

**«Малогабаритний двигун дизель-генераторної установки.
Шляхи підвищення ефективності»**

Шифр роботи: «Ефективність»

АНОТАЦІЯ

Актуальність роботи

Необхідність підвищення техніко-економічних характеристик об'єктів бронетанкової техніки, насичення її споживачами електроенергії потребує створення спеціальних енергоагрегатів. Основними вимогами до таких енергоагрегатів – малі габарити, надійність, достатня потужність, та незначна витрата палива.

Такі енергоагрегати створюються з двигунами, що мають примусове запалення, газотурбінними двигунами та дизелями. Найбільш ефективними для енергоагрегату за умовами виробництва і експлуатації є чотиритактні швидкохідні дизелі.

До швидкохідних дизелів відносять дизелі з робочим об'ємом циліндра $V_h = 0,5...0,8 \text{ дм}^3$ і частотою обертання колінчастого валу при максимальній потужності $n = 3000...4500 \text{ хв}^{-1}$. Такі дизелі мають широку сферу застосування в автомобільному транспорті, сільськогосподарській і дорожньо-будівельній техніці, енергоагрегатах систем автономного електроживлення об'єктів народногосподарського і спеціального призначення та складаючи вагому частину мобільної енергетики.

У даній роботі, що має наукове і практичне значення, на основі виконаного аналізу і проведених досліджень запропоновані шляхи щодо покращення енергетичних та економічних показників дизеля 468А-1 допоміжного енергоагрегату, який розроблено у Державному підприємстві «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» (ДП ХКБД). Цей двигун призначений для забезпечення електроенергією споживачів бронетехніки при непрацюючому основному дизелі. Максимальна потужність дизеля 468А-1 у складі дизель генераторної установки складає 11 кВт. Але вже зараз бронетехніка потребує двигун із максимальною потужністю 15...16 кВт.

Вирішення поставленої задачі може бути забезпечено за рахунок удосконалення сумішоутворення і згоряння. Для підвищення ефективності сумішоутворення і згоряння, а отже і досягнення високих техніко-економічних і екологічних показників роботи дизелів обґрунтовано вибір форми камери згоряння при заданих характеристиках подачі палива, тривалості впорскування палива, параметрів факелів, кількості отворів розпилувача, напрямку і інтенсивності руху повітряного заряду. Вибір швидкості руху повітряного вихору проведено за умови забезпечення найбільш високих індикаторних і ефективних показників дизеля на режимі максимальної потужності.

Метою роботи є визначення шляхів покращення ефективності роботи малогабаритного двигуна 468А-1 дизель-генераторної установки бронетехніки.

Наукова новизна і практична цінність роботи пов'язана з реалізацією комплексного підходу до суттєвого удосконалення енергетичних, економічних та екологічних показників малогабаритного двигуна 468А-1 дизель-генераторної установки.

Задачі дослідження:

1. Визначити особливості експлуатації, навести конструктивні особливості, ефективні показники дизеля 468А-1 та його систем.
2. Узагальнити основні конструктивні параметри чотиритактних швидкохідних малогабаритних дизелів, проаналізувати принципи і напрямки організації процесів сумішоутворення та згоряння сучасних чотиритактних швидкохідних малогабаритних дизелів.
3. Обґрунтувати напрямки з підвищення ефективності малогабаритного двигуна 468А-1 дизель-генераторної установки.
4. Виконати дослідження та запропонувати технічні рішення з підвищення ефективності дизеля 468А-1.

Методика дослідження

Моделювання робочого процесу двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), що засноване на значному досвіді виконаних досліджень, займає одне з провідних місць в практиці сучасних досліджень. Воно значно розширює можливості при створенні і доведенні двигунів, дозволяє значною мірою скоротити терміни наукових і конструкторських розробок, зменшити число експериментальних зразків на всіх етапах створення двигуна.

Математичне моделювання стає практично єдиним засобом вивчення і оптимізації внутріциліндрових процесів в двигуні, включаючи екологічні характеристики.

Розробка моделей, що описують процес згорання і тепловиділення в двигунах дозволяє скоротити вартісні експериментальні дослідження і швидше досягти необхідних результатів.

Публікації

За результатами наведених в роботі досліджень опубліковано тези у 3-й Міжнародній науково-практичній морській конференції СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету MPP&O

«Повышение эффективности малогабаритного двигателя дизель-генераторной установки».

Загальна характеристика роботи: 30 с., 10 рис., 4 табл., 6 джерел інформації.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДИЗЕЛЯ 468А-1.....	4
2. ПРИНЦИПИ І НАПРЯМКИ ПОКРАЩЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ СУМІШОУТВОРЕННЯ ТА ЗГОРЯННЯ СУЧАСНИХ ЧОТИРИТАКТНИХ ШВИДКОХІДНИХ МАЛОГАБАРИТНИХ ДИЗЕЛІВ.....	7
3. НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МАЛОГАБАРИТНОГО ДВИГУНА 468А1 ДИЗЕЛЬ- ГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ.....	10
4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЯ 468А-1...	15
ВИСНОВКИ.....	25
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	27

ВСТУП

Необхідність підвищення техніко-економічних характеристик об'єктів бронетанкової техніки, насичення її споживачами електроенергії, потребує створення спеціальних енергоагрегатів. Основні вимоги до таких енергоагрегатів – малі габарити, надійність, достатня потужність, та незначна витрата палива.

Такі енергоагрегати створюються з двигунами, що мають примусове запалення, газотурбінними двигунами та дизелями. Найбільш ефективними для енергоагрегату за умовами виробництва і експлуатації є чотиритактні швидкохідні дизелі.

До швидкохідних дизелів відносять дизелі з робочим об'ємом циліндра $V_h = 0,5 \dots 0,8 \text{ дм}^3$ і частотою обертання колінчастого валу $n = 3000 \dots 4500 \text{ хв}^{-1}$. Такі дизелі мають широку сферу застосування в автомобільному транспорті, сільськогосподарській і дорожньо-будівельній техніці, енергоагрегатах систем автономного електроживлення об'єктів народногосподарського і спеціального призначення, складаючи вагому частину мобільної енергетики.

У даній роботі, що має практичне значення, дано аналіз, проведені дослідження та запропоновані шляхи щодо покращення енергетичних та економічних показників дизеля 468А-1 допоміжного енергоагрегату, який розроблено у ДП ХКБД. Цей двигун призначений для забезпечення електроенергією споживачів у бронетехніці при непрацюючому основному дизелі.

Максимальної потужності дизеля 468А-1 у складі дизель генераторної установки складає 11 кВт. Але вже зараз потрібна потужність двигуна допоміжного енергоагрегату бронетехніки сягає значень 15...16 кВт.

1 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДИЗЕЛЯ 468А-1

Допоміжні силові установки – енергоагрегати, що використовуються в сучасній бронетехніці з метою економії витрати палива і ресурсу основного двигуна, а також для забезпечення споживачів електроенергією при непрацюючому основному двигуні.

Сучасні двигуни допоміжної енергетичної установки бронетехніки (таблиця 1.1), мають максимальну потужність до 16...18 кВт.

Конструктивні параметри і основні показники допоміжних силових установок бронетехніки наведені в таблиці 1 [1].

Таблиця 1 - Характеристики допоміжних силових установок бронетехніки

Країна виробник	Транспортний засіб	Джерело енергії	Електрична потужність на клеммах генератора, кВт	Габарити (LxVxH), мм	Маса, кг	Витрата палива, кг/год	Займаний об'єм, м ³	Габаритна потужність, кВт/м ³	Питома потужність, кВт·кг
США	М-1	ГТД	10	1460x600x375	53	25	0,32	31,2	0,19
		дизель	5	720x660x645	50	4,0	0,3	16,7	0,10
Англія	Челенджер	дизель	16	1100x460x830	286	6,6	0,42	38	0,056
Німеччина	Леопард-2	ГТД	10		58	25	0,35	28,6	0,17
		дизель	10			4,4			
Росія	Т-80У	ГТД	18	930x410x290	82	27	0,11	163,6	0,22
	Т-90	ГТД	18	1795x572x272	110	27	0,28	64,3	0,16
	САУ "Мета"	ГТД	18	867x550x580	110	27	0,28	64,3	0,16
Китай	МВТ-2000	дизель	3		120	1,5	0,11	27,3	0,025
Україна	Т-84	дизель	8	1450x450x310	276	3,4	0,2	40	0,03
	"Оплот"	дизель	10	1300x495x315	250	3,8	0,2	50	0,04
	Т-72, Т-55	дизель	10	1300x550x260	250	3,8	0,19	53	0,04

Як джерело приводу генератора електричної енергії бронетехніки використовуються малолітражні чотиритактні дизелі або малорозмірні газотурбінні двигуни. Газотурбінні двигуни мають набагато гіршу економічність в порівнянні з поршневіми двигунами. Наприклад, дизельний двигун потужністю 8 кВт має витрата палива 3,4 ... 3,6 кг/год., а газотурбінний двигун тієї ж потужності - 18 кг/ год., тобто більше майже в 5 разів.

