

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»

в.о. зав. кафедрою *Б. Боднар* Б.Є. Боднар

« 10 » 12 2021 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»

Спеціалізація «Локомотиви та локомотивне господарство»

**ПОЛПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВИЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВОК**

**IMPROVING THE TECHNICAL, ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL
PERFORMANCE OF DIESEL POWER PLANTS**

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Керівник дипломного проекту *Б. Боднар* Б.Є. Боднар

Нормоконтролер *М. Колодій* Л.В. Колодій

Виконавець: студент

групи ЛГ2021

Student

І. Півовар І.М. Півовар

І. Півовар І.М. Pivovar

РЕФЕРАТ

Дипломна магістерська робота на тему «Поліпшення техніко-економічних та екологічних показників тепловозних силових енергетичних установок» загальним обсягом 6 плакатів та 82 аркуші розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 4 розділів. Робота містить 46 ілюстрацій, 5 таблиць та список літературних джерел з 37 найменувань.

Об'єкт дослідження – 4-тактний дизельний двигун Д49 потужністю 2250 кВт. Предмет дослідження – режими роботи тепловозної силової установки. Мета магістерської дипломної роботи – поліпшення техніко-економічних та екологічних показників дизеля за рахунок покращення якості робочого процесу. Для досягнення мети поставлені такі задачі: провести огляд будови та технічних характеристик дизеля; виконати аналіз діаграм та робочого процесу дизеля Д49; проаналізувати будову та роботу паливної системи; розробити модернізовану паливну систему та допоміжних підсистем керування робочим процесом; провести моделювання роботи дизеля з модернізованою системою; порівняти результати моделювання з паспортними даними дизеля Д49; економічно обґрунтувати розробку.

Згідно розглянутої системи common rail diesel injection розроблено складові частини, адаптовані до дизельного двигуна типу Д49 – паливний насос високого тиску в моновиконанні, форсунка, система електронного управління подачею палива. Для перевірки актуальності розробленої системи проведено вибір математичної моделі дизельного 4-тактного двигуна. Проведено розрахунки для масиву вихідних даних – частоти обертання $350 \div 1000 \text{ хв}^{-1}$; кута випередження подачі палива $1^\circ \div 25^\circ$; циклової подачі палива $0,5 \div 1 \text{ гр}$. За результатами розрахунків побудовано відповідні залежності та визначено оптимальні значення кута випередження подачі палива залежно від частоти обертання.

Ключовими словами в дипломній магістерській роботі є: ДИЗЕЛЬ, СИЛОВА ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВКА, ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ, ЕКОЛОГІЧНІСТЬ, КУТ ВИПЕРЕДЖЕННЯ, ВПРИСК, ЕФЕКТИВНІСТЬ.

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						4
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ НАПРЯМІВ ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНІКО- ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК	5
1.1 Поліпшення екологічних показників дизелів	5
1.2 Зниження механічних втрат у дизелях	8
1.3 Підвищення ефективності процесу наддува дизелів.....	12
1.4 Підвищення ефективності систем паливopідготовки	16
1.5 Поліпшення показників роботи дизелів за рахунок використання альтернативних видів палива	19
2 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ	22
2.1 Огляд паливної системи common rail diesel injection	22
2.2 Будова та принцип роботи паливного насосу високого тиску з електронним електричним клапаном дозування палива.....	24
2.3 Конструкція акумулятора палива та клапана регулювання тиску	28
2.4 Робота форсунки з електронним приводом	30
2.5 Система впорскування палива під високим тиском з електронним управлінням.....	39
3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ Д49 З МОДЕРНІЗОВАНОЮ ПАЛИВНОЮ СИСТЕМОЮ	50
3.1 Розрахунок величини кута випередження подачі пального.....	50

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	<i>Півовар</i>				Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.	<i>Боднар</i>					5	85
Реценз.					<i>УДУНТ, гр. ЛГ2021</i>		
Н. Контр.	<i>Колодій</i>						
Затверд.	<i>Боднар</i>						

Поліпшення техніко-економічних та екологічних показників тепловозних силових енергетичних установок

3.2 Вибір математичної моделі для розрахунку модернізованого дизельного двигуна	53
3.3 Розрахунок параметрів дизельного двигуна з модернізованою паливною системою високого тиску	57
4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ 16ЧН26/26 ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.....	67
4.1 Загальні відомості про економічну ефективність	67
4.2 Розрахунок годинної тарифної ставки.....	71
4.3 Розрахунок капітальних витрат на встановлення паливної системи	72
4.4 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля базової комплектації	74
4.5 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля з модернізованою паливною системою	75
4.6 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту.....	76
ВИСНОВКИ.....	77
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	79

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		2

ВСТУП

Тепловози є основними забруднювачами атмосферного повітря на залізничному транспорті. На їхню частку доводиться не менш половини викидів окислів азоту всієї галузі й значна частина викидів сажі. У безпосередній близькості від тепловоза гранично припустима концентрація по цих інгредієнтах перевищена в десятки разів і досягає припустимого значення на відстані 2,5-4 км. Тому питання зниження викидів шкідливих речовин тепловозними дизелями при їхній експлуатації, а також під час реостатних випробувань на пунктах екологічного контролю є одним з найважливіших завдань на залізничному транспорті.

Аналіз методів оцінки та шляхів зниження негативного екологічного впливу дизелів на навколишнє середовище показує, що в цей час основними напрямками є вдосконалення конструкції окремих вузлів дизеля, рециркуляція газів, застосування нейтралізаторів, каталізаторів, електрофізичних методів очищення вихлопних газів, використання альтернативних видів палива.

У своїй магістерській дипломній роботі ми пропонуємо застосувати паливну систему високого тиску із системою електронного вприскування, принцип роботи якої засновано на сучасних паливних системах провідних брендів. Ця система має автоматично розраховувати кількість пального, необхідного при даному режимі роботи дизеля, враховуючи дії машиніста й позицію контролера, а також момент його вприскування.

З системою електронного вприскування дизельний двигун має набути більш економічних характеристик, прогнозовано – збільшиться його потужність за рахунок збільшення ККД дизеля.

Також з системою електронного вприскування є можливість налаштувати екологічні показники дизеля, зводити їх до мінімальних.

Мета магістерської дипломної роботи – поліпшення техніко-економічних та екологічних показників дизеля за рахунок покращення якості робочого процесу.

Об'єкт дослідження – 4-тактний дизельний двигун Д49 потужністю

									Арк
									3
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

2250 кВт.

Предмет дослідження – режими роботи тепловозної силової установки.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

- провести огляд будови та технічних характеристик дизеля;
- виконати аналіз діаграм та робочого процесу дизеля Д49;
- проаналізувати будову та роботу паливної системи;
- розробити модернізовану паливну систему та допоміжних підсистем керування робочим процесом;
- провести моделювання роботи дизеля з модернізованою системою;
- порівняти результати моделювання з паспортними даними дизеля Д49;
- економічно обґрунтувати розробку.

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
						4
<i>Змн.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ НАПРЯМІВ ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

1.1 Поліпшення екологічних показників дизелів

Дизель, виробляючи механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі роботи здійснює безперервний тепло-масообмін з навколишньою атмосферою. Він забирає повітря і споживає паливо, потім викидає відпрацьовані гази, що складаються з частини повітря і продуктів окислення палива. Таким чином, повітря, що надходить в циліндр дизеля, робить певний термодинамічний цикл, зазнаючи при цьому хімічні зміни, в результаті чого перетворюється в випускні гази (ВГ) – складну газову суміш з безліччю компонентів. Чотири компоненти N_2 , O_2 , CO_2 і H_2O складають понад 99...99,9 % обсягу газу, решта 0,1...1,0 % обсягу відпрацьованих газів складають домішки, які не представляють інтересу з технічної точки зору, але є шкідливими для навколишнього середовища, живої природи і людини. При випуску в атмосферу відпрацьовані гази зазвичай розсіюються і вступають в контакт з людиною вже в сильно розбавленому стані. Концентрація ряду шкідливих компонентів і температура газів в основному знижуються до безпечного рівня, але бувають зони, де ця речовина концентрується в кількостях, що надають шкідливу дію на живий організм і природу. Ця обставина змушує шукати шляхи зниження шкідливих речовин. До найбільш небезпечних речовин можна віднести CO , NO_x , SO_2 , альдегіди, вуглеводні, бенз- α -пірен.

Конструктивні та технологічні заходи щодо поліпшення екологічних показників дизелів полягають в наступних заходах: зниження утворення оксидів азоту, а саме: зниження загальних і локальних температур в камері згорання; зниження локального і місцевого вмісту кисню; зміна хімічного складу заряду; зниження вмісту азоту в паливі; зниження утворення вуглеводнів; збільшення коефіцієнта надлишку повітря; підвищення швидкості згорання; зниження

									Арк
									5
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

утворення CO і диму та ін.

Екологічні характеристики дизельних двигунів визначаються головним чином вмістом в продуктах згоряння оксидів азоту NO_x , які за індексом токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти ВГ.

В останнє десятиліття системи рециркуляції відпрацьованих газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR) все ширше застосовуються в енергетиці для зниження токсичності відпрацьованих газів (в основному для зниження концентрації оксидів азоту NO_x в випускних газах дизелів). Даними системами обладнуються як головні двигуни, так і потужні допоміжні двигуни. Експериментальні дослідження щодо визначення впливу системи EGR на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння, виконано на дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi, що працює за двотактному циклу і обладнаний штатною системою ERG.

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi з системою рециркуляції випускних газів показана на рис. 1.1 [1, 2]. Випускні гази з циліндра дизеля 3 надходять в випускний колектор 4 і далі до газотурбонагнеча 7, після чого через газовипускную трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнетач 7 забирає повітря з машинного відділення і після стиснення направляє його через охолоджувач 1 і ресивер 2 до продувальним вікнам дизеля. Система рециркуляції випускних газів складається з керуючого клапана 6, скрубера очищення газів 5, нагнітача 10, водяний цистерни 9 і водяного насоса 8. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 6. Випускні гази очищаються і попередньо охолоджуються в скрубери 5, після чого додатковим нагнітачем подаються на змішання з повітрям (що надходять з газотурбонагнетача 7) і надходять до охолоджувача 1 і ресивера 2 і далі через продувні вікна в циліндр дизеля 3. Газовий нагнітач 10 – вентилятор з постійною геометрією прохідного перетину. Даний тип нагнітачів найбільш поширений в системах EGR, при цьому ведуться експериментальні дослідження систем EGR с турбонагнітачами змінної геометрії.

						Арк
						6
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ	

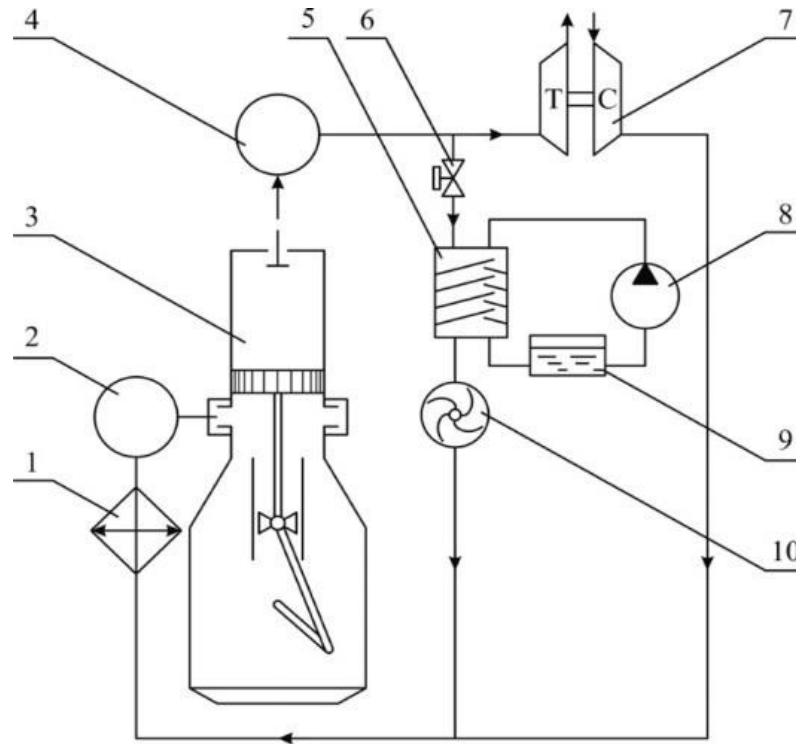


Рисунок 1.1 – Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для малообертового дизеля:

1 – охолоджувач повітря; 2 – повітряний ресивер; 3 – циліндр дизеля;
 4 – випускний колектор; 5 – скруббер; 6 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 7 – газотурбонагетач; 8 – водяний насос; 9 – водяна цистерна; 10 – газовий нагнітач з електричним приводом

Метою дослідження було визначення зміни концентрації NO_x в випускних газах, Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) b_e і ефективної потужності дизеля N_e для різного ступеня рециркуляції випускних газів. При цьому було встановлено, що використання системи EGR сприяє покращенню екологічних показників роботи транспортних дизелів, що виявляється у 35...40 %-му зниженні емісії оксидів азоту з випускними газами. Використання системи рециркуляції випускних газів зменшує кількість «чистого» повітря, що надходить в циліндр дизеля, що призводить до зниження ефективної потужності дизеля (рис. 1.2).

