння, тому що легко займаються горючі суміші з α , дещо меншим одиниці. Тут цікаво звернути увагу саме на ту обставину, що з точки зору якісного складу суміші найбільш сприятливі умови виникають не на зовнішній поверхні струменя, а всередині неї і, якщо враховувати характер розподілу температур у розпорошеному струмені, і в її головній частині.

3.3.1 Оцінка якості розпилювання по середньому діаметру крапель

Дрібність розпилювання прийнято оцінювати по середньому об'ємному діаметру $d_{об}$ крапель, який визначається з умови рівності числа і сумарного

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обсягу крапель істинного і середнього діаметрів.

$$\frac{\sum_{i=1}^n i^3 \cdot \text{об.}}{1} \quad (3.1)$$

звідки

$$\text{об.} \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^n i^3}{1}} \quad (3.2)$$

де $\sum V_i$ – сумарний обсяг n крапель істинного діаметра;

n – число крапель розпиленого палива.

Середній об'ємний діаметр використовується для визначення маси крапель. Середній діаметр крапель по Заутеру d_3 знаходиться з умов рівності сумарного обсягу та сумарної поверхні крапель істинного і середнього діаметрів.

Математично ця умова запишеться наступним чином:

$$\frac{\sum_{i=1}^n i^3}{\sum_{i=1}^n i^2} = \frac{3}{2} \quad (3.3)$$

або

$$\frac{\sum_{i=1}^n i^3}{\sum_{i=1}^n i^2} \quad (3.4)$$

Остаточню

$$3 \frac{\sum_{i=1}^n i^3}{\sum_{i=1}^n i^2} \quad (3.5)$$

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Середній діаметр крапель по Заутеру використовується для оцінки сумарної поверхні і маси крапель при розрахунках прогріву і випаровування крапель.

Однорідність розпилювання оцінюється за допомогою зіставлення величин середніх діаметрів крапель $D_{об}$ і d_3 . При неоднорідному розпилюванні ці діаметри істотно різняться, і чим більше ця різниця, тим неоднорідніше розпилювання. При відсутності даних по середнім діаметрам крапель однорідність розпилювання може бути наближено оцінена по чисельним значенням граничних діаметрів крапель.

3.3.2 Характеристики розпилювання

Як зазначено вище, розпилювання палива оцінюється за двома чинниками: по ступеню дисперсності (дрібності) і по однорідності палива. Критерієм для визначення ступеня дисперсності служить середній діаметр крапельок палива. Критерієм для оцінки однорідності розпорошеного палива можуть служити межі, між якими знаходяться розміри діаметрів крапель розпиленого палива. Особливо наочно і зручно результати розпилювання палива оцінюються за так званими характеристиками розпилювання (рис 3.7). Ці характеристики являють собою криві розподілу крапельок палива за їх діаметрам. Площі під характеристиками однакові за величиною. При цьому необхідно брати до уваги деякі правила. По-перше, чим ближче максимум характеристики розпилювання розташований до осі ординат, тим вище ступінь дисперсності розпорошеного палива. По-друге, чим менше різниця граничних діаметрів крапель ($d_{kmax} - D_{kmin}$) тобто, чим крутіше галузі характеристики, тим рівномірніше розпорошено паливо [7].

3.3.3 Вплив різних факторів на розпилювання палива

Тиск впорскування – основний фактор (рис 3.8). Чим вище тиск впорскування, тим вище дисперсність (дрібність) розпилювання.

Вплив частоти обертання вала паливного насоса на далекобійність паливного струменя наведено на рис 3.9.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41



Рисунок 3.7 – Приклад характеристик розпилювання



Рисунок 3.8 – Вплив тиску впорскування на характеристику розпилювання

Характер зміни тиску палива в працюючій форсунці ілюструється рис. 3.10. Зазначеним на малюнку точкам d_1 і d_2 відповідають моменти підйому та посадки голки розпилювача форсунки з сідла корпусу. Як правило тиск, при якому голка розпилювача сідає в сідло (точка d_2), істотно нижче тиску початку впорскування. Після відкриття (підйому голки розпилювача) форсунки і початку закінчення тиск палива трохи зменшується. Однак, форсунка відкривається (підйом голки триває)

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42



Рисунок 3.9 – Вплив частоти обертання вала паливного насосу на далекобійність паливного струменя

внаслідок збільшення ефективної площі голки форсунки, на яку впливає тиск палива, (див. схему на рис.3.10). У сучасних дизелях застосовують $p_{вир} = 12 \div 50$ і більше (до 150) МПа. У многодирчатих форсунках діаметр сопла d_c знаходиться в межах $0,15 \div 0,4$ мм; в штифтових форсунках ширина кільцевої щілини знаходиться в межах від 0,02 до 0,08 мм при $d_c \approx 1,0$ мм.

Діаметр сопла. Вплив діаметра сопла, перевіряється при різному числі соплових отворів, але при однаковій величині сумарного прохідного перерізу сопел. Зі зменшенням діаметра сопла підвищується дисперсність розпилювання.

В'язкість палива. Чим вище в'язкість, тим більш грубим стає розпилювання.