З аналізу умов роботи допоміжного дизельного двигуна бронетехніки, (як приклад у складі танка БМ "Оплот") в якості дизель-генераторної установки постійного струму для забезпечення електроенергією при непрацюючому основному дизелі, потрібна потужність внутрішніх споживачів постійно зростає. Це призводить до того, що двигун дизель-генераторної установки довгий час працює при потужності близької до максимальної, а це негативно впливає на показники надійності, економічності та екологічності.

На вітчизняній бронетехніці використовується чотиритактний дизельний двигун потужністю 11 кВт з питомою витратою палива (згідно до паспортних даних) на номінальному режимі 268 г/кВт год. Проте реальна потреба в забезпеченні електроживлення складає понад 12...13 кВт, а при умові забезпечення надійної роботи двигуна при тривалій експлуатації дизельний двигун повинен мати номінальну потужність не менш ніж 15...16 кВт.

Енергоустановка з дизелем 468А-1 використовується в якості автономного енергоагрегату для бронетехніки в стоянковому режимі [1] (при непрацюючій основній установці). Допоміжна енергетична установка має спільні з основною установкою систему живлення паливом і електричну систему. Системи охолодження і змазки – автономні. Управління пуском і режимами роботи здійснюється дистанційно з місця механіка-водія бронетехніки.

За умовами експлуатації дизель 468А-1 може працювати тривалий час і навіть цілодобово на режимах 60-80 % від номінальної потужності. Проте можливі випадки коли двигун працюватиме досить тривалий час, безперервно, при повній потужності.

Дизель 468А-1 є рядним, двоциліндровим, чотиритактним з безпосереднім впорскуванням палива, без наддуву, двоклапанною головкою моноблоку, рідинним охолодженням і з горизонтальним розташуванням циліндрів. Для таких дизелів із фіксованою частою обертання колінчастого валу до основного напрямку підвищення енергетичної, економічної та екологічної ефективності відносять в першу чергу удосконалення процесів сумішоутворення і згоряння [2].

Основні технічні показники дизеля 468А-1 наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Основні технічні показники дизеля 468А-1

Показник	Значення
Максимальна потужність, кВт	11,0
Частота обертання колінчастого валу дизеля при максимальній потужності, хв ⁻¹	4100±100
Витрата палива на режимі максимальної потужності, кг/год., не більше	3,8 ^{+0,2}
Число циліндрів	2
Розташування циліндрів	Рядне, горизонтальне
Діаметр циліндра, мм	79
Хід поршня, мм	78
Робочий об'єм, л	0,764
Ступінь стиску	20,5
Витрата масла на вигар, кг/год., не більш	0,09

2. ПРИНЦИПИ І НАПРЯМКИ ПОКРАЩЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ СУМІШОУТВОРЕННЯ ТА ЗГОРЯННЯ СУЧАСНИХ ЧОТИРИТАКТНИХ ШВИДКОХІДНИХ МАЛОГАБАРИТНИХ ДИЗЕЛІВ

Від організації сумішоутворення і згоряння в значній мірі залежать показники потужності, паливної економічності і токсичності викидів відпрацьованих газів дизеля. Сумішоутворення, являє собою процес взаємодії палива і окиснювача, що забезпечує заданий закон згоряння, залежить, крім властивостей палива і окиснювача, від енергії заряду і палива, що подаються за цикл в камеру згоряння (КЗ), форми КЗ, ступеня стиску, кількості і напрямку паливних струменів, та інших конструктивних елементів двигуна, що впливають на цей процес.

Розглянемо можливі способи впливу на сумішоутворення і згоряння швидкохідного дизеля.

Вибір способу сумішоутворення

Найбільш розповсюджені два основних способи сумішоутворення в дизелях: впорскування в розділену камеру згоряння і безпосереднє впорскування палива в камеру згоряння у поршні.

При впорскуванні в розділену камеру відбувається так зване розшарування заряду, коли на перших стадіях згорає збагачена суміш з утворенням значної кількості продуктів неповного згоряння і незначної кількості оксидів азоту (через нестачу окислювача). У заключних стадіях згоряння в основній камері різко зменшується кількість продуктів неповного згоряння практично без утворення оксидів азоту.

І, незважаючи на те, що екологічні показники двигунів з розділеною камерою можуть перевершувати аналогічні показники дизелів з безпосереднім уприскуванням, таке сумішоутворення не можна розглядати, як перспективне, по-перше, через більш високі затрати палива в експлуатації (на 10...20%), і по-друге, через те, що в даний час за рахунок інтенсифікації

подачі палива є можливість до істотного поліпшення екологічні показники дизелів з безпосереднім уприскуванням палива.

Вибір форми та оптимізація конструкції камери згоряння

Вибір форми та оптимізація конструкції камери згоряння є одним з основних шляхів впливу на сумішоутворення і згоряння для дизелів із безпосереднім вприскуванням палива, що в значній мірі визначає показники паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів (ВГ). В даний час в дизелях з безпосереднім уприскуванням палива застосовують відкриті камери згоряння для об'ємного сумішоутворення і напіввідкриті для об'ємно-плівкового сумішоутворення. Збільшення частки об'ємного сумішоутворення дозволяє зменшити кількість продуктів неповного згоряння, що утворюються та викидаються в навколишнє середовище із ВГ, а збільшення частки плівкового сумішоутворення – безпосередньо знизити викиди оксидів азоту.

Ступінь стиснення впливає на температуру і тиск заряду в циліндрі дизеля в кінці стиснення. Збільшення ступеня стиснення дозволяє прискорити підготовку паливо-повітряної суміші до згоряння. В результаті зростає термічний, а відповідно, і індикаторний ККД циклу, знижується викид продуктів неповного згоряння, і одночасно поліпшуються пускові якості дизеля.

Для поліпшення паливної економічності і показників токсичності дизелів за рахунок зниження втрат теплоти при згорянні знаходять **застосування конструкції теплоізольованих камер згоряння**, з покриттями або вставками, що володіють термічною стійкістю або каталітичним ефектом [2]. Застосування таких камер призводить до зростання індикаторного ККД при більш повному згорянню палива та термічного ККД двигуна і збільшення енергії ВГ, яка ефективно може бути використана, наприклад, в газовій турбіні.

Інтенсифікація параметрів подачі палива

Новий рівень паливно-екологічних показників швидкохідних дизелів з безпосереднім уприскуванням палива досягнуто виключно за рахунок

вдосконалення сумішоутворення і згоряння, в організації якого основна роль відводиться паливоподаючій апаратурі [2,3].

Зниження викидів продуктів неповного згоряння палива і оксидів азоту безпосередньо пов'язано з регулюванням і інтенсифікацією подачі палива. Від цих же факторів залежить і паливна економічність двигуна.

Поліпшення показників повітропостачання

Утворення шкідливих речовин при згорянні обумовлюється неоднорідністю розподілу палива і температур в камері згоряння. Зазначена неоднорідність в значній мірі залежить від кількості повітря, що надійшло в циліндр і його газодинамічних характеристик.

При розробці і доведенні сумішоутворення і згоряння, як правило, намагаються забезпечити максимальне наповнення циліндрів свіжим зарядом і за рахунок цього збільшити максимальний середній ефективний тиск.

Для обґрунтування напрямку покращення організації процесів сумішоутворення та згоряння було виконано аналіз техніко-економічних показників чотиритактних рядних швидкохідних дизелів. В якості об'єктів аналізу обрані дизелі без наддуву, що випускаються різними фірмами-виробниками (VAZ, VW, Skoda, SEAT, Toyota, Tempo, Nissan, Mitsubishi, Mercedes-Benz, Mazda та інш.), і мають близький за значенням літраж щодо двигуна 468A-1 [3,4,5].