Примусове заповнення циліндра дизеля випускними газами, забезпечує системою рециркуляції, призводить до зниження температури в процесі згоряння

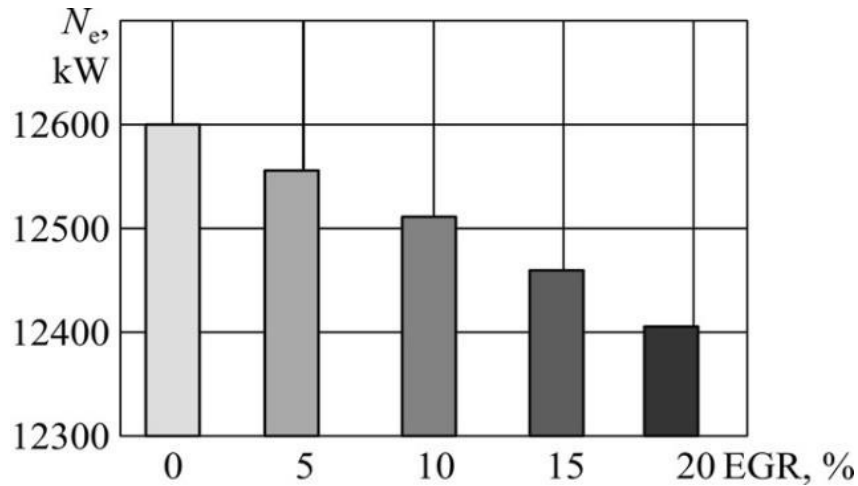


Рисунок 1.2 – Зниження ефективної потужності дизеля для різного ступеня рециркуляції випускних газів для експлуатаційного навантаження $0,93N_{\text{ном}}$

палива, що сприяє зменшенню кількості оксидів азоту, які утворюються згідно з тепловим механізмом. При цьому концентрація NO_x в випускних газах зменшується з ростом ступеня рециркуляції системи.

Забезпечення екологічних показників роботи дизеля пов'язане з енергетичними та економічними параметрами його роботи. Сприятливий вплив системи EGR на емісію NO_x одночасно призводить до зниження ефективної потужності дизеля N_e і збільшенню питомої ефективної витрати палива b_e . З огляду на це, процес рециркуляції газів повинен здійснюватись з урахуванням забезпечення необхідних швидкісних і потужностних режимів роботи дизеля з одночасним мінімальним погіршенням його економічних показників.

1.2 Зниження механічних втрат у дизелях

Під час експлуатації двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) транспорту здійснюється безперервний і періодичний контроль не тільки показників, що характеризують робочий цикл дизеля (тиску і температури в характерних точках, частоти обертання, потужності, температури випускних газів), але також експлуатаційних і реологічних характеристик моторного мастила (ММ). При цьому, основними параметрами, контроль яких обов'язковий в процесі

									Арк
									8
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>				

експлуатації дизеля, є в'язкість, густина, кислотне число, температура спалаху, зміст води і механічних домішок. Під час експлуатації ці параметри постійно змінюються, причому в деяких випадках можуть перевищувати гранично допустимі значення (бракувальні показники). Це неминуче призводить до збільшення контактних напруг в основних трибологічних системах і підвищення втрат енергії, що витрачається на їх подолання. Найпростішим, а тому і найпоширенішим способом відновлення реологічних характеристик ММ є їх очищення (шляхом частковоабо повно-проточної фільтрації і сепарації), а також додавання в обсяг ММ, яке вже знаходиться в мастильній системі, свіжого мастила (як чистого, так і зі спеціальними присадками). При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів транспортних дизелів, але й мінімальний рівень механічних втрат під час перетворенні вхідної енергії на корисну роботу [2, 3]. Тому зниження механічних втрат у дизелях є актуальним завданням, розв'язання якого сприятиме підвищенню потужності та забезпеченню надійності роботи транспортних дизелів.

Механічні втрати енергії при передачі корисної (індикаторної) потужності від ДВЗ до споживача лежать у широких межах і можуть становити 6...10 % – у разі експлуатації ДВЗ на номінальному режимі, і до 100 % – під час експлуатації на холостому ходу. Рівень механічних втрат оцінюється механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД). Мінімізації цих втрат і забезпечення мінімальних значень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на розв'язання якого спрямовано наукові дослідження, що проводяться як дизелебудівними корпораціями, так і окремими наукововиробничими фірмами та інститутами [5, 6]. Зниження механічних втрат у дизелях може досягатися: зміною мікрогеометрії контактуючих поверхонь, модифікацією поверхонь тертя легованими матеріалами, оптимізацією режиму мащення, використанням поверхнево-активних речовин (ПАР) та присадок, оптимізацією процесу відновлення реологічних характеристик мастильних

						Арк
					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	9
<i>Змн.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

матеріалів.

У зв'язку зі збільшенням тиску і температури циклу, підвищенням крутного моменту, зміною конструкції, ускладненням умов експлуатації, підвищенням часу роботи дизелів на максимальних навантаженнях умови роботи мастил як у лубрикаторних, так і в циркуляційних системах мащення стали більш жорсткими. Водночас, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшуються їх витрата, витрати на технічне обслуговування, запасні частини і т.д. З іншого боку, збільшення терміну служби мастил призводить до підвищеного зносу деталей дизеля, що знижує його надійність, збільшує відмови в роботі, сприяє підвищенню незворотних втрат енергії. Визначення оптимальної періодичності заміни мастил є трудомісткою тривалою роботою, спочатку визначається заводом-виробником, коригується за результатами експлуатації та тягне за собою фінансові та експлуатаційні витрати. Тому актуальним є розв'язання завдання відновлення реологічних характеристик мастила в процесі його роботи, що водночас сприятиме зниженню механічних втрат у дизелях [7].

Періодичне додавання мастила в процесі експлуатації частково відновлює його первинні властивості, перш за все це відноситься до таких параметрів, як в'язкість, кислотне число, температура спалаху. Однак, незважаючи на можливе відновлення реологічних характеристик, через певний час моторне мастило підлягає повній заміні. Періодичність такої заміни залежить від властивостей і характеристик мастила; типу, технічного стану і умов експлуатації дизеля; технічного стану всіх компонентів системи мащення; способу фільтрації мастила; використання палива та інших чинників. Необхідність повної заміни зумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням [8].

Повна заміна мастила вимагає виведення двигуна з експлуатації, причому цей період включає не тільки саму процедуру заміни мастила, але й очищення

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						10
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

поверхонь тертя від експлуатаційних забруднень.

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний об'єм циркуляційної системи мащення на механічні втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи дизелів 6EY22AW (що відповідають 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) за різної інтенсивності поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. На кожному з досліджуваних режимів ($0,35N_{еном}$, $0,5N_{еном}$, $0,65N_{еном}$, $0,8N_{еном}$) дизелі експлуатувалися рівний проміжок часу, який залежно від навантаження станції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувало $\pm 2,5\%$, а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв із високою точністю визначити його середнє значення. Принципова схема системи циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 1.3 [9].

У результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді табл. 1.1, за результатами якої побудована діаграма, що наведена на рис. 1.4.

Таблиця 1.1 – Зміна механічного ККД дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Періодичність поповнення системи	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{еном}$	$0,5N_{еном}$	$0,65N_{еном}$	$0,8N_{еном}$
через 100 годин	0,743	0,803	0,842	0,872
через 25 годин	0,806	0,821	0,862	0,882
через 10 годин	0,823	0,837	0,873	0,891

Наведені в табл. 1.1 і на рис. 1.4 результати підтверджують зниження механічних втрат енергії при скороченні часу між доливанням мастила в обсяг циркуляційної системи.

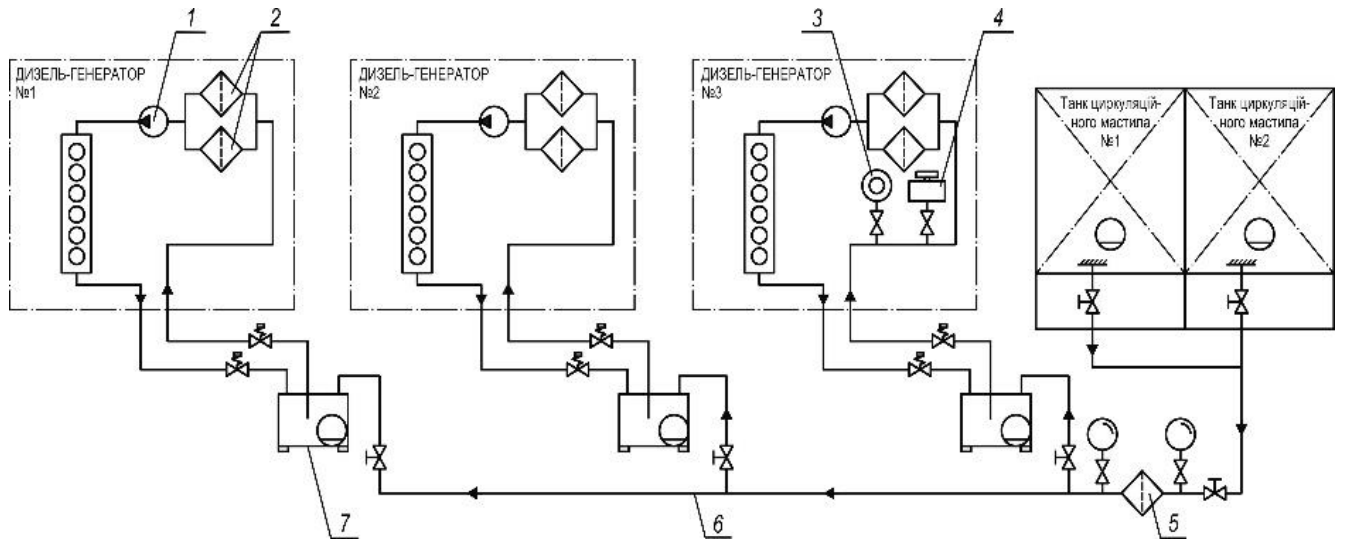


Рисунок 1.3 – Схема модернізації циркуляційної системи мащення дизелів 6EY22AW фірми Yanmar:

1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення; 3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір; 5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення; 7 – відділювач мастила; 8 – магістраль підведення мастила