Протитиск впорскуванню визначається щільністю, а отже, і тиском робочого тіла в кінці процесу стиснення. У різних дизелях без наддуву ця щільність приблизно однакова. Однак, в дизелях з наддувом щільність робочого тіла в кінці стиснення набагато вище. Ця обставина призводить до поліпшення розпилювання.

Схема розподілу тисків при відкритті голки форсунки наведена на рис. 3.11.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.10 – Типова діаграма тиску палива в працюючій форсунці:
 $\theta_{\text{впр}}$ – кут випередження впорскування; $\phi_{\text{впр}}$ – тривалість впорскування



Рисунок 3.11 – Схема розподілу тисків при відкритті голки форсунки

Вплив діаметра сопла розпилювача d_c і числа соплових отворів I_c на розпилювання палива наведено на рис. 3.12.

3.3.4 Розподіл розпорошеного палива по об'єму камери згоряння

На рівномірність розпилювання палива по всьому об'єму повітря, що знаходиться в камері згоряння, впливають такі чинники: форма паливної

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44



Рисунок 3.12 – Вплив діаметра сопла розпилювача d_c і числа соплових отворів I_c на розпилювання палива

струменя, її далекобійність, завіхріваніє повітря, тип камери згоряння [1].

Форма паливного струменя (див. рис 3.13), визначається конструкцією розпилювача. Многосопловий розпилювач з циліндричними отворами (рис.3.13,б) застосовується при об'ємному сумішоутворення з безпосереднім уприскуванням палива, а штіфтовий розпилювач (рис. 3.13,в) використовується при наявності повітряного вихору (вихрові камери). Для розподілу палива в площині між зустрічно рухомими поршнями (дизель «Юнкера») знайшов застосування розпилювач з віялоподібними паливними струменями (рис. 3.13, г).

Далекобійність (глибина проникнення) паливного струменя дуже впливає на розподіл палива по камері згоряння. Глибина проникнення струменя повинна бути такою, щоб її вершина майже досягала стінки камери згоряння для кращого використання повітря. При цьому бажано, щоб згоряння крапельок палива закінчувалося біля стінки. Переміщення вершини струменя залежить від часу (див. рис. 3.14).

Швидкість вершини струменя поступово зменшується внаслідок зростання аеродинамічного опору повітря. На далекобійність струменя основний вплив чинять тиск впорскування (рис. 3.14), діаметр соплових отворів і частота обертання вала паливного насоса. Далекобійність паливного струменя за певний проміжок часу (0,001 с) характеризується лінійною залежністю від частоти обертання вала паливного насоса

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.13 – Форми паливних струменів



Рисунок 3.14 – Вплив тиску впорскування на далькобійність паливного струменя

Зі збільшенням тиску впорскування далькобійність струменя зростає. З

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ростом діаметра соплових отворів струмінь стає компактнішим і його дальнобійність збільшується (рис. 3.15).



Рисунок 3.15 – Вплив діаметра соплового отвору форсунки на дальнобійність струменя ($P_{впр} = 30$ МПа)

Завихорення повітряного заряду. Розглянемо вплив завихорення повітряного заряду на розподіл крапельок палива по об'єму камери згоряння на прикладах камер згоряння ДВЗ із зустрічно рухаючимися поршнями двигунів типу «Рікардо».

У камері згоряння першого типу повітряний заряд має обертальний рух, створюване при надходженні його в циліндр у процесі продувки. У міру наближення протилежно рухомих поршнів до точки мінімального обсягу виробляється впорскування палива через чотири форсунки.

У камері згоряння типу «Рікардо» сумішоутворення поліпшується за допомогою так званого гільзового газорозподілу. Розподільна гільза здійснює поступально-обертальний рух, у результаті чого досягаються оптимальні фази процесів випуску і наповнення. Повітря здійснює обертальний рух в КЗ.

Для оцінки інтенсивності вихрового руху використовують вихровий ставлення, що представляє собою частка від ділення числа обертів вихору на числообертів вала двигуна, тобто, $n_{вихр}/n$. Дослідження показують, що існує

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оптимальне вихровий ставлення, при якому двигун досягає найбільшої потужності при найкращою економічності [1]. Для названого двигуна оптимальна величина вихрового відносини дорівнює приблизно 10.

Це пояснюється тим, що за час упорскування (тривалість впорскування становить 34 град ПКВ) повітря в камері згорання зробить повний оборот ($34^\circ \cdot 10 = 340^\circ \approx 360^\circ$).

Для визначення необхідної інтенсивності обертання повітряного вихору навколо осі циліндра при будь-якому числі соплових отворів розпилювача, розташованого в центрі камери згорання, існує правило: за період (кут ПКВ) тривалості впорскування повітряний вихор повинен повернутися на кут між паливними струменями. Це правило дозволяє орієнтовно визначити необхідну вихровий ставлення. Так, при числі соплових отворів $i_c = 4$ (рис. 3.16) і тривалості впорскування $\varphi_{впр} = 35$ град ПКВ вихрове співвідношення має бути рівним 3.



Рисунок 3.16 – Узгодження інтенсивності вихора з числом соплових отворів розпилювача форсунки ($i_c = 4$)

Чим менше число соплових отворів, тим більше інтенсивним повинен бути вихор.