З аналізу визначено – літрова потужність сучасних чотиритактних швидкохідних дизелів лежить в широкому діапазоні значень 11,5...36 кВт/л, середнє значення цього показника для 62 розглянутих двигунів становить 24,37 кВт/л, середній ефективний тиск – 0,67 МПа.

Для дизеля 468A-1 ці значення становить відповідно 18,8 кВт/л та 0,51 МПа, тобто існують резерви для їх підвищення.

Номінальна частота обертання колінчастого валу для більшості розглянутих дизелів становить 4000...4500 хв⁻¹. Оскільки ці двигуни без

наддуву, їх ступінь стиску є відносно високою та становить 18,4...23,5, що відповідає значенню цього параметра для дизеля 468А-1 ($\epsilon = 20,5$).

Щодо типу камери згоряння, то більшість розглянутих дизелів мають нерозділену камеру згоряння, і лише 13 з 62 мають розділену камеру згоряння.

Враховуючи те, що вплив на енергію заряду і палива, що подаються за цикл в камеру згоряння потребують суттєвих змін в конструкції дизеля, в якості основного напрямку покращення організації процесу сумішоутворення та згоряння дизеля 468А-1 було обрано обґрунтування вибору форми нерозділеної камери згоряння.

3. НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МАЛОГАБАРИТНОГО ДВИГУНА 468А1 ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ

Для забезпечення рівномірного розподілу паливних факелів в об'ємі камери згоряння і поліпшення використання повітряного заряду для дизеля 468А-1 з двоклапанною головкою моноблоку застосована схема організації сумішоутворення з п'ятьма розпилюючими отворами з корекцією орієнтації паливних струменів по глибині камери згоряння.

Схема організації сумішоутворення дизеля 468А-1 показана на Рисунок 11, ескіз напрямку струменів розпилювача форсунки – на рисунку 2.

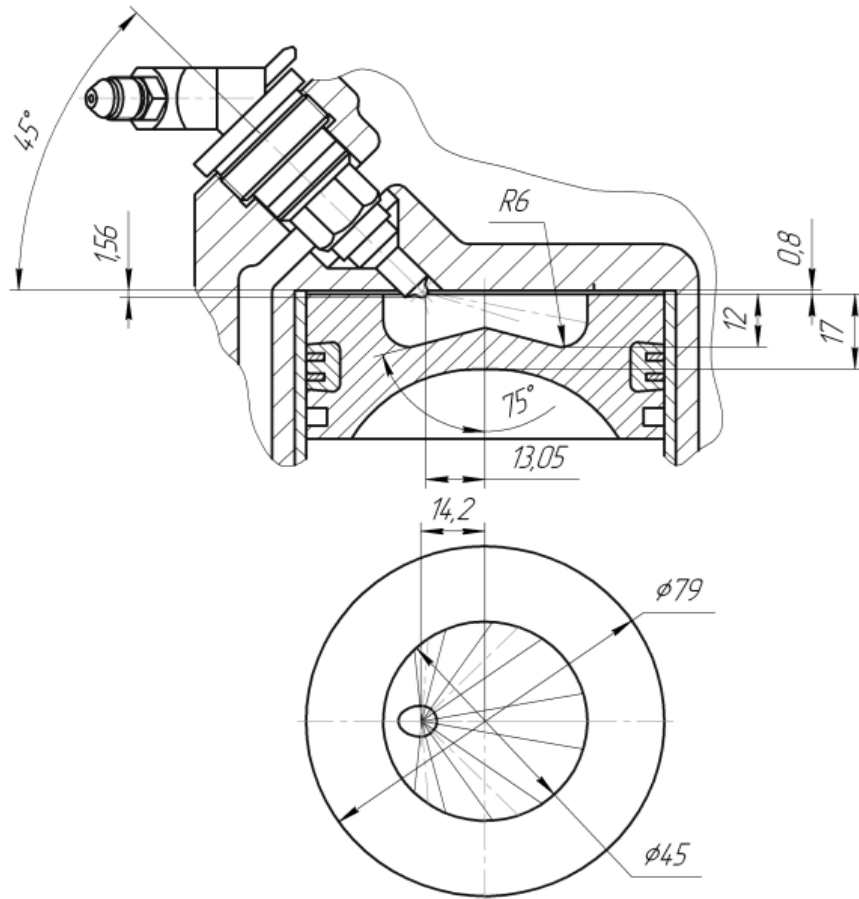
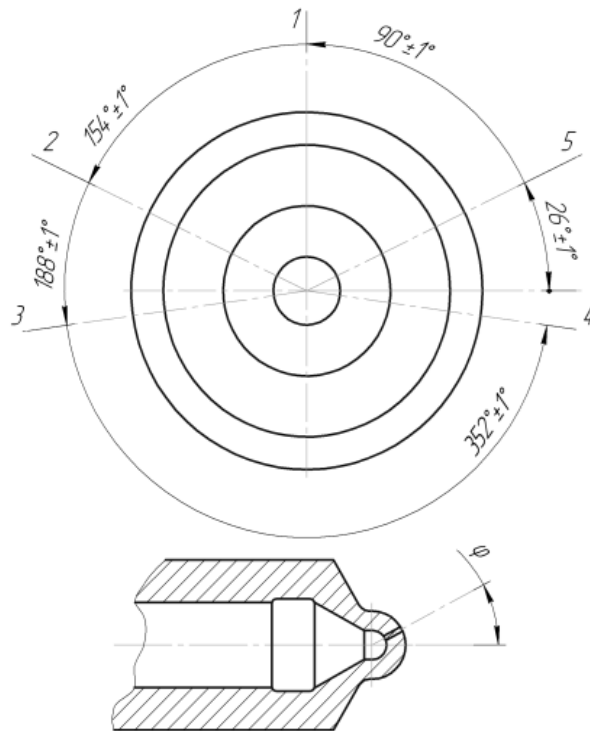


Рисунок 1 – Схема розташування форсунки і циліндра двигуна 468А-1



Номер отвору	1	2	3	4	5
φ, град.	34° _{-3°}	50° _{-3°}	76° _{-3°}	76° _{-3°}	50° _{-3°}

Рисунок 2 – Ескіз напрямку струменів розпилювача форсунки

Таке взаємне розташування камери згоряння і форсунки обмежує можливість подальшого поліпшення паливної економічності і зниження токсичності відпрацьованих газів, оскільки довжини паливних струменів, зміряні від носика розпилювача до бічної стінки камери згоряння, мають різні значення і не забезпечують рівні умови для сумішоутворення. При впорскуванні на стінці камери згоряння скупчується значна кількість палива, подана струменями, що мають меншу довжину.

Проведений аналіз конструктивних заходів покращення показників двигуна 468А-1, що запропоновані в ДП «ХКБД» та кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» показали, що підвищення ефективності згоряння і поліпшення параметрів робочого процесу можливо за рахунок удосконалення сумішоутворення. У ході цих досліджень було запропоновано дві камери згоряння для двигуна 468 А-1:

- камера згоряння типу «Гесельмана», що запропонована в ДП ХКБД [1], (Рис. 3):
- камера згоряння, що запропонована на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» (Рис 4).

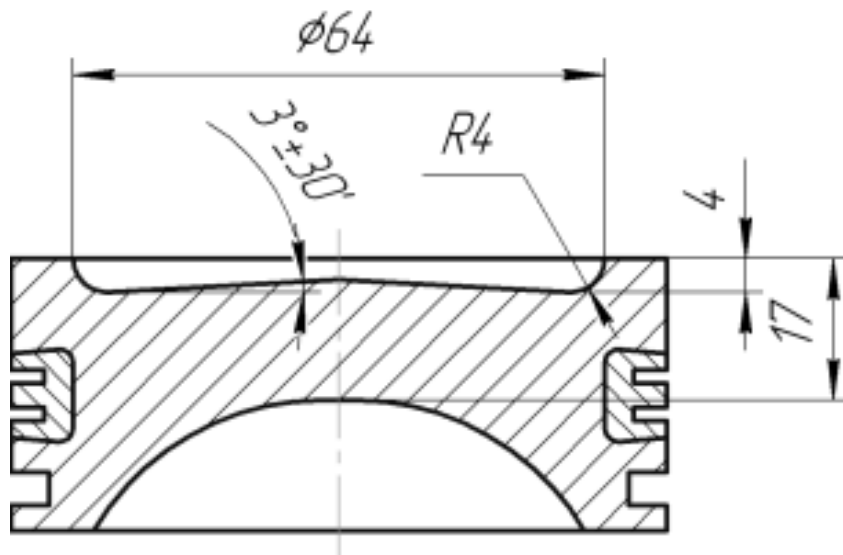


Рисунок. 3 – Варіант відкритої камери згоряння для дизеля 468А-1 типу «Гессельман».