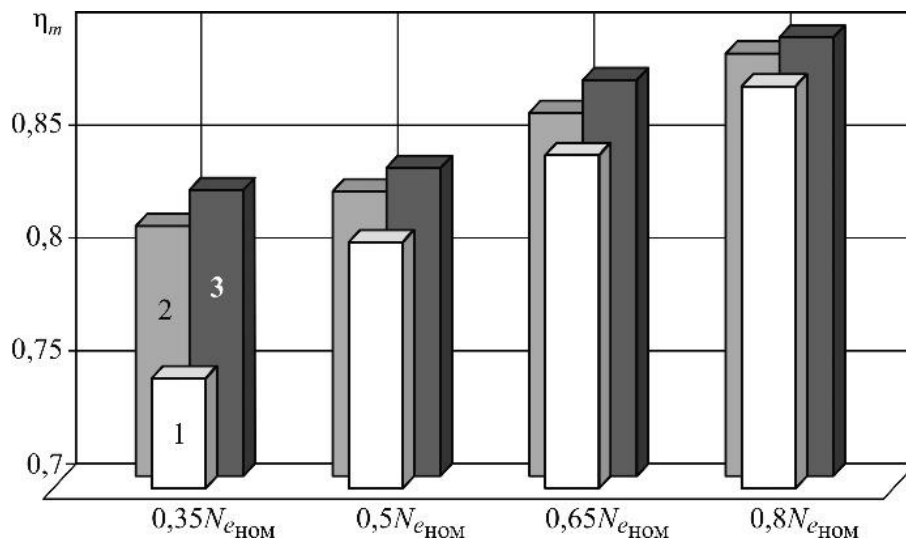


Рисунок 1.4 – Зміна механічного ККД дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – через 100 годин; 2 – через 25 годин; 3 – через 10 годин

1.3 Підвищення ефективності процесу наддуву дизелів

Робочий цикл ДВЗ складається з послідовності окремих, але поєднаних

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
------	-----	----------	-------	------

0032.160184.000.04MP.ПЗ

процесів: наповнення циліндра свіжим повітрям; стиснення суміші свіжого повітря та залишкових газів до температури, що забезпечує надійне самозаймання палива; згоряння палива, розширення продуктів згоряння, випуску та продування. Перебіг робочого циклу, та отримання корисної роботи від його здійснення не можливо безупинної подачі повітря у циліндр дизеля, яке забезпечує та здійснює не лише процес згоряння, а також процеси очищення циліндра від ВГ та його наповнення. Подача повітря у циліндр дизеля здійснюється за допомогою системи наддуву и виконується турбокомпресором (ТК).

Потужність, яку може розвивати дизель, безпосередньо залежить від кількості повітря і палива, які надходять в циліндри дизеля. Значить домогтися підвищення потужності двигуна можна шляхом збільшення кількості цих складових. Збільшення кількості палива марно, якщо одночасно не збільшується об'єм повітря, необхідний для його згоряння. Одним з рішень цієї проблеми є збільшення обсягу повітря, що надійшло в циліндри, при цьому спалювання великої кількості палива дає можливість отримати більшу енергію та перетворити її у корисну роботу. Розв'язання цього завдання неможливе без підвищення ефективності процесу наддуву дизелів [10].

Для підвищення ефективності роботи системи наддуву можливо використання таких методів:

- застосування газотурбінної системи наддуву від вільного турбокомпресора;
- застосування імпульсної системи наддуву;
- застосування двохступеневого наддуву;
- застосування реєстрової системи наддуву;
- регулювання і вибір раціональної площі перетину соплового апарату турбокомпресора;
- застосування турбокомпаундних систем (ТКС), що забезпечують розподіл випускних газів дизеля між газотурбонагнетачем та силовою турбіною [11, 12].

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
						13
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ТКС повної утилізації тепла складається з силової (СТ) і паровий турбін, з'єднаних між собою редукторами і мотор-генераторами. Як приклад можна привести установку MARC HRS, розроблену фірмою MAN-Diesel&Turbo (рис. 1.5) [13].

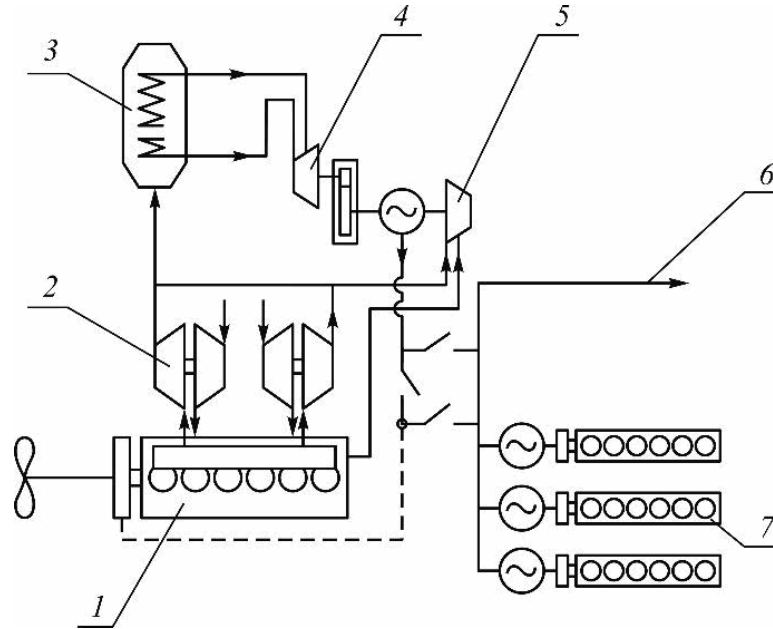


Рисунок 1.5 – Принципова схема турбокомпаундної установки MARC HRS фірми MAN-Diesel&Turbo:

1 – ГД; 2 – ТК; 3 – УК; 4 – парова утилізаційна турбіна; 5 – силова турбіна; 6 – електромережа; 7 – ДГ

Силова турбіна приводиться в рух ВГ, частково відбираються від основного потоку. У парову турбіну надходить пара з утилізаційного котла (УК), розташованого на виході ВГ з ТК ГД. Без редукторний мотор-генератор на валопроводі головного двигуна включений в загальну систему електрозабезпечення з допоміжними дизель-генераторами. Мотор-генератор може працювати як двигун, передаючи додаткову потужність на гвинт при маневруванні і несприятливої погоди, або як генератор, що передає енергію різним споживачам [14].

ТКС можуть мати різне виконання і принцип дії. Так, у доповіді фірми «Wartsila» для утилізації тепла, що відходить двотактних дизелів запропонована

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
------	-----	----------	-------	------

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

14

принципова схема турбокомпаундної установки (рис. 1.6), що застосовується в даний час. У запропонованій схемі відсутнє силова турбіна і моторгенератор на валопровід ГД [15].

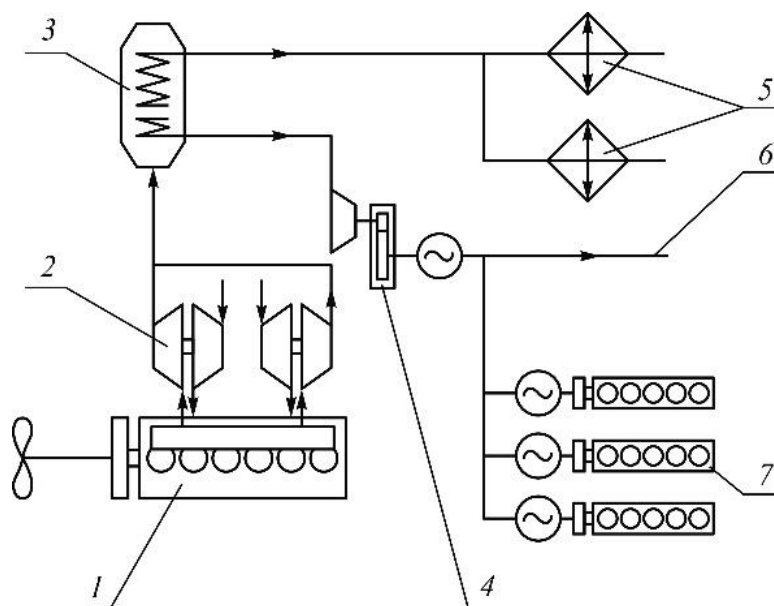


Рисунок 1.6 – Принципова схема ТКС, що застосовується фірмою «Wartsila» на двотактних дизелях:

1 – ГД; 2 – ТК; 3 – УК; 4 – утилізаційна парова турбіна; 5 – побутові споживачі пари; 6 – електромережа; 7 – ДГ

Зіставлення параметрів силової та парової турбін, виконане фірмою MAN-Diesel&Turbo, показує, що парова турбіна дає більший вигрощ, ніж силова (рис. 1.7).

Незважаючи на термодинамічну перевагу утилізації тепла в паровій турбіні фірма MAN-Diesel&Turbo віддає перевагу ТКС з силовою турбіною TCS-PTG (рис. 1.8) [16].

Як правило, ТКС використовуються при навантаженні двигуна більше 50%. На думку фірми «Mitsubishi» в комбінації з реєстровою системою наддуву включення в роботу СТ може бути реалізовано при більш низьких навантаженнях, що дозволяє збільшити частку утилізованого тепла (рис. 5.) [17].

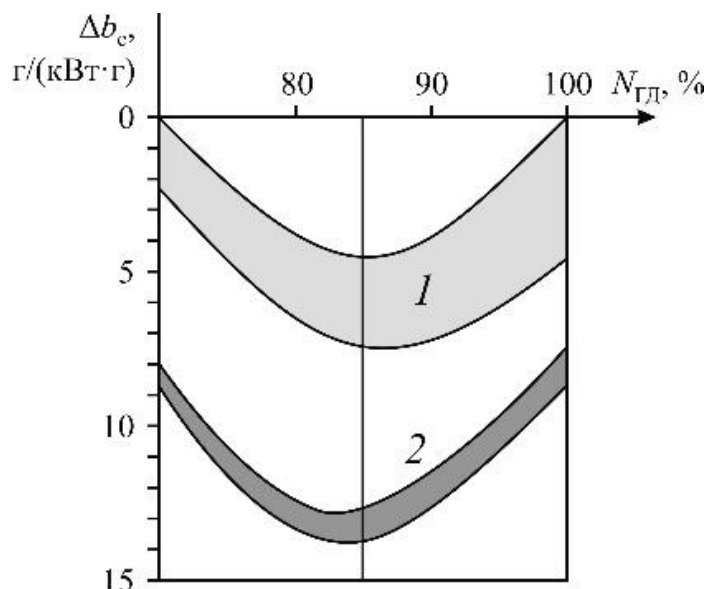


Рисунок 1.7 – Порівняння параметрів силової (1) та парової (2) турбін на високому навантаженні

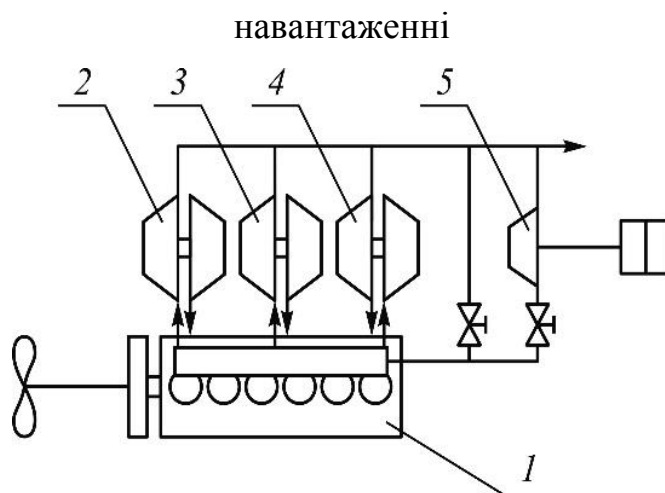


Рисунок 1.8 – Регістрова система наддуву з силовою турбіною:

1 – ГД; 2 – малий ТК; 3, 4 – великий ТК; 5 – силова турбіна

Огляд можливих схем комплектації турбокомпаундних систем наддуву дизелів дозволяє висловити думку, що двигуни з турбокомпресорами використовують тільки певну частину енергії ВГ для наддуву, тому залишилася енергія може бути передана системам утилізації тепла.

1.4 Підвищення ефективності систем паливопідготовки

Паливна апаратура є найбільш складна і дорога частина сучасного двигуна. Вона здійснює істотний вплив на надійність і економічність роботи двигуна.