Таким чином, правильне узгодження тривалості впорскування палива з інтенсивністю завихорення повітря має велике значення. Повітряні вихори можуть бути створені застосуванням зашірмлених клапанів (рис. 3.17), а також використанням тангенціальних і гвинтових впускних каналів.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48



Рисунок 3.17 – Схема організації повітряного вихору за допомогою зашірмленого впускного клапана

3.4 Плівкове сумішоутворення

Досвід створення КЗ з об'ємним сумішоутворенням показав, що при ідеальній реалізації умов об'ємного сумішоутворення двигун працює жорстко, з високими $P_{\text{макс}}$. Крім того, робота часто супроводжується димним випуском.

При плівковому сумішоутворення паливо впорскується на стінку камери згоряння у напрямку повітряного вихору. При цьому в об'ємі камери розпилюють, за даними Мойрера, не більше 5%. Паливо розтікається по поверхні камери згоряння у вигляді плівки, поширенню якої сприяє повітряний вихор.

Температура поверхні стінки камери досягає 340°C , в результаті чого плівка нагрівається, відбувається пошарове випаровування палива з її поверхні, змішування з повітрям, займання і згоряння (рис.3.18). Після запалення випаровуванню сприяє промениста енергія полум'я.

Можна різними способами впливати на швидкість випаровування, змішування і згоряння з метою забезпечення оптимального протікання процесу тепловиділення.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.18 – Схема плівкового сумішоутворення і згорання

Температура «холодного» повітря в камері згорання перед запалюванням в двигунах без наддуву знаходиться в межах $500 \div 600^{\circ}\text{C}$, а в наддувних – $700 \div 800^{\circ}\text{C}$.

3.5 Сумішоутворення і згорання у вільному (потенційному) вихорі

Дослідження показують, що, якщо в камері згорання повітря здійснює круговий рух, і на гарячу стінку в напрямку руху вихору впорскується паливо, то, незважаючи на відсутність рівномірного розподілу палива по повітрю, воно згорає повністю і швидко. Звідси випливає, що існує якийсь механізм, який забезпечує за короткий проміжок часу гарну якість змішування палива з повітрям (сумішоутворення) та досконале згорання палива. Опис оптичної картини такого згорання пояснюється за допомогою рис. 3.19.



Рисунок 3.19 – Оптична картина згорання в потенційному вихорі

Полум'я виникає далеко від форсунки, потім поширюється по об'єму камери

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

згоряння. При цьому полум'я спіралеподібно і швидко прямує до центру камери. Останній ефект проливає світло на механізм сумішоутворення. Якщо гарячі і менш щільні продукти згоряння переносяться до середини камери згоряння, то це повинно викликати протилежний рух витіснення більш холодного і щільного повітря з центральних областей камери до її периферії. Завдяки цьому до випаровується зі стінки плівці палива безперервно підводиться необхідний для згоряння кисень повітря [1].

Причина описаного механізму сумішоутворення і згоряння криється у властивостях потенційного вихору, який, як це встановлено дослідями, завжди виникає, якщо повітря надходить в циліндр або в камеру згоряння двигуна тангенціально.

Закономірність потенційного вихору. Вільний, або потенційний, вихор характеризується відсутністю турбулентності і законом обертання газоподібного або рідкого тіла, у якого окружна швидкість частки C_i змінюється обернено пропорційно радіусу r (рис. 3.20). Постійна Γ називається циркуляцією швидкості.

$$u_{\text{окр}} = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (3.6)$$



Рисунок 3.20 – Розподіл окружних швидкостей в потенційному вихорі

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

3.6 Аналіз форми камери згоряння дизелів

Призначення камери згоряння полягає в тому, щоб забезпечити найбільш повне і з оптимальною швидкістю перетворення хімічної енергії палива в теплову енергію [2].

Камери згоряння дизелів можуть бути класифіковані за кількома ознаками:

- за способом сумішоутворення і згоряння (в даний час розрізняють камери з об'ємним, плівковим і змішаним (об'ємно-плівковим) сумішоутворенням);
- за конструктивним виконанням камери діляться на нерозділені, полуразделенние (камери в поршні) і розділені;
- за способом завіхрівання повітряного заряду;
- за способом впорскування палива КЗ діляться на камери з безпосереднім уприскуванням і уприскуванням палива в допоміжну камеру;
- за родом використовуваного палива КЗ класифікують на одно- і багатопаливні;
- за способом займання палива розрізняють камери з самозайманням і з примусовим займанням палива (наприклад, MAN FM-процес);

Кожна з камер згоряння характеризується певними чисельними значеннями показників, що впливають на робочий цикл двигуна.

В даний час в двигунобудування помітна тенденція до застосування нерозділених та напіврозділених КЗ (рис 3.21). Двигуни з такими камерами відрізняються високою економічністю при роботі на неповних і середніх навантаженнях, хорошими пусковими якостями. Проте, цетановому числу палива пред'являються підвищені вимоги.