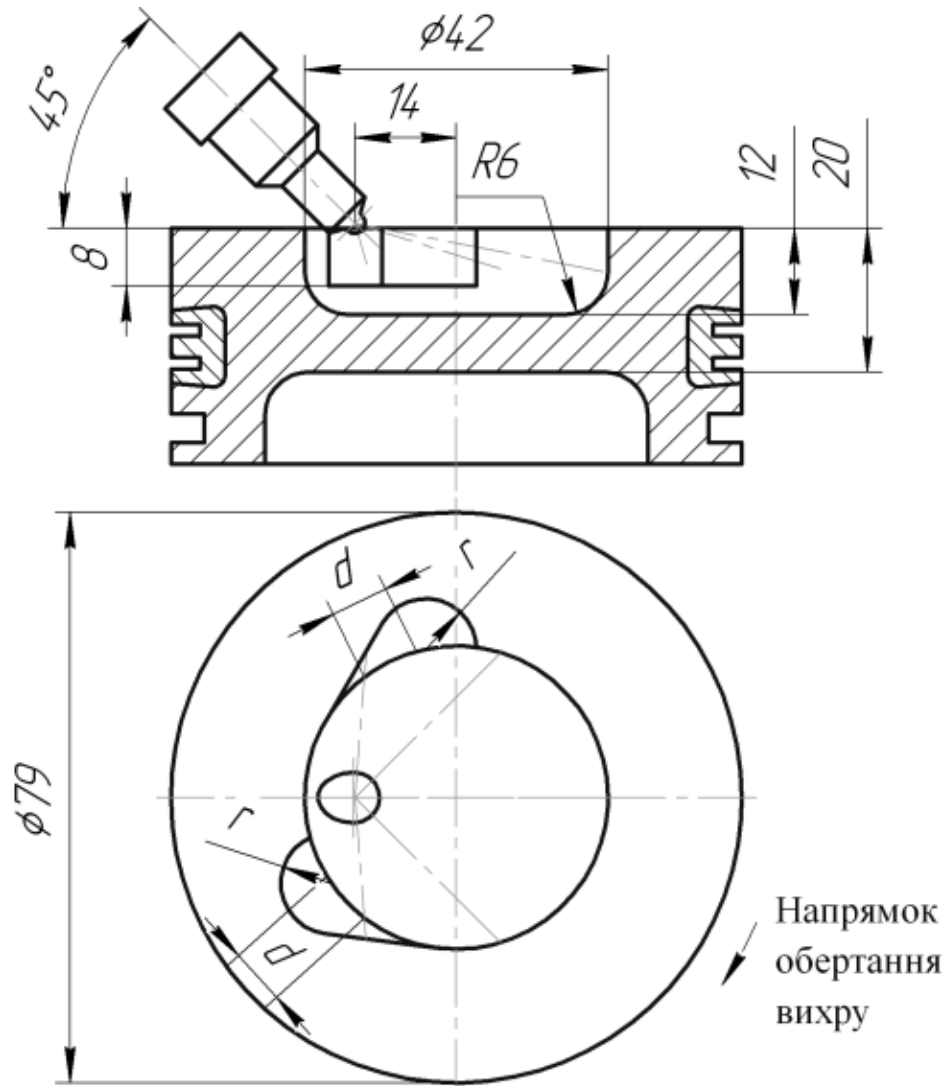


Рисунок. 3 – Варіант камери згоряння для дизеля 468А-1 з турбулізаторами, що запропонована на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП».

Дійсно, запропоновані варіанти камер згоряння можуть позитивно впливати на процес сумішоутворення та, як наслідок, підвищити паливну економічність, знизити токсичність і димність відпрацьованих газів. Проте обидва варіанти камер згоряння мають свої недоліки:

– для забезпечення якісного сумішоутворення із камерами згоряння типу «Гесельман» потрібно значно підвищувати тиск впорскування палива для того, щоб зменшити контакт палива зі стінкою камери згоряння та забезпечувати рівномірність паливних струменів (розтушування форсунки практично без нахилу та по центру камери).

– камера згоряння, що запропонована на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» не є технологічною, оскільки виготовлення локальних турбулізаторів потребує додаткових і складних технологічних операцій.

Таким чином, при виборі форми КЗ, а також її розташування відносно осі циліндра, крім енергії заряду і палива, що подаються за цикл, необхідно враховувати місце розташування форсунки, кількості отворів розпилювача, режими роботи дизеля. В даному випадку режими роботи дизеля при постійному значенні частоти обертання колінчастого валу, визначаються тільки зміною навантаження.

Основні труднощі в організації сумішоутворення дизеля 468А-1 пов'язані із розміщенням форсунки, яка зміщена відносно щодо осі КЗ на 14 мм і має нахил до неї 45° , внаслідок чого доводиться застосовувати розпилювачі палива з несиметричним розташуванням отворів, паливні струмені мають різні гідравлічні характеристики, та знаходяться у аеродинамічних умовах, що суттєво відрізняються.

В цей час за результатами виконаних у ДП ХКБД досліджень для дизеля 468А-1 встановлюється КЗ типу «Гессельман», яка може позитивно впливати на якість сумішоутворення тільки при умовах значного підвищення тиску впорскування палива, наявності не менш ніж 6-ти отворів розпилювача, зменшення або мінімального контакту палива, що розпилюється із стінками КЗ. Забезпечити такі умови без суттєвих змін в конструкції дизеля неможливо.

З огляду на визначені недоліки та особливості організації процесів сумішоутворення та згоряння в даній роботі запропонована нова камера згоряння, що забезпечує покращення технічних характеристик дизеля 468А-1.

Для оцінки показників дизеля 468А-1 проведено розрахунково-експериментальне дослідження з використанням програми ДИЗЕЛЬ-РК [6].

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЯ 468А-1

Налаштування математичної моделі для проведення розрахункових досліджень проводилося з використанням конструктивних параметрів, характеристики паливоподачі та експериментальних даних випробувань дизеля 468А-1. За результатами проведених розрахунків робочого процесу на режимі максимальної потужності одержано інтегральна та диференціальна характеристики тепловиділення (вони наведені на рис. 4 і 5) та індикаторна діаграма дизеля (рис.6).