											Арк
											16
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ						

Процес підготовки палива та підтримання його експлуатаційних характеристик в заданих межах є енергозатратним і за різними оцінками вимагає від 5 до 20% еквівалентної потужності главної енергетичної установки. Впровадження в практику нових методів паливопідготовки щоразу розглядається з позиції енергетичної продуктивності процесів, що забезпечують удосконалення експлуатаційних характеристик як палива, так і теплового двигуна. Тому актуальність вивчення питань по розробці енергоефективних методів підготовки палива не викликає сумнінь.

В даний час найбільш поширеними способами підготовки палива вважається його фільтрація, а ще гравітаційна і відцентрова чистка. З точки зору витрат енергії на втілення даних методик підготовки палива, мінімальним за енергоємністю вважається гравітаційна чистка, при якій з палива осідають вода і механічні домішки. Витрати енергії при фільтрації палива пов'язані з додатковими втратами потужності паливоперекачуючих насосів на подолання опору в мембранних або пластинчастих елементах.

Більш енергоємним способом паливопідготовки вважається його відцентрова чистка в сепараторах, де важлива енергія не лише тільки на забезпечення обертання очисних складових сепаратора, а й на обігрів палива. Також через близькість щільності палива і води в шлам переходить разом з водою частину горючих зі складових палива, що приводить до значних втрат палива.

Одним з альтернативних способів, що використовуються для підготовки палива, вважається його кавітаційна обробка.

Кавітація являє собою процес утворення розривів рідини в результаті спаду тиску. Якщо зниження тиску відбувається внаслідок великих локальних швидкостей в потоці, що рухається крапельної рідини, то кавітація вважається гідродинамічної, а якщо внаслідок проходження в рідині акустичних хвиль акустичної, або ультразвукової.

Основним елементом, що забезпечує кавітаційну обробку палива, вважається гомогенізатор, а процеси, які в ньому відбуваються гомогенізація

									Арк
									17
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

палива. Гомогенізація палива полягає в гідродинамічному збудженні паливного середовища, в результаті якого в середовищі виникають кавітаційні зони. Закриття кавітаційних каверн супроводжується локальними гідравлічними ударами високої потужності, що руйнують не тільки желеподібні згущення, але і тверді агломерати. В результаті паливо стає гомогенним, смоли рівномірно розподіляються в паливній середовищі, тверді частинки звільнюються від «смолистої шуби», а глобули води диспергують.

На рис. 1.9 запропонована схема паливopідготовки в якій одночасно вирішувалися два завдання: поліпшення якості попередньої підготовки палива за рахунок впливу на нього ультразвуковими коливаннями і зниження енергетичних витрат у системі за рахунок заміни методу відцентрової сепарації на ультразвукову обробку. Крім того, ультразвукова обробка палива виконувалася двічі, причому другий раз безпосередньо перед уприскуванням палива в циліндр.

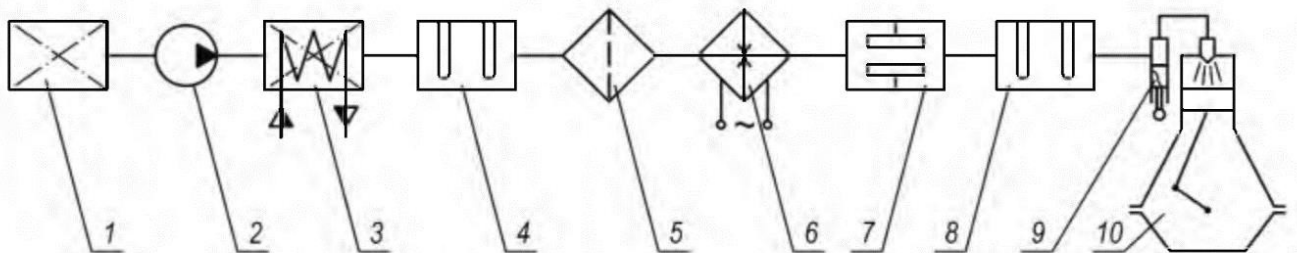


Рисунок 1.9 – Схема переобладнаною паливної системи: 1 відстійна цистерна; 2 паливний насос; 3 розхідна цистерна; 4 ультразвуковий генератор 1-ої ступені; 5 фільтр тонкого очищення; 6 електричний підігрівач; 7 регулятор в'язкості; 8 ультразвуковий генератор 2-го ступеня; 9 паливний насос високого тиску; 10 – дизель

З відстійної цистерни 1 паливо подається насосом 2 у паливну магістраль, де послідовно проходить розхідну цистерну 3 з вбудованим паровим підігрівачем, ультразвуковий генератор 1-ої ступені 4, фільтр тонкого очищення 5, електричний підігрівач 6, регулятор в'язкості 7, ультразвуковий генератор 2-го ступеня 8 і за допомогою паливного насоса високого тиску 9 і форсунки впорскується в камеру

згоряння дизеля 10.

Перевага пропонованої системи паливопідготовки полягає в практичному відсутності втрати горючих складових палива, яке відбувається у відцентровому сепараторі. Крім того, поєднання фільтра тонкого очищення з генераторами кавітації забезпечують роботу системи паливопідготовки не тільки майже без втрат палива, але і з дуже високою ефективністю ультразвукової обробки, при цьому підвищується інтенсифікація процесу горіння палива і тим самим забезпечується зниження його питомої витрати.

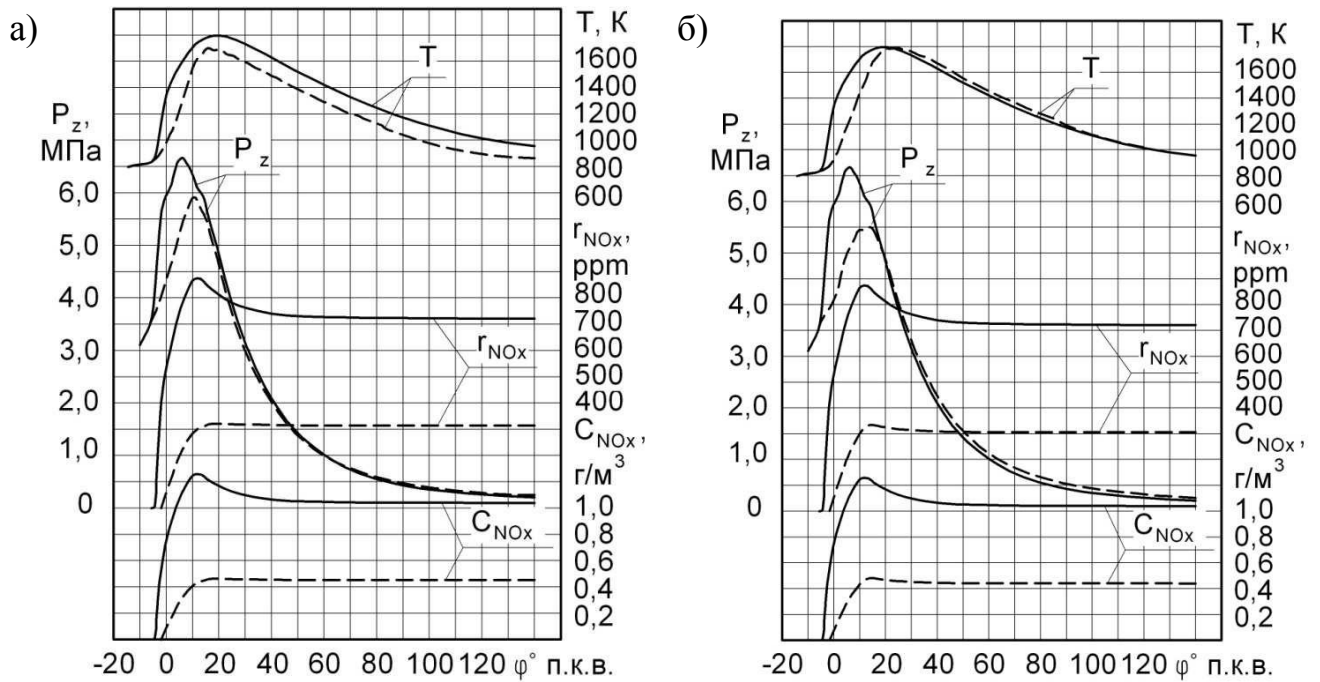
У розглянутій схемі паливопідготовки ультразвуковий генератор 1-го ступеня не тільки сприяє розриву молекулярних ланцюгів палива, але і призводить до дроблення механічних присадок. Таким чином збільшується кількість кавітаційних зон для ультразвукового генератора 2-го ступеня. Це сприяє по підвищенню ефективності процесу паливопідготовки з одночасним зниженням енергетичних витрат на її проведення.

1.5 Поліпшення показників роботи дизелів за рахунок використання альтернативних видів палива

Постійне підвищення вимог екологічних стандартів змушує виробників двигунів забезпечувати ці вимоги, незважаючи на можливі втрати в паливній економічності і збільшення вартості, розмірів і ваги агрегатів. Згідно останніх міжнародних та державних вимог посилилися норми за змістом екологічно шкідливих складових у випускних газах при експлуатації енергетичних установок (ЕУ).

Пріоритетними напрямками зниження токсичності ВГ двигунів є: подальше удосконалення конструкції; використання альтернативних видів палива, головним чином ненафтового походження, які повинні відповідати не тільки вимогам ефективності роботи двигуна, але і забезпечувати зниження шкідливих речовин у ВГ; створення двигунів, а також пристроїв, здатних знизити вміст токсичних компонентів у ВГ ДВЗ.

									Арк
									19
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04МР.ПЗ				



а) $\varphi_{\text{мет}} = 30^\circ$, $\varphi_{\text{МЕРО}} = 34^\circ$; б) $\varphi_{\text{мет}} = 34^\circ$, $\varphi_{\text{МЕРО}} = 30^\circ$;

———— дизельний процес; — — — метанол з запальним МЕРО

Рисунок 1.11 – Діаграми індикаторного тиску, усередненої температури і утворення оксидів азоту в циліндрі і ВГ в залежності від зміни кута п.к.в.

З графіків видно, що при роботі двигуна на ДП і оптимальному установчому вугіллі подачі палива ($\varphi_{\text{ДП}} = 30^\circ$), максимальне значення тиску становить $P_{\text{zmax}} = 6,77$ МПа при $\varphi_{P_{\text{zmax}}} = 6,4^\circ$ п.к.в. після в.м.т., а при застосуванні якості палива метанолу і МЕРО з ДСТ і неоптимальні настановних кутах випередження вприску ($\varphi_{\text{мет}} = 30^\circ$, $\varphi_{\text{МЕРО}} = 34^\circ$), максимальне значення тиску становить $P_{\text{zmax}} = 5,94$ МПа при $\varphi_{P_{\text{zmax}}} = 10,9^\circ$ п.к.в. Із застосуванням метанолу і МЕРО також спостерігається зниження об'ємної і масової концентрації оксидів азоту (r_{NO_x} і C_{NO_x}) в циліндрі двигуна, отримані в результаті проведених теоретичних розрахунків [18, 19, 20, 21].

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.160184.000.04МР.ПЗ

Арк

21

2 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Паливна система тепловозів призначена для подачі палива до форсунок тепловозного дизеля. Вона повинна забезпечувати безперебійну подачу палива для роботи енергетичної установки в будь-яких умовах експлуатації. Паливні системи переважної більшості вітчизняних тепловозів мають принципово однакову структуру та розміщення основних агрегатів, і відрізняються лише конструктивним компонуванням та кількістю деяких елементів [25].