При використанні в напівроздільних камер згоряння плівкового способу сумішоутворення (рис. 3.22) пуск двигуна погіршується. Це пояснюється тим, що в період пуску стінки камери мають невисоку температуру, і паливна плівка випаровується погано. Для поліпшення пускових якостей цих двигунів, а також для поліпшення реалізації багатопаливності фірмою MAN підвищений ступінь стиснення. Однак, при цьому помітно зріс максимальний тиск газів.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.21 – Напівроздільна камера згоряння ЦНД



Рисунок 3.22 – Напівроздільна камера згоряння з плівковим сумішоутворенням

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

У зв'язку з цим був застосований FM-процес з примусовим запалюванням, що забезпечило сталий займання високооктанових бензинів навсіх режимах роботи двигуна.

У камері згоряння навпроти форсунки встановлена свічка з довгим електродом, до якого по канавці підводиться частина уприскуваного на стінку палива, і де утворюється суміш, близька до стехіометричної складу. Цей склад мало залежить від режимів роботи двигуна. Застосування FM-процесу дозволило знизити ступінь стиснення до $14 \div 17$, зменшити P_{max} , знизити димність і токсичність відпрацьованих газів.

На деяких двигунах ідея обмеження маси палива, що у самозаймання, реалізована без подачі палива на стінку камери згоряння. У цьому випадку використовується так зване пристінкове сумішоутворення, застосоване вперше в дизелях фірми Дойц («Deutz»). При такому сумішоутворення паливний струмінь з розпилювача направляєється паралельно твірної стінки камери згоряння. Інтенсивний повітряний вихор навколо осі циліндра створюється за допомогою гвинтових впускних каналів. Цей вихор викликає сепарацію (поділ за масою) крапель паливної струменя.

У таблиці 3.1 представлені статистичні дані по двигунах з різним способом сумішоутворення.

Таблиця 3.1 – Характеристика сумішоутворення

Вид сумішоутворення	α_{min}	ϵ	p_z , МПа	$\Delta p/\Delta \phi$, МПа/ °ПКВ	p_e , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
Об'ємне та об'ємно-пристінкове	9,4÷9,8	94÷96	705÷9	9,5	0,7÷0,8	995÷955
Пристінкове	9,9	94÷96	6,5÷8,0	9,0	0,7÷0,8	990÷940
Вихрекамерне	9,9÷9,3	96÷98	6,0÷7,0	0,5	0,7÷0,85	960÷990
Предкамерне	9,3÷9,4	97÷90	5,5÷6,0	0,5	0,65÷0,75	960÷300

4 ПОЛПШЕННЯ ПРОЦЕСІВ УТВОРЕННЯ ПАЛИВО-ПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ В СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ

4.1 Математична модель процесу газообміну дизельного двигуна

Вибір фаз газорозподілу при проектуванні двигуна внутрішнього згорання в основному відбувається методом експериментального підбору параметрів системи газорозподілення, попередньо задавшись наближеними значеннями цих параметрів за двигуном прототипом. Такий підхід був обумовлений тим фактом, що до недавнього часу виконати точні розрахунки процесів газообміну не дозволяла потужність обчислювальної техніки. Підбір фаз газорозподілу проектного двигуна був досить довгим та затратним процесом.

Значно спростити процедуру вибору фаз газорозподілу та підібрати оптимальні їх значення для кожного режиму навантаження можливо за рахунок використання методів математичного моделювання.

4.1.1 Опис загальних підходів до математичного моделювання процесу газообміну

Процеси газообміну в надпоршневій порожнині двигуна супроводжуються складними газодинамічними явищами у випускних і впускних каналах. Характер їх протікання залежить від співвідношення діаметрів циліндра і каналів, довжини каналів, фаз газорозподілу, частоти обертання колінчастого валу, навантаження і інших чинників. Накопичення і систематизація експериментальних даних по впливу цих чинників на газодинамічні явища в газоповітряних каналах, газообмін в надпоршневій порожнині двигуна дозволяють в якійсь мірі враховувати їх при виборі параметрів газоповітряних систем. Вживання методів фізичного і математичного моделювання процесів в надпоршневій порожнині і газоповітряних каналах двигуна помітно скорочує витрати часу на оптимізацію параметрів газоповітряних трактів. Бібліографія по моделюванню газодинамічних процесів в газоповітряних каналах двигунів до кінця 50-х років минулого століття включала

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

декілька десятків робіт, до теперішнього часу – сотні. Аналіз цих робіт представляє інтерес з точки зору основних підходів до моделювання. Розглянемо найбільш, характерні етапи досліджень по моделюванню газодинамічних процесів в газоповітряних каналах, вибору параметрів газоповітряних систем.

Характерною особливістю робіт до кінця шестидесятих років минулого століття є прагнення дослідників отримати якомога простіші залежності. Це зрозуміло, оскільки один з основних критеріїв оцінки пропонованих залежностей – можливість їх використання в інженерній практиці, тобто можливість вирішувати рівняння доступними для того часу засобами обчислень.

Вирішення завдань нестационарної газової динаміки стосовно газоповітряних каналів двигунів вимагає значного об'єму оперативної пам'яті ЕОМ, не говорячи вже про необхідність розробки складних алгоритмів і програм розрахунку.