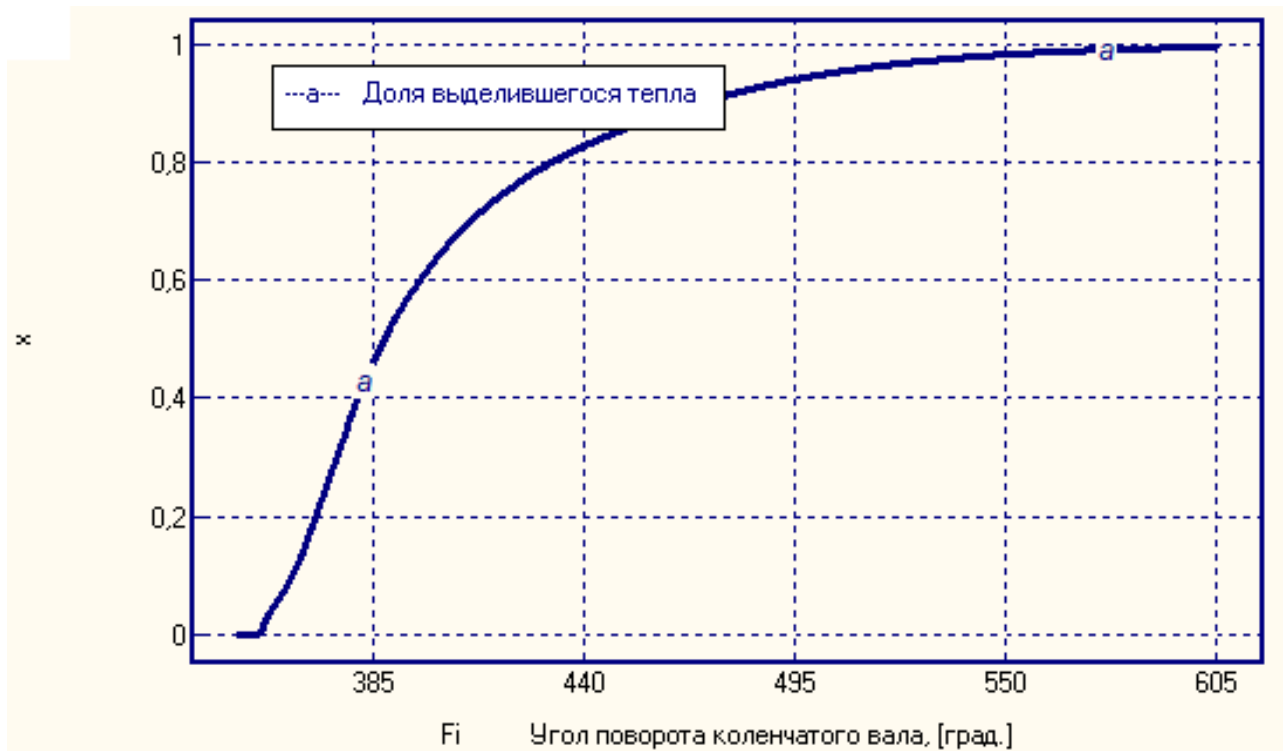


Рисунок 4 – Інтегральна характеристики тепловиділення дизеля 468А-1

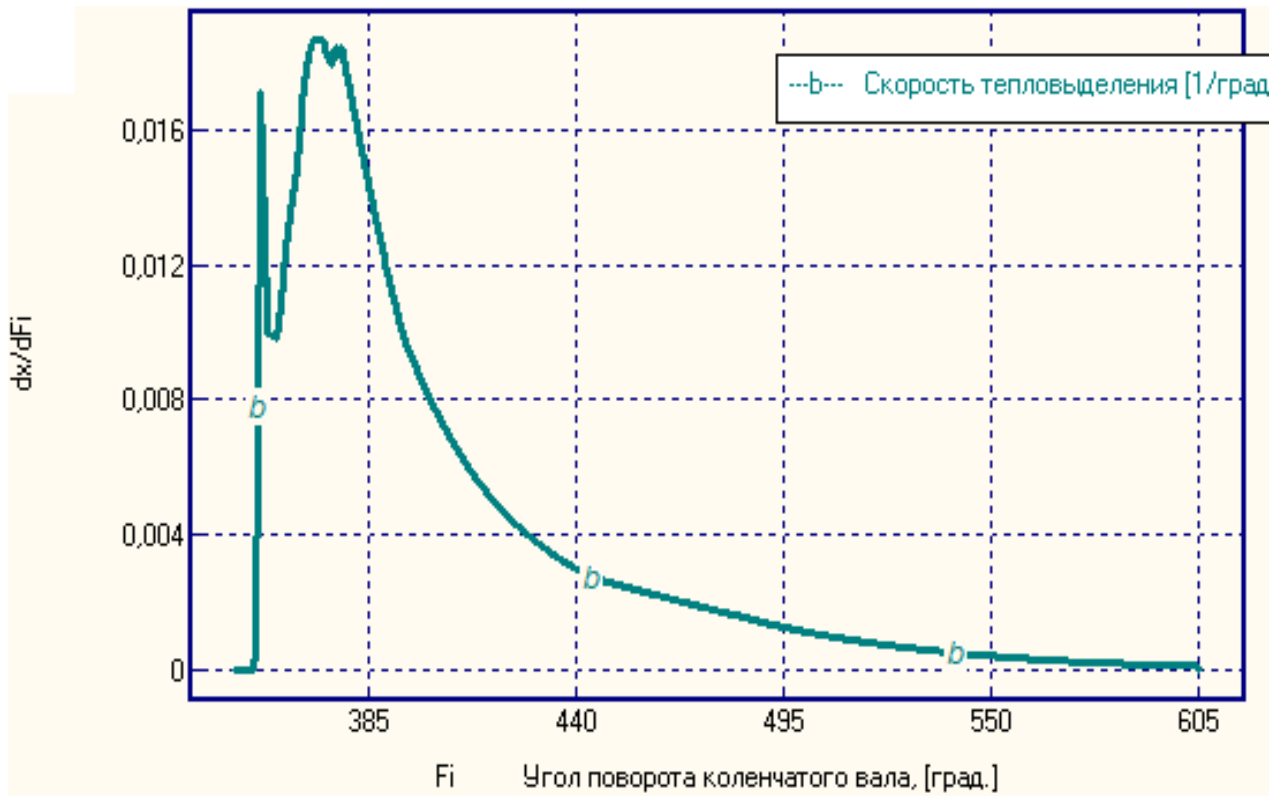


Рисунок 5 – Интегральна характеристики тепловиділення дизеля 468А-1

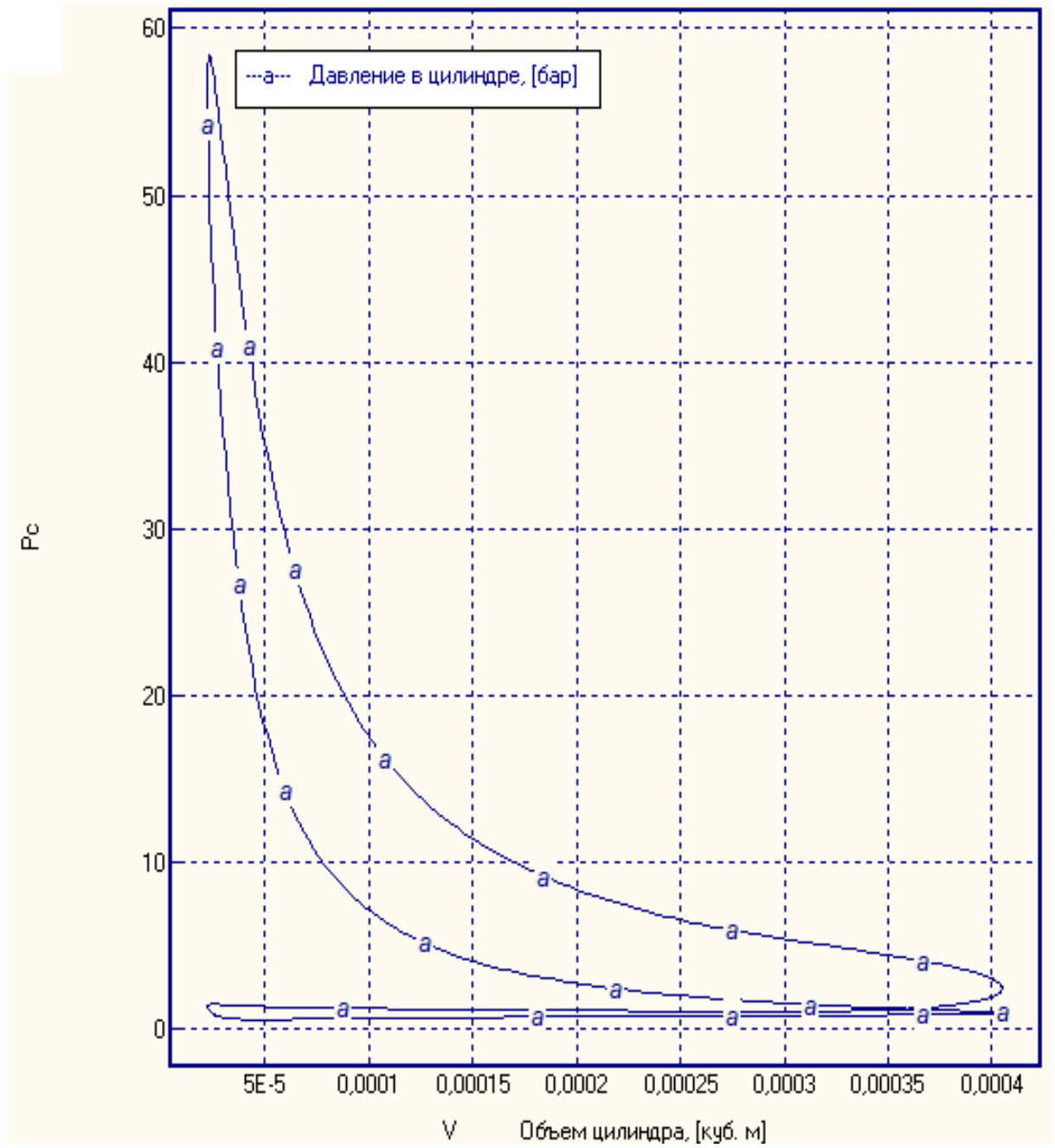


Рисунок 6 – Індикаторна діаграма дизеля 468А-1

Форма камери згоряння в поршні дизеля 468А-1, виходячи із креслень поршня, була задана за 16 точками (рис.6.).