Умови роботи тепловоза потребують, щоб потужність дизеля могла змінюватись за рахунок змінного режиму роботи локомотива. Потужність дизеля залежить від кількості палива, що подається в циліндр. Чим більше палива потрапить до циліндру під час робочого ходу, тим більшу потужність буде розвивати дизель. А тому потрібно, щоб паливний насос при необхідності дозволяв змінювати кількість палива, яке подається на протязі одного ходу плунжера в кожний із циліндрів дизеля відповідно його навантаженню. Зміна величини подачі палива в циліндри паливним насосом високого тиску реалізується за рахунок повороту плунжера внаслідок переміщення зубчатої рейки, з'єднаної механізмом (який складається з важелів і тяг) з регулятором частоти обертання колінчатого валу. Чим більший кут, на який повернеться плунжер по часовій стрілці, тим більше палива буде подано плунжером за один хід.

2.1 Огляд паливної системи *common rail diesel injection*

В паливній системі високого тиску акумуляторного типу [26], на відміну від паливних систем вітчизняних тепловозів, створення тиску і безпосередній процес вприскування палива в циліндр повністю розділені (рис. 2.1). Вона складається з контуру низького тиску (паливний бак, паливопідкачуючий насос, фільтри грубої та тонкої очистки, паливопроводи контуру низького тиску) та контуру високого тиску.

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						22
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

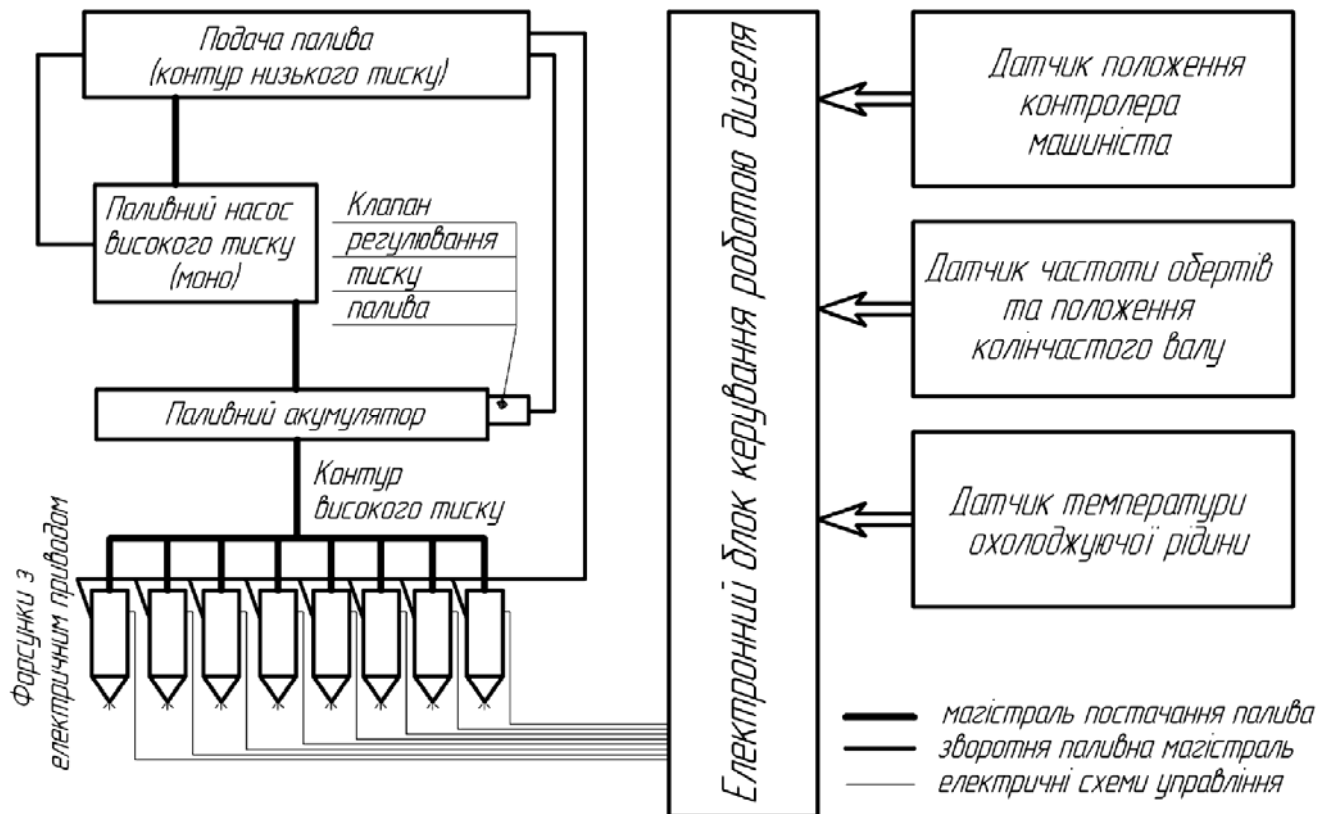


Рисунок 2.1 – Паливна система common rail diesel injection

Контур високого тиску являється модульною системою, і наступні його складові являються відповідальними за забезпечення характеристики впорскування:

- паливний насос високого тиску (ПНВТ) з клапаном дозування палива;
- акумулятор палива з клапаном регулювання тиску палива;
- форсунка з п'єзоелектричним управлінням;
- паливопроводи контуру високого тиску.

ПНВТ збільшує тиск палива в системі до 130 МПа і направляє його через паливопроводи високого тиску в акумулятор палива. Високий тиск палива в паливній системі створюється незалежно від частоти обертання колінчастого валу дизеля та кількості палива, що впорскується. Паливо, готове для впорскування, знаходиться під високим тиском в паливному акумуляторі. Навіть після здійснення впорскування палива форсункою, тиск в акумуляторі залишається майже постійним. Цей ефект відбувається в акумуляторі за рахунок того, що

паливу властиво стискатись. Тиск палива в акумуляторі вимірюється датчиком тиску і підтримується на необхідному рівні запобіжним клапаном (регулятором тиску), який обмежує максимальне значення тиску в 130 МПа. Далі паливо під високим тиском направляється з акумулятора до форсунок.

Форсунки відкриваються по пусковому сигналу і вприскується паливо безпосередньо в камеру згорання. Надлишок палива, який необхідний для відкриття форсунок, направляється в паливний бак по лініям зворотної магістралі.

Паливна система високого тиску включає в себе наступні елементи електронного управління:

– датчики та генератори імпульсів для реєстрації експлуатаційних умов і генерування бажаних значень параметрів. Вони перетворюють різні фізичні параметри в електричні сигнали.

– електронний блок управління, який обробляє інформацію, отриману від датчиків та генераторів відповідно з даним алгоритмом управління для генерування вихідних електричних сигналів.

– виконавчі пристрої, які перетворюють електричні вихідні сигнали ЕБУ в механічні величини.

Кут випередження подачі палива, тиск та його кількість визначається електронним блоком управління на основі запрограмованих матриць характеристик, які зберігаються в пам'яті мікропроцесора. ЕБУ видає керуючий пусковий сигнал на відповідні приводи форсунок, в результаті чого здійснюється вприскування в кожний циліндр.

2.2 Будова та принцип роботи паливного насоса високого тиску з електронним електричним клапаном дозування палива

Паливний насос високого тиску встановлюється між контуром низького тиску та контуром високого тиску. Він постійно створює високий тиск в паливному акумуляторі. На відміну від звичайних паливних систем дизелів, в паливній системі високого тиску акумуляторного типу для здійснення кожного

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						24
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

робочого циклу перед вприскуванням тиск палива спеціально не підвищується, так як воно знаходиться постійно в паливному акумуляторі під високим тиском.

Привід ПНВТ здійснюється від колінчастого валу дизеля через муфту, зубчасту передачу. На валу паливного насоса знаходиться ексцентрик, обертання якого перетворюється під дією встановленої на ньому шайби в зворотно-поступовий рух плунжерів трьох насосних елементів (рис. 2.2). Змащування реалізується за рахунок дизельного пального, яке подається насосом.

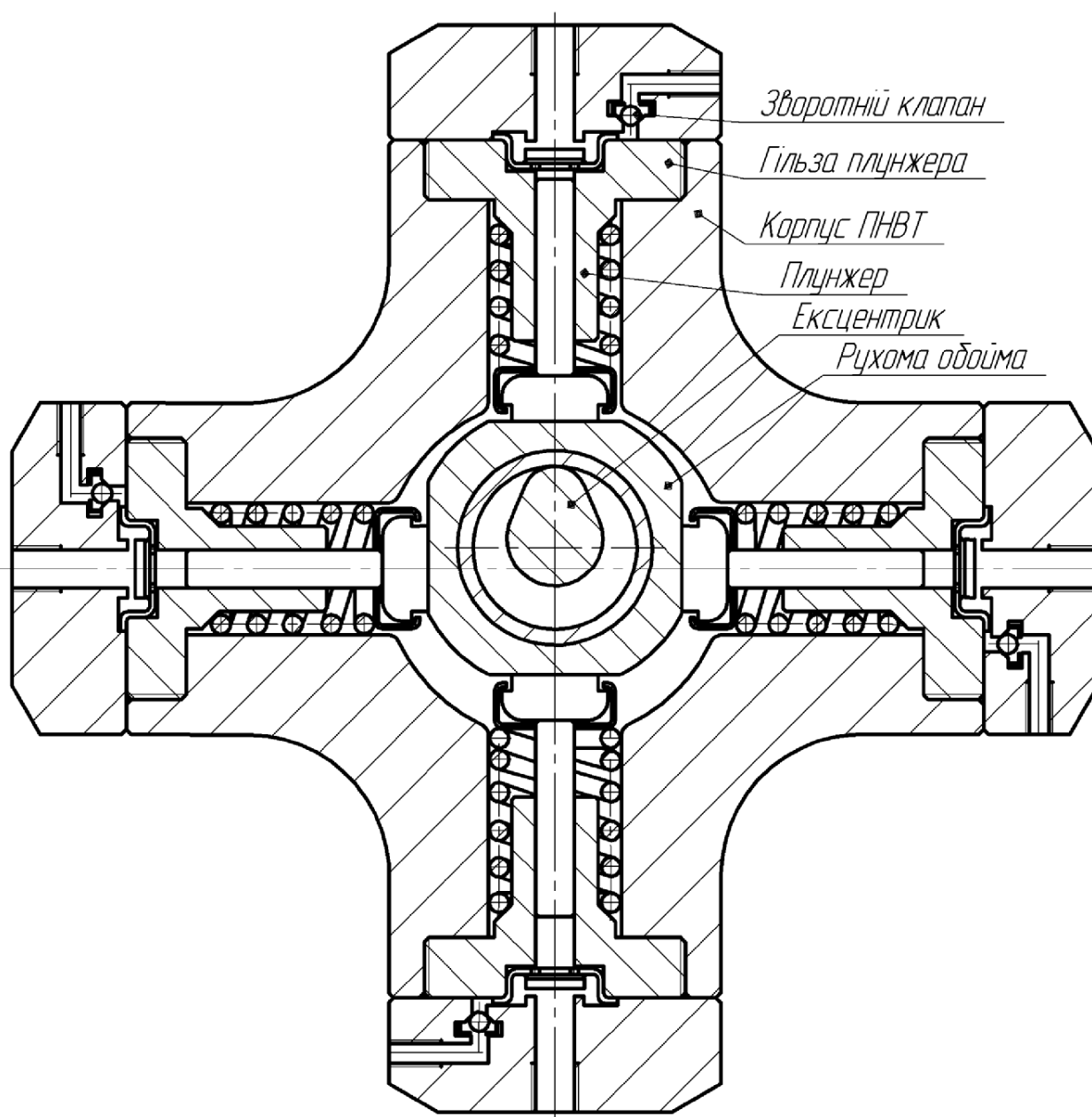


Рисунок 2.2 – Чотирьохплунжерний паливний насос високого тиску

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

25

Паливо всередині ПНВТ стискається чотирма радіально розташованими плунжерами під кутом 90° один до одного. Оскільки на кожен оберт колінчатого валу має місце чотири робочих хода подачі палива, то розвивається невеликий момент, і навантаження на привод насоса залишається рівномірним. Потужність, яка витрачається на привід ПНВТ, збільшується пропорційно тиску, який створюється в акумуляторі, та його частоті обертання валу [27].