З багаточисельних робіт останніх років по моделюванню процесів в газоповітряних каналах дизелів з газотурбінним наддувом слід виділити роботи професора Сімсона А.Е. [1], що зіграли помітну роль в теорії і практиці вітчизняного дизелебудування. У основу моделі покладені рівняння об'ємного балансу професора Глаголева Н.М. [7]. Зміна тиску газів в циліндрі і в газоповітряних каналах визначається спільним вирішенням диференціальних рівнянь об'ємного балансу для надпоршневої порожнини і газоповітряних каналів.

Передбачається, що тиск в об'ємах газоповітряних каналів однакової і змінюється лише залежно від часу, потік газу через кордони каналів (клапан, соплові грати турбіни і тому подібне) протягом розрахункового проміжку часу – сталий. Правомірність цих допущень підтверджується досить гарним збігом розрахункових і експериментальних кривих зміни тисків газу в каналах, значень потужності турбіни і нагнітача в двигунах з відносно короткими каналами, що сполучають циліндр з колекторами, коли тривалість такту випуску або впуску в 6–8 разів більше часу проходження хвилі обурення каналом від клапана до вхідного отвору. Широке впровадження в інженерну практику ЕОМ дозволило вирішувати завдання моделювання газодинамічних процесів в каналах без грубої схематизації явищ. У порівняно короткий проміжок часу було виконано ряд розробок за

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

кордоном і в СНД, які з'явилися помітним кроком вперед. Продовжуються інтенсивні розробки в цій області і сьогодні. Одними з основних при цьому є завдання моделювання перебігу газу на кордонах каналів, у вузлах розгалужень, вдосконалення алгоритмів і програм розрахунків.

4.1.2 Математична модель процесу газообміну

Серед методів розрахунку робочого процесу ДВЗ в даний час найбільш широкого поширення набули методи, засновані на представленні циліндра і колекторів двигуна у вигляді незамкнених термодинамічних систем, що обмінюються масою і енергією. Параметри газу в цих системах описуються диференціальними рівняннями збереження маси і енергії і рівнянням стану. Вирішуються ці системи рівнянь методом Ейлера або методом Рунге-Кутта 4-го порядку, перший вимагає малого розрахункового кроку, а другий чотирикратного вирішення рівнянь на порівняно крупному розрахунковому кроці. І те і інше наводить до значних витрат машинного часу.

Для скорочення часу рахунку, доцільно застосовувати метод підвищеної швидкодії, заснований на покроковому визначенні параметрів газу у відкритій термодинамічній системі шляхом вирішення системи нелінійних рівнянь, отриманих перетворенням інтегральних рівнянь балансу маси і енергії і рівняння стану, записаних для довільного термодинамічного процесу. При записі вихідної системи рівнянь зроблені загальноприйняті в таких випадках допущення: про однорідність термодинамічної системи, про справедливість рівняння стану Менделєєва - Клапейрона, про залежність властивостей робочого тіла від складу і температури.

При розрахунку параметрів газу в колекторах використовується допущення, про те, що усі циліндри працюють ідентично, тому можна розраховувати тільки один з них (середньостатистичний), а роботу інших враховувати зміщенням по фазі потоків маси і енергії відповідно до порядку роботи, яке в даному випадку можна прийняти рівномірним.

В розрахунку рівномірне зміщення по фазі імпульсів від сусідніх циліндрів

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пояснюється тим, що розраховується один середньостатистичний циліндр, а усі інші вважаються працюючими аналогічно. Тим самим вдається істотно прискорити розрахунок і зробити можливим швидке рішення оптимізаційних завдань. Реальна взаємодія імпульсів позитивно впливає на одні циліндри і негативна на інші. Вона може бути змодельована в одновимірному розрахунку течії газу в колекторах, але на це знадобиться на порядок більший час рахунку на ЕОМ. У той час як концепція "середньостатистичного циліндра", згладжуючи нюанси, дозволяє визначати сумарні показники газообміну, характерні для двигуна в цілому. Використані допущення вносять в результати розрахунку і обумовлюють обмеження сфери застосування такого методу розрахунку. З літератури відомо, що сфера застосування квазістатичного методу розрахунку звужується із зростанням довжини колекторів, частоти обертання колінного валу, інтенсивності наростання прохідного перерізу органів випуску, зі зменшенням площі прохідного перерізу колектора, з підвищенням тиску в циліндрі у момент відкриття випускних хлипаків, з пониженням тиску в колекторі.

Збільшення площі прохідного перерізу випускних клапанів і зменшення площі поперечного перерізу колектора призводить до зростання ролі нестационарних явищ в процесі газообміну, тобто не врахування в розрахунках закону збереження імпульсу приводить до істотних помилок. Тому відношення площ поперечного перерізу колектора і ефективній площі прохідного перерізу випускних органів повинно відповідати критерію відносної площі.

Розглянемо математичну модель [1], що якнайповніше враховує основні явища, що відбуваються при газообміні і регулюванні фаз газорозподілення. Процес газообміну розглядаємо як процес перетікання газів в системі з декількох резервуарів, зв'язаних трубопроводами, причому початкові тиски (а також деякі інші параметри) різні.

Схема моделювання процесів продування представлена на рис. 4.1.

Тут вирішено задачу для трьох резервуарів, якими є впускний колектор (індекс 3), простір циліндра (індекс 2) і випускний колектор (индекс1).