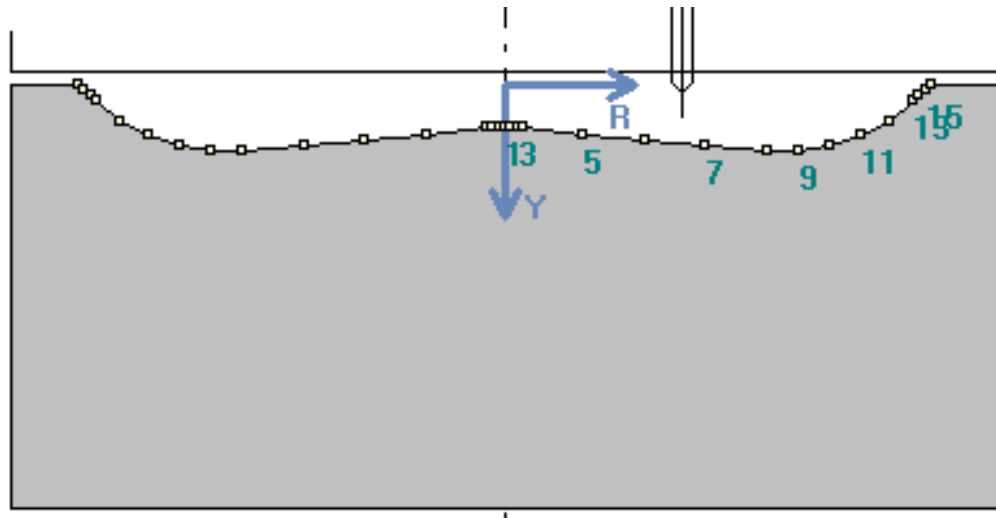


Рисунок 7 – Розташування точок, що характеризують форму камери згоряння

З метою визначення раціонального профілю камери згоряння для дизеля 468А-1 було виконано серія розрахунково-експериментальних досліджень робочого процесу дизеля при циклової подачі, що відповідає максимальній потужності і частоті обертання колінчастого волю $n = 4100 \text{ хв}^{-1}$ для варіантів поршнів з різною формою камер згоряння.

Ці камери згоряння забезпечують різні умови розвитку паливних факелів, різні умови розподілу повітря по зонах камери згоряння, відповідно, різні індикаторні, ефективні, динамічні, термічні на екологічні показники, та можуть бути застосовані на дизелі 468А-1.

Типи камер згоряння, що досліджувалися наведені на рис. 8. Результати розрахунково-експериментальних досліджень, виконаних з використанням налаштованої математичної моделі ДИЗЕЛЬ-РК представлені в табл. 3

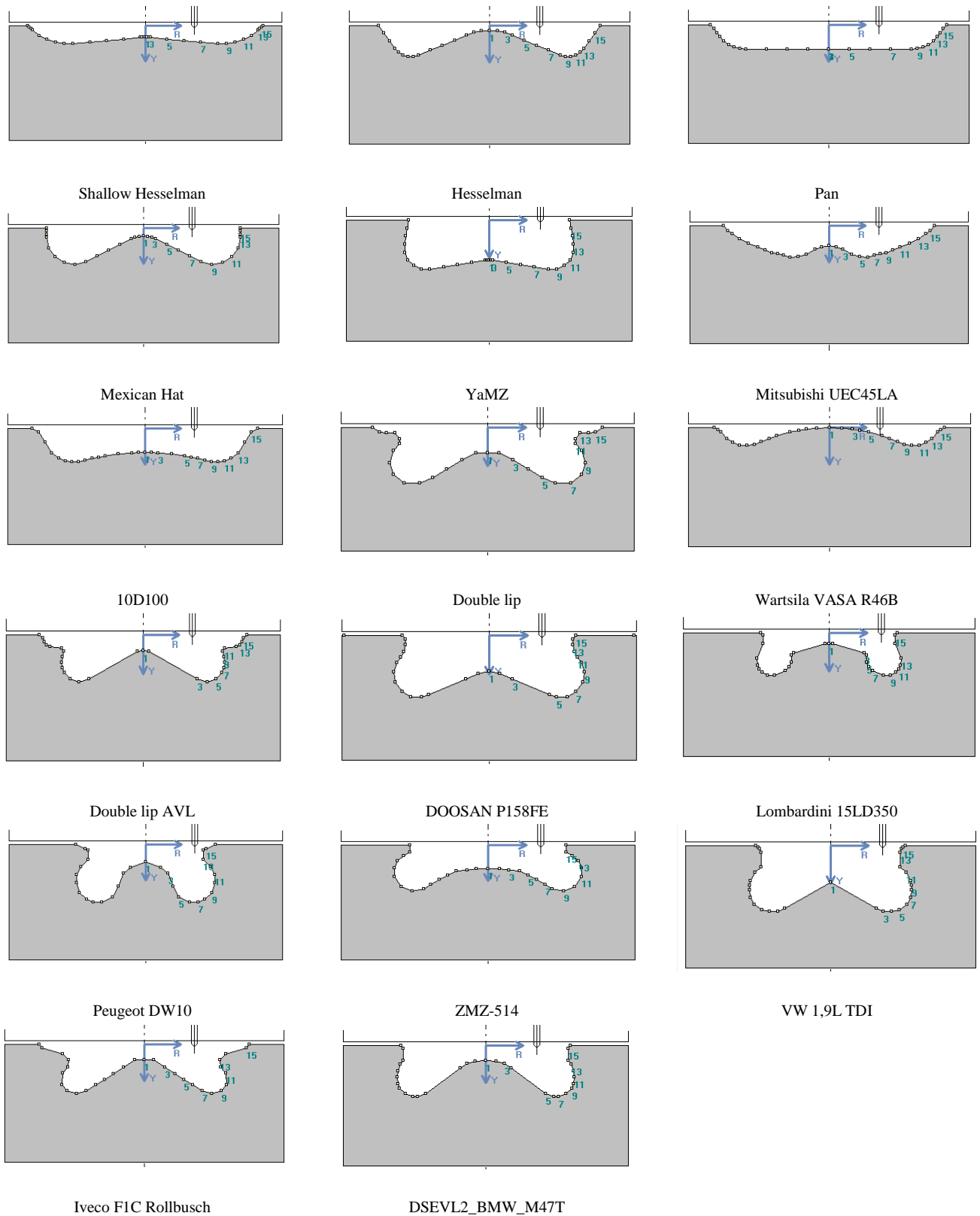


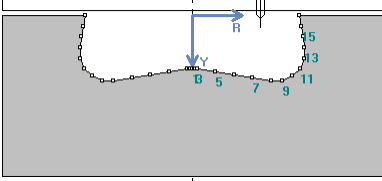
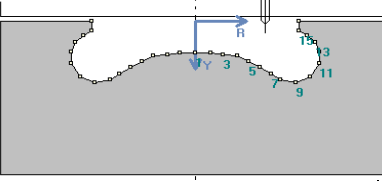
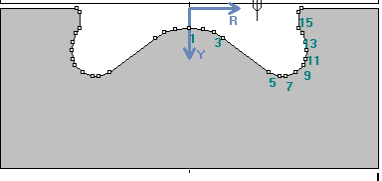
Рисунок 8 – Типи камер згорання, що досліджувалися

Серед досліджуваних камер згорання найкращі показники одержано із камерами згорання типів: YaMZ, ZMZ-514 та DSEVL2_BMW_M47T. Координати точок, що утворюють КЗ для цих камер наведені в таблиці 4.