Паливний насос включає в себе електричний клапан дозування палива, який забезпечує регулювання подачі кількості палива до паливного акумулятора. Перевагою такого пристрою являється те, що насос високого тиску повинен створювати тільки той тиск, який необхідний для робочої ситуації на даний момент часу. Таким чином, зменшується споживча потужність насоса та запобігається непотрібний розігрів палива.

Коли напруга на обмотки клапана дозування палива не подається, то клапан знаходиться у відкритому положенні. Регулюючий плунжер зусиллями пружини зміщений вліво і забезпечує мінімальний поперечний переріз до насоса високого тиску. Через нього проходить невелика кількість палива до камери стискання (рис. 2.3).

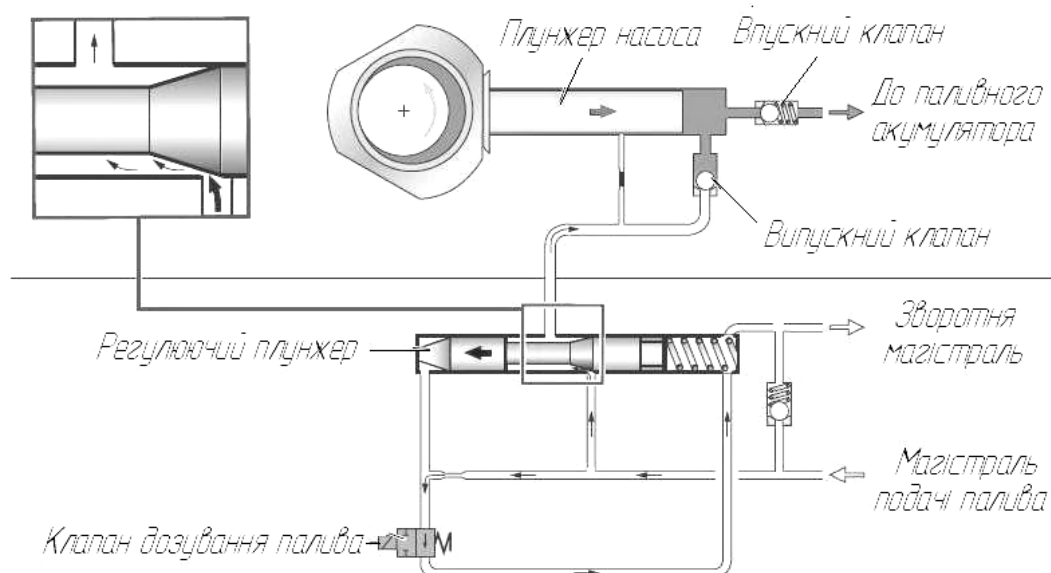


Рисунок 2.3 – Принцип дії знеструмленого клапана дозування палива

Для збільшення кількості палива, що подається до ПНВТ, клапан дозування

палива управляється керуючим пусковим сигналом, який подається електронним блоком управління. Керуючі пускові сигнали представляють собою прямокутні імпульси, які змінюються часом вмикання при незмінній частоті. Під дією керуючого пускового сигналу клапан дозування палива синхронно закривається. Завдяки цьому за клапаном створюється тиск, який впливає на регулюючий плунжер (рис. 2.4).

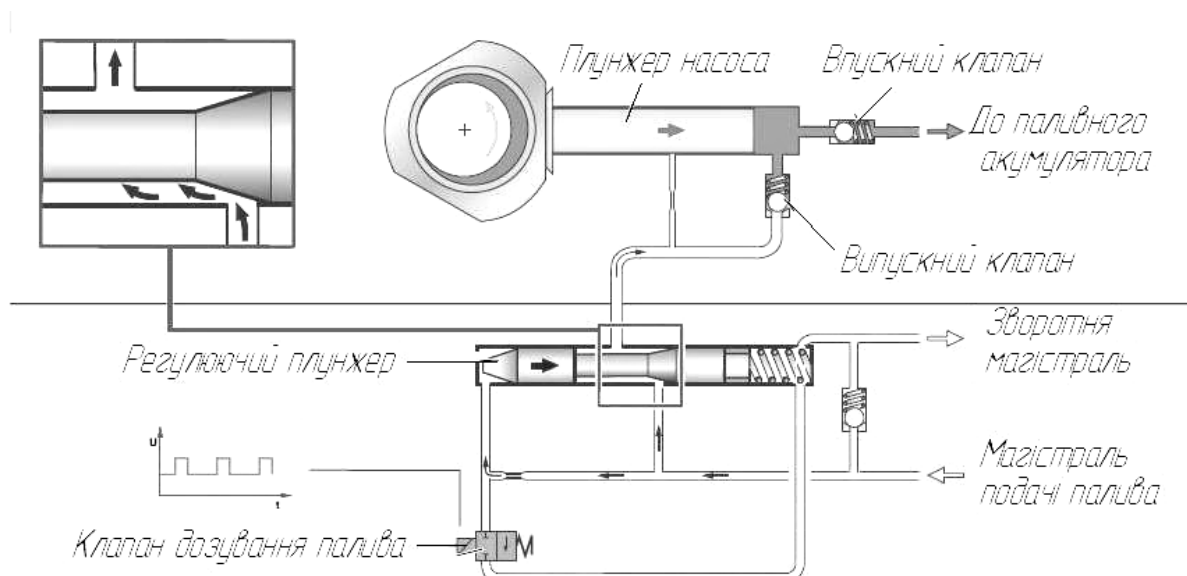


Рисунок 2.4 – Принцип дії клапана дозування палива під управлінням

Змінюючи форму сигналу, можна змінювати тиск і разом з цим положення регулюючого плунжера (рис. 2.5). Тиск падає і регулюючий плунжер зміщується вправо. Це збільшує подачу палива до насоса високого тиску.

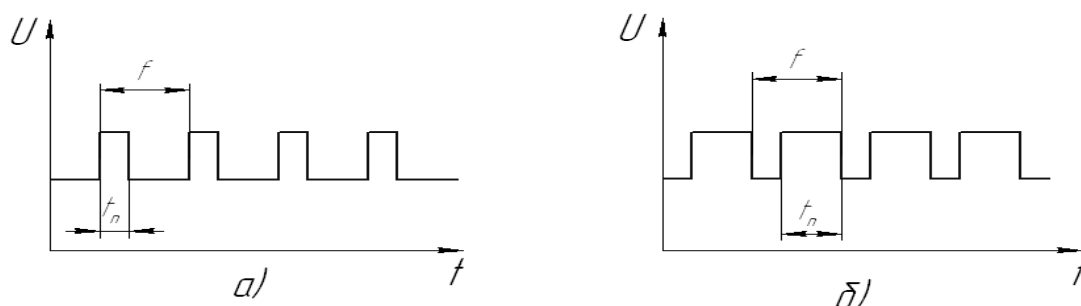


Рисунок 2.5 – Форма керуючого пускового сигналу клапана дозування палива:
а) коротка пульсація – менший приток палива; б) велика пульсація – більший приток палива

Величина подачі ПНВТ пропорційна частоті обертання його валу, що, в свою чергу, є функція частоти обертання колінчатого валу дизеля. В процесі інженерних дослідів паливної системи високого тиску передаточне відношення привода ПНВТ визначається так, щоб, з одного боку, кількість надлишкового палива не було дуже великим, а з іншого боку, подача палива повинна відповідати роботі на режимі максимальної потужності дизельного двигуна. Передаточне відношення до колінчатого валу дизеля повинно бути 1:2 або 2:3.

2.3 Конструкція акумулятора палива та клапана регулювання тиску

Паливний акумулятор являє собою виготовлену з кованої сталі трубку та призначений для зберігання палива під високим тиском, а також для одночасного забезпечення демпфування коливань тиску, які генеруються при подачі ПНВТ палива.

Високий тиск в акумуляторі являється загальним для всіх циліндрів, навіть при невеликих подачах в акумуляторі тиск підтримується практично постійний, що забезпечує його незмінність під час вприскування палива. Запас палива в акумуляторі повинен постійно забезпечувати роботу дизеля при повній потужності.

Паливний акумулятор повинен витримувати тиск до 130 МПа, враховуючи запас міцності. Запас міцності приймаємо 10%, тобто 143 МПа.

Невід'ємними складовими паливного акумулятора являються датчик тиску палива та клапан регулювання тиску палива. Датчик тиску має сенсорний елемент, який складається зі сталльної мембрани та тензодатчика. Через паливопровід високого тиску тиск палива потрапляє на сенсорний елемент, який змінює прогин сталльної мембрани і разом з тим змінює опір тензодатчика. Електронний блок вираховує по опору сигнал напруги і передає його до ЕБУ дизелем, де за допомогою запрограмованих характеристик вираховує поточний тиск палива.

Датчик тиску палива повинен миттєво вимірювати значення тиску з

									Арк
									28
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

адекватною точністю для того, щоб правильно функціонувала паливна система. А тому похибка точності вимірювання в головному робочому діапазоні складає не більше двох відсотків. В випадку несправності датчика клапан регулювання тиску палива починає працювати в аварійному режимі при фіксованих значеннях тиску.

Клапан тиску палива служить як запобіжний клапан. Він керується ЕБУ дизеля і в залежності від режиму роботи тиск складає від 20 до 130 МПа.

При дуже високому тиску регулюючий клапан відкривається і частина палива з паливного акумулятора через зворотну магістраль потрапляє до паливного баку. При дуже низькому тиску регулюючий клапан закривається і герметизує область високого тиску від зворотної магістралі.

Якщо клапан регулювання тиску не управляється, то голка клапана під дією клапанної пружини придавлена до свого гнізда (рис. 2.6). Завдяки цьому високий тиск палива відділений від зворотної магістралі.

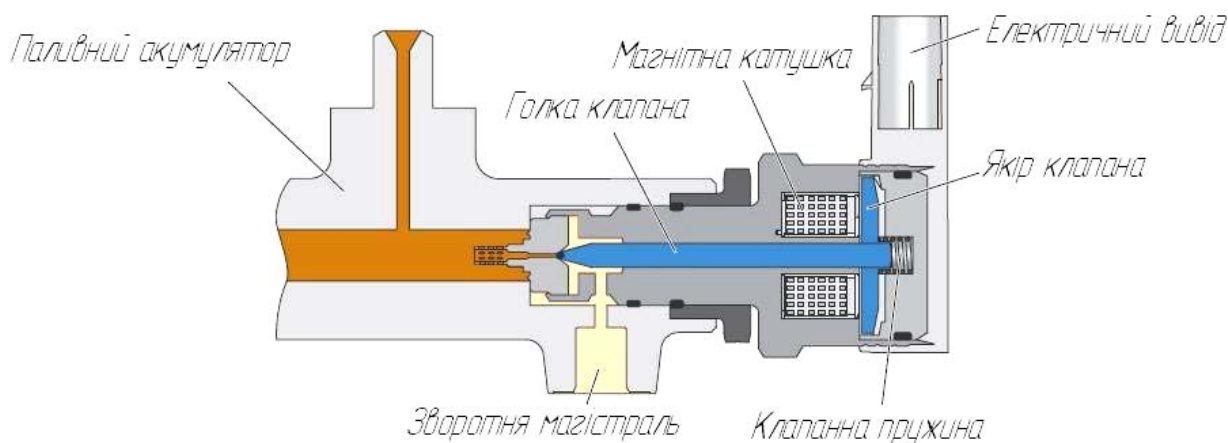


Рисунок 2.6 – Клапан регулювання тиску палива

Клапанна пружина зроблена так, щоб в паливному акумуляторі створювався тиск палива в 2,5 МПа. При такому конструкторському рішенні усунуто основний недолік, коли при запуску двигуна необхідно повернути колінчатий вал на декілька обертів, щоб ПНВТ створив необхідний тиск палива в акумуляторі. Таким чином, зменшується час розкрутки колінчастого валу та зменшуються затрати пускової енергії.

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		29

Якщо тиск палива в паливному акумуляторі більше зусилля клапанної пружини, то регулюючий клапан відкривається і паливо по зворотній магістралі потрапляє до паливного баку (рис. 2.7, а).