Дослідження показали, що коли продувка починається і закінчується при одному і тому ж об'ємі, то сумарна енергія системи не зміниться, по якому б

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.1 - Схема моделювання процесів продувки

закону не мінявся об'єм між початковою і кінцевою точками.

В той же час, розподіл енергії між елементами системи, і температура і тиск в циліндрі від зміни об'єму будуть залежати вельми істотно.

Отримана система містить п'ять диференціальних рівнянь – три рівняння збереження енергії (4.1) і два рівняння з шістьма невідомими функціями – температурами і масами робочого тіла:

$$\begin{cases} p_{2-21-1} V_1 \\ p_{3-32} p_{2-21-2} V_2 \\ p_{3-32-3} V_3 \end{cases} \quad (4.1)$$

$$32-32-32-33; \quad (4.2)$$

$$21-21-21-22; \quad (4.3)$$

Система замикається шостим рівнянням – законом збереження маси:

$$01-02-03-1-2-3 \quad (4.4)$$

Далі, при об'єднанні рівнянь отримуємо глобальну систему рівнянь газообміну (4.5).

Необхідно відзначити, що деякі з відомих до сьогодні методик розрахунку процесів газообміну є окремими випадками системи глобальних рівнянь:

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{array}{c}
 \begin{array}{c}
 1 \ 23/2 \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 1 \ 21 \ 2 \\ \hline 2 \ 2 \ 1 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 2 \ 112 \\ \hline 2 \ 21 \\ \hline \end{array} \\
 2 \ 3^{3/2} \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 2 \ 3 \ 32 \\ \hline 3 \ 2 \ 3 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 2 \ 223 \\ \hline 3 \ 32 \\ \hline \end{array} \\
 23/2 \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 21 \\ \hline 2 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 2 \ 112 \\ \hline 2 \ 21 \\ \hline \end{array} \ 2 \ 2 \ 2 \\
 3 \ 33/2 \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 32 \\ \hline 3 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 2 \ 223 \\ \hline 3 \ 32 \\ \hline \end{array} \\
 1 \ 21 \ 2 \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 2 \ 2 \ 112 \\ \hline 2 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 2 \ 21 \\ \hline 2 \ 21 \\ \hline \end{array} \\
 2 \ 32 \ 3 \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 2 \ 3 \ 223 \\ \hline 3 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 3 \ 32 \\ \hline 3 \ 32 \\ \hline \end{array} \\
 21 \ 2 \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 2 \ 2 \ 112 \\ \hline 2 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 2 \ 21 \\ \hline 2 \ 21 \\ \hline \end{array} \\
 3 \ 32 \ 3 \ \begin{array}{|c|c|c|} \hline 2 \ 3 \ 223 \\ \hline 3 \\ \hline \end{array} \ \begin{array}{|c|c|} \hline 3 \ 32 \\ \hline 3 \ 32 \\ \hline \end{array}
 \end{array}
 \end{array}$$

Розрахунки дозволяють точно обчислювати коефіцієнт наповнення і індикаторну потужність двигуна при регулюванні ФГР, а також визначити прямі витрати енергії на альтернативний немеханічний привід клапанів газорозподілу.

4.2 Пошук оптимальних фаз газорозподілу для режимів часткових навантажень дизеля ЧН26/26

Для пошуку фаз газорозподілення оптимальних з точки зору мінімізації питомої витрати палива при роботі дизеля на режимах часткових навантажень доцільно використовувати програмний комплекс «ДИЗЕЛЬ-РК», в якому реалізована математична модель, приведена в попередньому розділі.

4.3 Аналіз впливу зміни фаз газорозподілу на роботу дизельного двигуна

Для дослідження впливу зміни фаз газорозподілу на техніко-економічні показники роботи дизеля було використано апарат сканування програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ-РК» [4]. Якщо завдання оптимізації якого-небудь процесу може бути сформульоване як двовимірне (число незалежних змінних рівне двом), або одновимірне, то для вирішення такого завдання доцільно використати апарат сканування. Апарат сканування програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє довільним чином вибирати пару аргументів для сітки сканування і крок їх зміни. У кожній точці цій ортогональною двовимірною або одновимірною сіткою буде

						Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.240656.000.03MP.ПЗ	

автоматично робиться розрахунок робочого процесу ДВЗ [5]. Після виконання сканування, отримані параметри двигуна можуть бути представлені як функції однієї або двох змінних у вигляді плоских або об'ємних графіків або сімейств ізоліній. Можливість наочного графічного відображення цільової функції і обмежень відразу від двох аргументів допомагає краще осмислити кількісні закономірності процесів, що відбуваються, і швидко знаходити ефективні рішення при доведенні робочого процесу двигунів.

Використовуючи описані вище можливості програмного комплексу було проведено аналіз впливу фаз газорозподілення на показники роботи двигуна. Спочатку було побудовано залежність середнього індикаторного тиску в циліндрі дизеля, потужності, питомої витрати палива від зміни фази початку відкриття випускного клапану для режиму повного навантаження. Як видно з рис. 4.2 характер досліджуваних кривих такий, що вони мають чітко виражені зони оптимальних значень.