Таблиця 3 – Результати розрахунково-експериментального дослідження впливу типу камери згоряння на показники дизеля 468А-1

Параметр	Значення																
	Shallow Hesselman	Hesselman	Pan	Mexican Hat	YaMZ	Mitsubishi UEC45 LA	10D100	Doublelip	Wartsila VASA R46B	Doublelip AVL	DOOSAN P158FE	Lombardini 15LD350	Peugeot DW10	ZMZ-514	VW 1,9L TDI	Iveco FIC Rollbusch	DSEVL 2_BMW_M47T
Тип камери згоряння																	
Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100	4100
Потужність, кВт	12,6	15,3	15,3	15,9	16,3	14,1	16,0	15,9	14,5	15,7	15,3	14,6	15,2	16,5	15,6	15,4	16,2
Середній ефективний тиск, бар	4,3	5,8	5,9	6,0	6,2	5,4	6,1	6,1	5,5	6,0	5,3	5,5	5,3	6,3	6,0	5,9	6,2
Питома ефективна витрата палива, кг / (кВт * год)	0,356	0,293	0,292	0,281	0,274	0,316	0,278	0,280	0,309	0,285	0,292	0,306	0,294	0,271	0,286	0,289	0,275
Ефективний ККД	0,238	0,240	0,290	0,302	0,309	0,268	0,305	0,302	0,275	0,298	0,240	0,276	0,288	0,313	0,296	0,293	0,308
Середній індикаторний тиск, бар	7,0	8,0	8,0	8,3	3,4	7,6	8,3	8,3	7,7	8,1	8,0	7,7	8,0	3,5	8,2	3,0	3,3
Індикаторний ККД	0,343	0,397	0,393	0,410	0,418	0,375	0,413	0,411	0,331	0,406	0,397	0,384	0,395	0,422	0,404	0,400	0,416
Коеф. надлишку повітря сумарний	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48
Макс. тиск циклу, МПа	5,8	6,4	6,5	6,6	6,9	6,5	6,7	6,8	5,9	6,7	6,5	6,4	6,5	7,0	6,7	6,6	6,8
Макс. температура циклу, К	1521	1707	1715,1	1762,2	1796,8	1621,7	1772,2	1758,6	1653,8	1738	1699,8	1650,3	1700,1	1816,8	1735,3	1714,8	1787,5
Макс. швидк. наростання тиску, бар / град	1,5	1,5	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,4	1,6	1,6	1,6	1,6	1,7	1,6	1,6	1,6
Вихрове число у КЗ в ВМТ	1,8	2,0	1,8	2,3	3,2	2,1	1,9	2,0	1,9	2,1	1,4	4,3	3,8	3,6	3,7	2,1	3,0
Макс. швидкість вихору в КЗ на радіусі R = 25, м/с	26,84	25,95	27,93	26,03	32,05	32,29	29,58	31,86	24,12	32,02	43,94	31,11	30,25	35,11	33,96	33,78	28,54
Емісія диму за шкалою Хартрідж	84,64	71,94	70,37	65,65	60,80	77,67	63,92	65,08	78,48	67,55	71,40	76,53	72,60	58,08	68,21	69,85	61,87
Емісія диму за шкалою Бош	5,75	5,01	4,93	4,70	4,46	5,32	4,62	4,67	5,37	4,79	4,98	5,26	5,05	4,33	4,82	4,90	4,52
Емісія твердих частинок, г / (кВт * год)	3,27	2,11	2,05	1,82	1,63	2,53	1,75	1,80	2,51	1,90	2,09	2,40	2,15	1,54	1,93	2,01	1,67
Емісія діоксиду вуглецю, г / (кВт * год)	1148	942,67	939,72	903,83	882,85	1019	895,65	902,79	994,2	916,85	942,2	987,39	947,73	871,62	921,51	932,75	886,77
Концентр. вологих NOx, л / млн	0,31	1,16	1,10	1,71	2,29	0,75	1,91	1,84	0,70	1,58	1,26	0,87	1,11	2,72	1,50	1,39	2,19
Емісія NOx привед. до NO, г / (кВт * год)	0,0026	0,0080	0,0076	0,0114	0,0149	0,0056	0,0126	0,0122	0,0051	0,0107	0,0087	0,0063	0,0077	0,0175	0,0102	0,0095	0,0143
Комплекс сумарної емісії NOx і PM	10,91	7,04	6,82	6,06	5,45	8,44	5,84	6,00	8,36	6,34	6,98	8,01	7,15	5,12	6,43	6,71	5,58

Таблиця 4 – Координати точок, що утворюють КЗ

№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	 <p>YaMZ</p>
R(мм)	0,00	1,00	1,00	1,00	4,83	8,69	12,54	16,39	
Y(мм)	10,94	10,95	10,97	11,02	11,65	12,28	12,90	13,53	
№ точки	9	10	11	12	13	14	15	16	
R(мм)	18,68	20,78	22,39	23,3	23,38	23,03	22,68	22,23	
Y(мм)	13,47	12,57	10,96	8,87	6,58	4,39	2,19	0,00	
№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	 <p>ZMZ-514</p>
R(мм)	0	3,12	5,61	8,52	10,81	13,1	15,38	17,26	
Y(мм)	6,86	6,86	7,28	7,48	8,73	9,98	11,43	12,68	
№ точки	9	10	11	12	13	14	15	16	
R(мм)	20,37	23,28	25,16	25,16	24,32	22,66	21,00	21,00	
Y(мм)	13,31	12,06	9,15	6,65	4,57	3,12	2,08	0	
№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	 <p>DSEVL2_BMW_M47T</p>
R(мм)	0,00	2,82	5,10	7,16	16,69	18,86	20,15	22,21	
Y(мм)	4,10	4,43	5,08	6,15	13,28	14,04	14,04	13,39	
№ точки	9	10	11	12	13	14	15	16	
R(мм)	23,84	24,39	24,60	24,39	23,62	22,86	22,86	23,41	
Y(мм)	11,77	10,69	8,75	7,13	5,29	4,21	0,76	0,00	

Порівняльні результати виконаного дослідження за показниками потужності і ефективної витрати палива ілюструє графік (рис. 8).