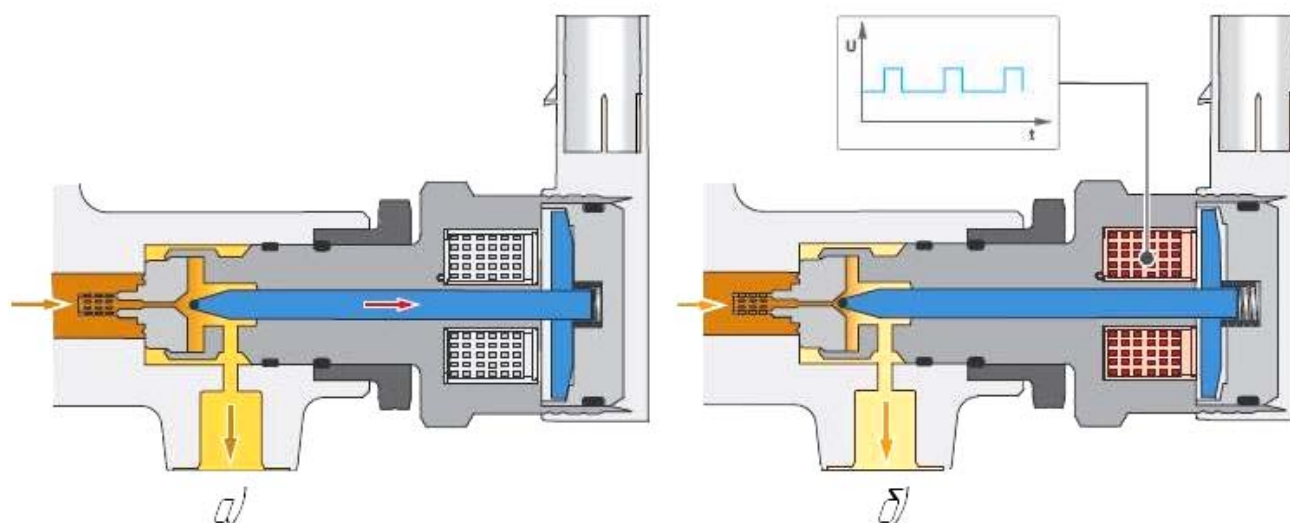


Рисунок 2.7 – Клапан регулювання тиску палива:

а) клапан механічно відкритий; б) клапан під управлінням

Для створення робочого тиску від 20 до 130 МПа в паливному акумуляторі, клапаном регулювання тиску управляє керуючий пусковий сигнал ЕБУ дизелем. За рахунок цього в магнітній котушці виникає магнітне поле, яке притягує яркір клапана і придавлює голку клапана до її гнізда (рис. 2.7, б). Силі тиску палива в паливному акумуляторі і додатково зусиллю пружини клапана протистоїть магнітна сила.

2.4 Робота форсунки з електронним приводом

Для управління клапаном впорскування палива пропонуємо до використання п'єзоелектричний привід. Він знаходиться в корпусі форсунки і його управління здійснюється електронним блоком управління (ЕБУ). На відміну від електромагнітних клапанів, п'єзоелектричний клапан має високу швидкість ввімкнення, він включається менше, ніж за десятитисячну долю секунди. При чому управління клапаном реалізовується за рахунок зміни напруги, яка

подається на його елементи. Для управління п'єзоелектричним приводом використовується зворотній п'єзоелектричний ефект.

П'єзоефект – це явище виникнення поляризації діелектрика під дією механічних напруг (прямий п'єзоелектричний ефект) та виникнення механічних деформацій під дією електричного поля (зворотній п'єзоелектричний ефект) (рис. 2.8). Прямий та зворотній п'єзоелектричний ефект виникають в одних і тих же кристалах – п'єзоелектриках (кварц, сегнетова сіль, титан барія та ін.) [28].

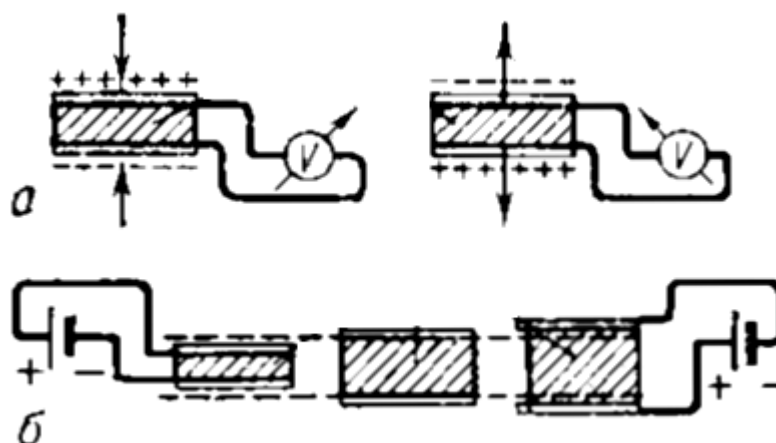


Рисунок 2.8 – а) прямий п'єзоелектричний ефект (стискання чи розтягування п'єзоелектричної пластини приводить до виникнення різниці потенціалів); б) зворотній п'єзоелектричний ефект (в залежності від знака різниці потенціалів, прикладеного до п'єзоелектричної пластини, вона стискається чи розтягується)

П'єзоелектричний привід складається з великої кількості п'єзоелементів для достатнього великого ходу контактів управління клапанами вприскування. Видовження п'єзоелемента прямопропорційно напрузі, яка прикладається до нього). Таким чином можна керувати видовженням п'єзоелемента, змінюючи напругу на його контактах. В даному випадку діапазон керованої напруги від 75 до 110 В (рис. 2.9).

Для реалізації електронної системи вприскування палива звичайна форсунка не підійде, а тому це питання вирішено завдяки модернізації форсунки існуючого типу (рис. 2.10).

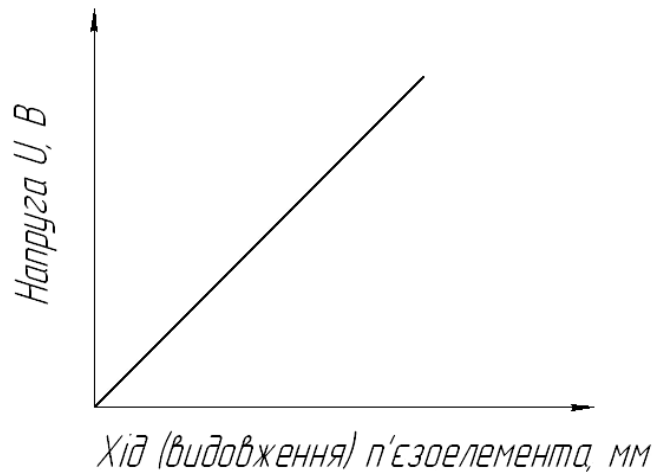


Рисунок 2.9 – Залежність видовження п'єзоелемента від напруги, яка подається на нього

Конструкцію нової форсунки можна розділити на декілька блоків:

- розпилювач зі сопловим наконечником;
- гідравлічна сервосистема (камера гідроуправління);
- п'єзоелектричний привід.

Паливо до форсунки подається через канал подачі палива 1 високого тиску і далі потрапляє до простору управління 13. Простір управління з'єднується з каналом зворотної паливної магістралі 4 через клапан перемикання та клапанну колбу, які відкриваються під дією п'єзоелектричного приводу 6.

Роботу форсунки можна розділити на чотири робочих стадії при працюючому двигуні та створеному паливним насосом високий тиск палива:

- форсунка закрита з прикладеним високим тиском палива (форсунка в стані спокою);
- форсунка відкривається (початок вприскування);
- форсунка повністю відкрита;
- форсунка закривається (кінець вприскування).

У стані спокою клапан вприскування закритий (рис. 2.11), п'єзопривід виключений. До простору управління 13 (простір управління над голкою розпилювача) та до клапану перемикання 11 підводиться паливо під високим тиском. Клапан перемикання за рахунок високого тиску палива та зусилля

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		32

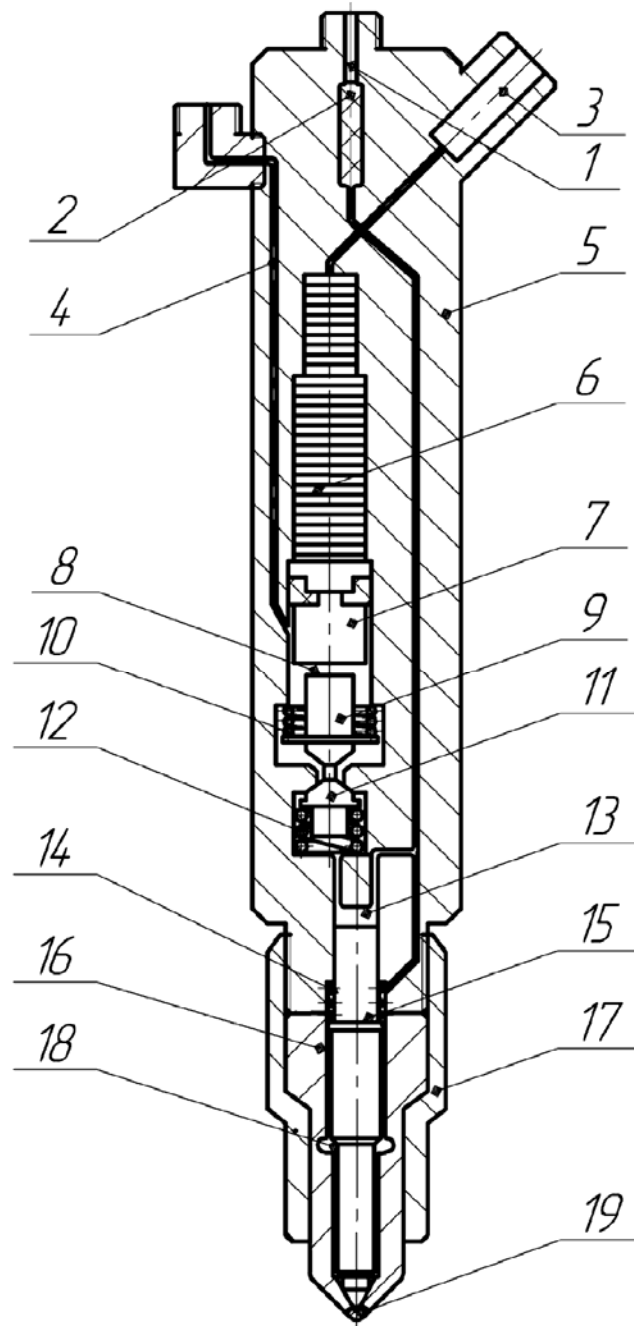


Рисунок 2.10 – Модернізована форсунка з електричним приводом:

1 – канал подачі палива; 2 – стержньовий фільтр; 3 – електричний вивід; 4 – канал зворотної паливної магістралі; 5 – корпус форсунки; 6 – п'єзоелектричний привід; 7 з'єднувальна колба; 8 – повітряна подушка; 9 – клапанна колба; 10 – пружина клапанної коробки; 11 – клапан перемикання; 12 пружина клапана перемикання; 13 – простір управління; 14 – пружина розпилювача; 15 – голка; 16 – корпус розпилювача; 17 – гайка розпилювача; 18 – камера голки розпилювача; 19 – сопловий наконечник

Змін.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

33

пружини клапана перемикання 11 притиснутий в своєму гнізді. За рахунок цього паливо під високим тиском відділено від зворотної паливної магістралі. Голка розпилювача закривається зусиллям пружини та високим тиском палива в просторі управління над розпилювачем.