На рис. 4.2 ці оптимальні значення (максимальний середній індикаторний тиск, максимальна потужність і мінімальна питома витрата палива) припадають на фазу початку відкриття випускного клапану, що дорівнює 60° після НМТ. Ця фаза є штатною для данного типу дизеля.

Отримані результати підтверджують те, що фази газорозподілу встановлені на дизелі є оптимальними для досить вузької зони режимів роботи двигуна. Це також підтверджує адекватність використаної математичної моделі в

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61



Рисунок 4.2 – Залежності середнього індикаторного тиску в циліндрі дизеля, потужності, питомої витрати палива від зміни фази початку відкриття випускного клапану для режиму повного навантаження

програмному комплексі.

Проведемо розрахунок аналогічних залежностей, але для режиму холостого ходу. Для цього необхідно задати частоту обертання колінчатого валу та циклову подачу паливо у відповідності до їх реальних значень на режимі холостого ходу. Ці данні вказуються у діалоговому вікні «Режими роботи» програми [5]. Отримані розрахункові залежності зображені на рис. 4.3.

Як видно з рис. 4.3 штатні фази газорозподілу не є оптимальними з точки зору забезпечення мінімальної витрати палива, тому отримані результати підтверджують доцільність керування фазами газорозподілу на працюючому двигуні.

Для аналізу впливу фази закриття впускного клапану на показники робочого процесу проведемо аналогічні розрахунки. Отримані залежності для

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.3 – Залежності середнього індикаторного тиску в циліндрі дизеля, потужності, питомої витрати палива від зміни фази початку відкриття випускного клапану для режиму холостого ходу

режиму повного навантаження зображено на рис. 4.4.

Характер отриманих залежностей підтверджує той факт, що штатні фази газорозподілу оптимальні для режиму повного навантаження. Для аналізу залежностей коефіцієнта наповнення циліндру дизеля та питомої витрати палива від фази закриття впускного клапану для режиму холостого ходу розрахуємо в програмі «ДИЗЕЛЬ - РК» аналогічні криві (рис.4.5).

Отриманні залежності для впускного клапану доводять, що керування фазами роботи впускного клапану також є доцільним з точки зору економії палива. Для встановлення оптимальних значень фаз газорозподілення доцільно провести процедуру їх оптимізації, що буде описана нижче.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.4 – Залежності коефіцієнта наповнення циліндру дизеля та питомої витрати палива від фази закриття впускного клапану для режиму повного навантаження

4.4 Оптимізація фаз газорозподілу для режиму холостого ходу

Оптимізація фаз газорозподілу проводиться в три етапи [5], при фіксованій величині циклової подачі палива та частоти обертання.

Перший етап це вибір кута закриття впускних клапанів методом одновимірного сканування. Одновимірне сканування означає, що вибирається лише один аргумент, змінюючи який в заданих межах, програма визначить залежності параметрів двигуна від цього аргументу. Результати одновимірного сканування відображуються як одновимірні (плоскі) графіки.

Як аргумент сканування по осі абсцис вибирається «Кут закінчення впуску»

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

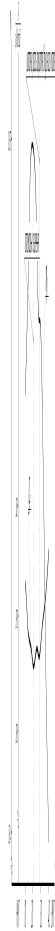


Рисунок 4.5 – Залежності коефіцієнта наповнення циліндру дизеля та питомої витрати палива від фази закриття впускного клапану для режиму холостого ходу

у діалоговому вікні програми. У вікні «Кінець впуска», що відкривається відповідною кнопкою, призначаються: мінімальне значення -10° за НМТ і максимальним значенням -40° за НМТ; а також число точок сканування з розрахунку, щоб крок по куту кінця впускання склав 4 – 8 градусів.

Після закінчення сканування, результати можуть відображатися у вигляді графіка, рис. 4.6. Побудова графіка здійснюється у вікні «Результати / Результати одновимірного сканування».

По графіку визначається оптимальний кут закриття впускного клапана, що дорівнює приблизно 20 градусів за НМТ, відповідний відносно високому значенню коефіцієнта наповнення.

Другий етап – вибір кута закриття випускних клапанів і кута відкриття впускних клапанів методом двовимірного сканування. Метод двовимірного

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65



Рисунок 4.6 – Залежність коефіцієнта наповнення циліндру дизеля від фази закриття впускного клапану для режиму холостого ходу

сканування [5] передбачає зміну одночасно двох параметрів фаз газорозподілу та знаходження залежностей параметрів роботи дизеля від їх зміни.

Метод двовимірного сканування вибирається у вікні «Оптимізація / Сканування» [5].

Як аргументи сканування вибираються:

- по осі абсцис «Кут закінчення випуску»: від 0 до 40 град. за ВМТ;
- по осі ординат «Кут початку впуску»: від 0 до 40 град. до ВМТ.

Кількість точок по кожній координаті 5 - 9. Результати розрахунку представляються у вигляді сімейств ізоліній залежності тиску насосних ходів та питомої витрати палива від аргументів сканування, рис. 4.7.

Аналіз розрахункових даних показує, що найкращі показники двигуна досягаються при наступних значеннях фаз газорозподілу:

- кут відкриття впускного клапану - 14 град. до ВМТ;
- кут закриття випускного клапану - 15 град. за ВМТ.