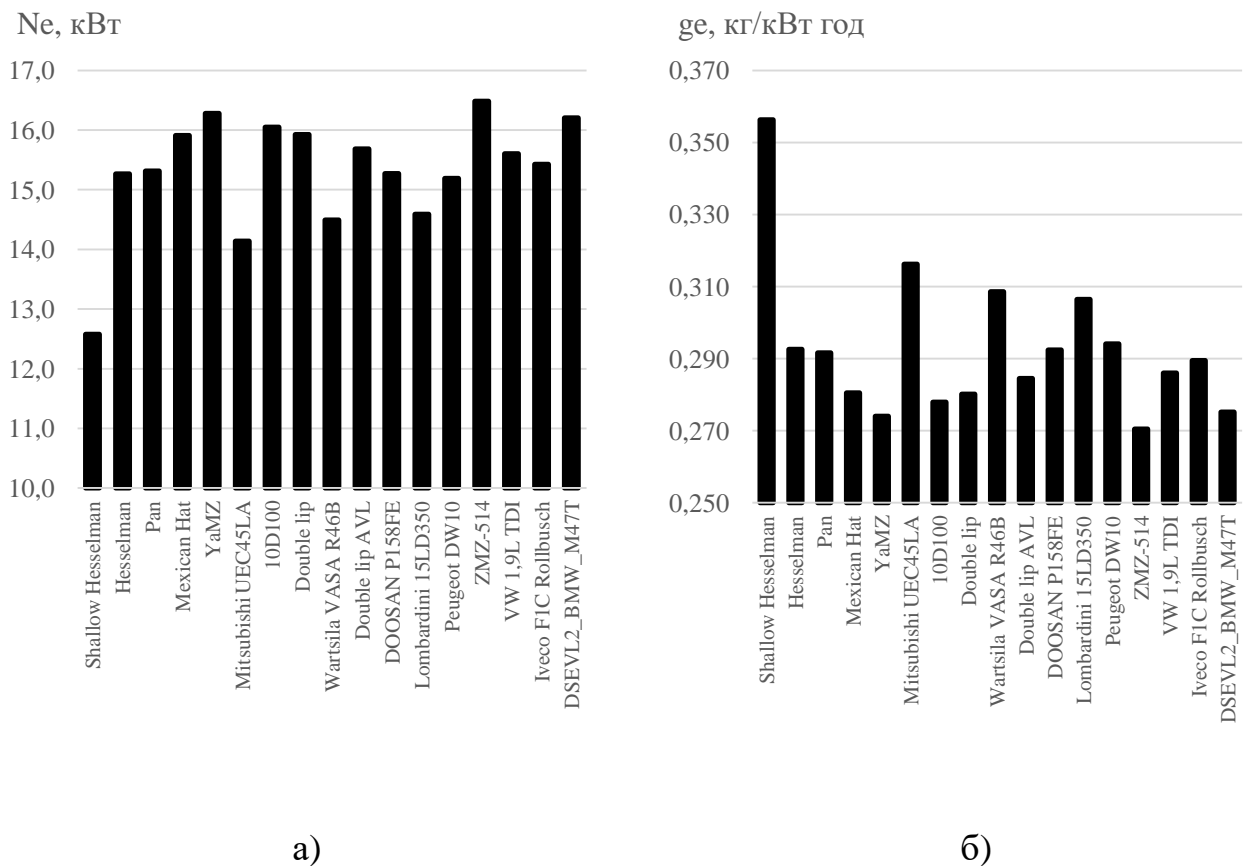


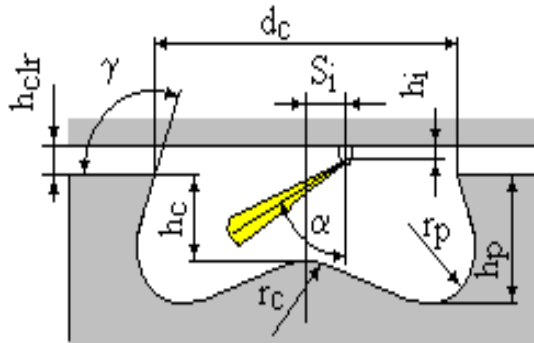
Рисунок 9 – Потужність (а) та ефективна витрата палива (б) двигуна 468А-1 при використанні різних типів камер згорання

З використанням означених камер (таблиця 4) досягаються найкращі результати паливної економічності дизеля 468А-1.

Так, наприклад, при застосуванні камери згорання типу ZMZ-514 ефективна витрата палива дизелем 468А-1 досягає 271 г/кВт год, що на 85 г/кВт год менше ніж у базовому варіанті. Крім того, потужність дизеля збільшується майже на 4 кВт, тобто на 31 %. Максимальний тиск циклу також зростає до 7,0 МПа.

З урахуванням результатів розрахункового дослідження, аналізу форм КЗ швидкохідних дизелів та оптимізації напрямків паливних струменів для

дизеля 468А-1 шляхом послідовних уточнень запропоновано камера згорання (рис.10).



Внешний диаметр камеры сгорания, d_c , [мм]	46
Дно камеры сгорания	
<input type="radio"/> Плоское	<input checked="" type="radio"/> Неплоское
Глубина камеры сгорания в центре, h_c , [мм]	4,3
Радиус скругления в центре камеры сгорания, r_c , [мм]	4,6
Глубина камеры сгорания на периферии, h_p , [мм]	12,3
Радиус скругления на периферии, r_p , [мм]	5
Угол наклона образующей к плоскости поршня, γ , [градусы]	120
Надпоршневой зазор, h_{clr} , [мм]	1

Рисунок 10 – Форма та параметри камери згорання, що рекомендована для дизеля 468А-1

У запропонованій камері згорання бокова стінка має незначний нахил (менш ніж у камері згорання типу ЦНИДИ), але при високій швидкості поршня для покращення сумішоутворювання буде створюватися осьова турбулізація заряду. Для забезпечення участі у сумішоутворенні і згорання максимальної кількості повітря у днищі камери виконано виступ.

Така камера згоряння у сукупності із уточненням кута випередження палива, та організації помірною тангенціального руху повітряного заряду дозволяє збільшити потужність дизеля з 12,6 кВт до 16,8 кВт (на 33%) та зменшити питому ефективну витрату палива на 26 %. Щоб досягти таких показників згідно отриманих результатів розрахунку вихрове відношення в КЗ в ВМТ повинно бути близько 1,8-2, Тиск впорскування палива повинен бути не менш ніж 52 МПа. Проте треба мати на увазі, що при цьому максимальний тиск циклу може підвищитися до 10%.

ВИСНОВКИ

В даній роботі на основі виконаного аналізу особливостей конструкції швидкохідного дизеля 468А-1 допоміжного енергоагрегату, узагальнення основних конструктивних параметрів та особливостей організації сумішоутворення допоміжних енергетичних установок бронетехніки, запропоновані шляхи щодо оптимізації його енергетичних та економічних показників. В якості об'єкта оптимізації обґрунтовано вибір форми камери згоряння

1. Проаналізовано результати виконаних досліджень з підвищення ефективності дизеля 468А-1, що проведені на ДП «ХКБД». Ці дослідження показали, що забезпечення прийнятних економічних та екологічних показників, 20...25% запасу по потужності, потребує реалізації конструктивних заходів, що направлені на удосконалення сумішоутворення при впровадженні форми камери згоряння типу «Гессельман».

2. Розроблена на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» камера згоряння для дизеля 468А-1 із забезпеченням локальної турбулізації повітряного заряду дозволяє підвищити паливну економічність, знизити токсичність і димність відпрацьованих газів, однак є нетехнологічною при виготовленні.

3. Проведено аналіз камер згоряння різних форм використовуваних в сучасних високооборотних дизелях, що можуть бути застосовані в дизелі 468А-1 та обрані варіанти для дослідження.

4. З використанням програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК для проведення досліджень була розроблена та ідентифікована математична модель робочого процесу дизеля 468А-1, що дозволяє визначити вплив конструктивних параметрів на показники двигуна.

5. Для вихідного варіанту поршня з камерою згоряння «Гессельман» на номінальному режимі $n=4100 \text{ хв}^{-1}$ отримано: потужність $N_e=12,6 \text{ кВт}$, ефективний ККД $\eta_e=0,238$ питома ефективна витрата палива $g_e=356 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, максимальний тиск циклу $P_z=5,8 \text{ МПа}$, що є близькими до параметрів дослідного двигуна 468А-1.

6. Проаналізовано вплив кут випередження та тривалість впорскування палива на техніко-економічні показники дизеля 468А-1 та утворення шкідливих речовин в циліндрі. Досліджено вплив вихрового відношення на показники дизеля 468А-1. Згідно отриманих результатів розрахунку вихрове відношення в КЗ в ВМТ повинно бути близько 1,8-2. Досліджено вплив максимального тиску впорскування палива, який для забезпечення мінімальної питомої ефективної витрати палива та максимальної потужності повинен бути не менш ніж 52,2 МПа.

7. За результатами проведеного дослідження визначено типи форм камери згоряння, що дозволяють забезпечити найкращі енергетичні і економічні показники дизеля та розроблена конструкція камери згоряння, яка при оптимізації напрямків паливних струменів, вихрового відношення у циліндрі дизеля, максимального тиску впорскування палива забезпечити для дизеля 468А-1 максимальну потужність 16,8 кВт (збільшити на у порівнянні із вихідним варіантом на 33%) та питому ефективну витрату палива 264 г/кВт год (зменшити питому ефективну витрату палива на 26%).

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Алёхин, С.А. Перспективная вспомогательная силовая установка наземного транспортного средства / Алёхин С.А., Попов Г.К., Салтовский В.В. // Научный журнал НТУ "ХПИ" : Двигатели внутреннего сгорания №1 - НТУ "ХПИ", 2008. - ISBN 0419-8719.
2. И.В. Парсаданов Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. - Харьков: Изд. центр НТУ «ХПИ», 2003.- 244с.
3. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Э. Драган и др. Под ред. В.С. Панова и А.М. Минеева. - Г., НИЦ «Инженер», 2000. 332с.: с ил.
4. Девянин С.Н., Марков В.А. и др. Камеры сгорания с повышенной энергией смесеобразования // Автомобильная промышленность. - 2006.- №1. – с. 11-15.
5. Абрамчук, Ф.И. Анализ камер сгорания, используемых в современных высокооборотных автомобильных дизельных двигателях / Ф.И. Абрамчук, А.И. Воронков, С.И. Отченашко // Автомобильный транспорт. - 2008, № 22. – с.
6. Кулешов А.С., Грехов Л.В. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.