При такому перекритті фаз досягається максимальне наповнення циліндра,

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66



Рисунок 4.7 – Залежності тиску насосних ходів та питомої витрати палива від кутів закінчення випуску і початку впуску дизеля 16ЧН26/26 на режимі холостого ходу

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

при більшому перекритті хоч насосні втрати трохи зменшуються, але витрата палива не зменшуються. Третій етап - вибір кута відкриття випускних клапанів методом одновимірного сканування. Як аргумент сканування по осі абсцис вибирається «Кут початку випуску»: мінімальне значення -15 град. до НМТ і максимального значення -75 град. до НМТ; число точок сканування вибирається з розрахунку, аби крок склав 4-8 градусів. Після закінчення сканування, результати відображуються у вигляді графіків залежностей питомої витрати палива (рис. 4.8).



Рисунок 4.8 – Вибір оптимального кута відкриття випускних клапанів

З аналізу графіків рис. 4.8, по величині мінімальної питомої витрати палива вибирається оптимальна величина кута початку випуску - 35° до НМТ. Характер взаємного протікання кривих такий, що їх сума це середній ефективний тиск циклу, від якого залежить потужність, має максимум в районі 35° до НМТ. Середній тиск механічних втрат постійний в рамках даного дослідження. Цей максимум і є зоною оптимального значення кута початку випуску. Оптимальні фази газорозподілу знайдені, проілюструємо їх на рис. 4.9.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68



Рисунок 4.9 – Діаграма фаз газорозподілення оптимальних для режиму холостого ходу

Розрахуємо економію витрати палива. При штатному приводі клапанів питома витрата палива на холостому ході в експлуатації складає приблизно $g_{e \text{ екс}} = 0,341 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ [7]. За рис. 4.8 видно, що при оптимальних фазах газорозподілення це значення може бути зменшене до $g_{e \text{ опт}} = 0,280 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Різниця питомих витрат палива складе $\Delta g_e = 0,061 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Підрахуємо економію палива у відсотках:

$$e = \frac{e_{\text{екс}} - e_{\text{опт}}}{e_{\text{екс}}};$$

$$e = \frac{0,341 - 0,280}{0,341} = 0,179$$

Економію палива за годину можна підрахувати за простою формулою:

$$\text{год} \cdot e \cdot x_x$$

де x_x – потужність дизеля на холостому ході, приймаємо $x_x = 60 \text{ кВт}$;

$$\text{год} \cdot 0,179 \cdot 60 = 6,444 \text{ кг/год.}$$

Таким чином економія палива на режимі холостого ходу складе 16% або 3,24 кг за годину роботи дизеля.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

ВИСНОВКИ

В ході даної кваліфікаційної роботи магістра на тему «Поліпшення процесів утворення паливо-повітряної суміші в силових енергетичних установках» було розглянуто основні недоліки та шляхи удосконалення механізму газорозподілу тепловозних дизелів.

Проведений широкий аналіз двигунів внутрішнього згорання з їх подальшою класифікацією за ключовими ознаками дозволив детально дослідити способи формування паливної суміші в дизельних двигунах. Акцент саме на дизельних технологіях обґрунтований їх стратегічною важливістю для економіки сучасної України. Такий аналіз виявив суттєві недоліки в існуючих системах сумішоутворення, що створює чіткий вектор для подальшого пошуку методів їх усунення та загального вдосконалення в цій технічній галузі.

Для вирішення цих виявлених проблем було детально розглянуто характеристики процесу розпилення газорідного факелу. Крім того, були проаналізовані різні методи розпилення рідин та їх системна класифікація, що є основою для подальших технічних удосконалень.

Під час розрахунків було підтверджено можливість підвищення техніко-економічних показників на режимах часткових навантажень при роботі по тепловозній характеристиці дизеля ЧН26/26 за рахунок оптимізації фаз газорозподілу для кожного режиму.

Було розраховано оптимальні фази газорозподілу для роботи дизеля на режимі холостого ходу, так як на цей режим припадає найбільша частка роботи дизеля, а штатні фази газорозподілу не є оптимальними. При оптимізації кутів газорозподілу головним критерієм було обрано мінімізацію питомої витрати палива, що менше ніж середньо-експлуатаційні показники дизеля.

Враховуючи вище викладене можна зробити висновок, що керування фазами газорозподілу є перспективним шляхом для покращення середньо-експлуатаційних техніко-економічних показників роботи дизеля тепловоза, і як наслідок всього локомотивного господарства.

					0032.240656.000.03MP.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Л.Н., Дунін А.Ю., Горбачевський Є.В., Душкін П.В., Іванов І.Є.
//Транспорт на альтернативному паливі. – 2017. – № 4 (58). – С. 48-58.

12. Гріхів Л.В. Впорскування палива під тиском до 400 МПа /Л.В. Гріхів, А.А. Денисов, Е.Е. Старков //Національна асоціація вчених. – 2015. – №8 (13). – С. 24-28.

13. Гріхів Л.В. Особливості процесу подачі палива в перспективних дизелях при тисках вище 300 МПа /Л.В. Гріхів, А.А. Денисов, Е.Е. Старков //Міжнародний науковий інститут "EDUCATIO". – 2015. – № 8-2. – С. 31-37.

					<i>0032.240656.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		