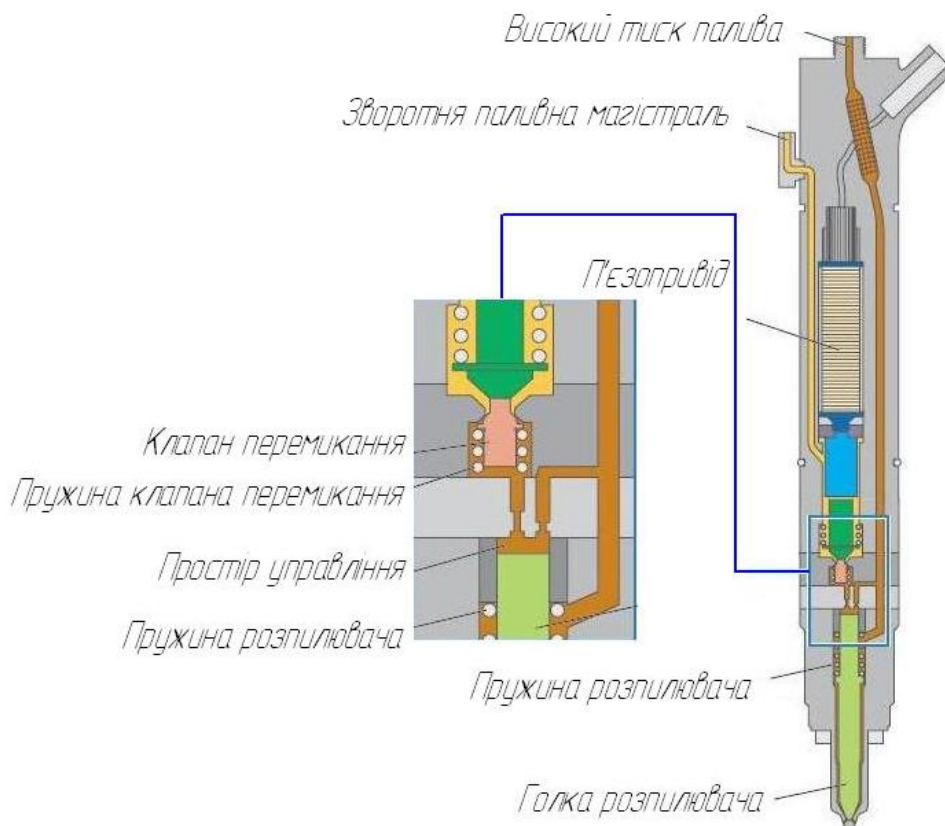


Рисунок 2.11 – Клапан вприскування в стані спокою

Початок вприскування визначає електронний блок управління, при цьому він посилає управляючі сигнали на п'єзоелектричний привід. П'єзоелементи розширюються і передають зусилля на з'єднувальну колбу (рис. 2.12). Переміщення з'єднувальної колби вниз в гідравлічній сервосистемі створює гідравлічний тиск, який через клапанну колбу діє на клапан перемикання. Клапан перемикання відкриває гідравлічним зусиллям сервосистеми і звільняє шлях паливу під високим тиском в зворотну магістраль. Паливо в просторі управління через зливний дросель потрапляє в зворотну магістраль. При цьому різко падає тиск палива над голкою розпилювача. Голка розпилювача припіднімається і починається процес вприскування.

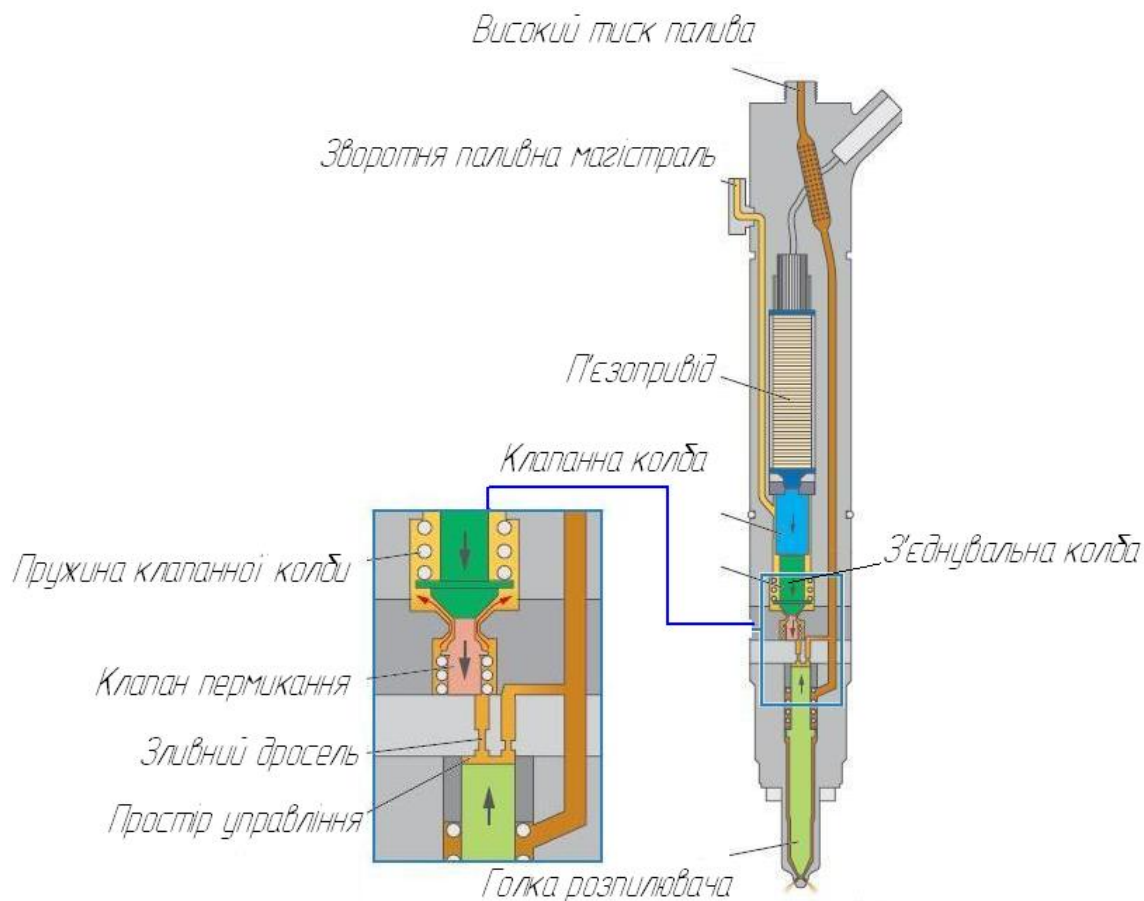


Рисунок 2.12 – Початок вприскування

Кількість палива, що вприскується, визначається періодом знаходження під управлінням п'єзоелектричного приводу і тиском в паливному акумуляторі. Завдяки швидким проміжкам часу включення п'єзоелектричного приводу можливо здійснювати більшу кількість циклів вприскування за робочій такт і точно визначати кількість палива, яке вприскується.

Завершення вприскування палива відбувається, коли електронний блок управління паливної системи більше не подає управляючі сигнали на п'єзоелектричний привід (рис. 2.13). П'єзоелементи повертаються в своє вихідне положення. Обидві колби гідравлічної сервосистеми переміщуються вгору, а клапан перемикавання притискується в своє гніздо. За рахунок цього перекривається шлях високому тиску палива до зворотної магістралі. Через дросель подачі паливо потрапляє в простір управління над голкою розпилювача. Тиск палива в просторі управління знову піднімається до тиску в паливному

										Арк
										35
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ					

аккумуляторі і закриває голку розпилювача. Процес впорскування завершується і клапан впорскування знаходиться знову в стані спокою.

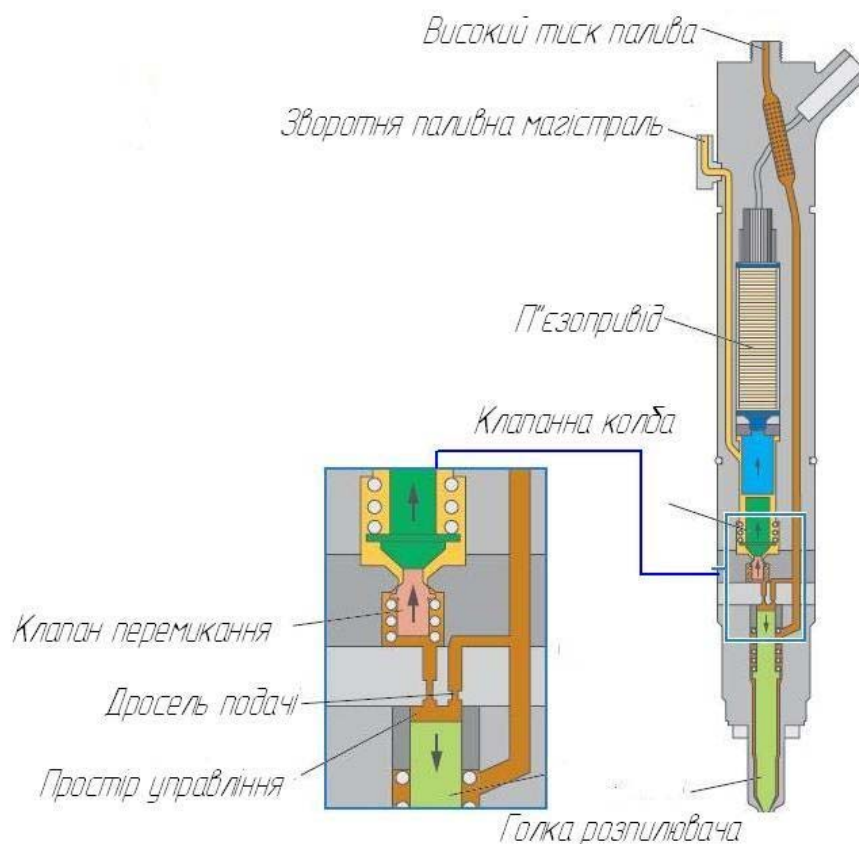


Рисунок 2.13 – Завершення процесу впорскування

За рахунок дуже короткого часу включення п'єзофорсунок можна плавно та точно управляти фазами і циклами впорскування. Завдяки цьому цей процес можна пристосувати до відповідних умов роботи двигуна. На протязі кожного процесу впорскування форсунка з п'єзоприводом може виконувати до декількох впорскувань: попередній, основний та додатковий.

Перед основним впорскуванням в камеру згорання подається невелика кількість палива, завдяки чому в камері збільшується температура та тиск. За рахунок цього зменшується затримка самозаймання основного впорскування і разом з тим зменшується швидке наростання тиску і його пік. Наслідком попередньої подачі палива являється зменшення рівня токсичності вихлопних газів та шуму. Час і кількість палива, що подається за попередній цикл, залежать

										Арк
										36
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ					

від режиму роботи двигуна. В холодному двигуні та при низьких обертах колінчастого валу реалізується два попередніх впорскування для зменшення шуму. При більш високому навантаженні та високих обертах колінчастого валу реалізується тільки одне попереднє впорскування для зменшення рівня токсичності відпрацьованих газів, а при повному навантаженні та високих обертах взагалі не виконується попереднє впорскування, так як для більш максимального значення коефіцієнта корисної дії необхідно подавати велику кількість палива за один цикл.

Після попереднього впорскування та короткої паузи в камеру згорання подається основна кількість, при чому рівень тиску впорскування всього процесу залишається незмінним.

Додаткове впорскування призначене для збільшення температури відпрацьованих газів, яка необхідна для згорання частинок сажі.

В якості критеріїв, які характеризують процес впорскування, використовують максимальний тиск впорскування p_{\max} та тривалість впорскування в градусах кута повороту кулачкового валу насоса $\varphi_{впр}$ або в долях секундах $t_{впр}$ (рис. 2.14, а) [29]. Початкова точка відповідає моменту перекриття плунжером всмоктуючих вікон в гільзі (геометричний початок подачі), а кут $\varphi_{зан}$ визначає динамічне запізнювання впорскування.

Сучасні тенденції до зменшенні жорсткості робочого процесу форсованих двигунів вимагають вдосконалення форми кривої, яка визначає залежність зміни тиску впорскування в часі, а відповідно, зміну характеристики впорскування. Для оцінки цієї залежності необхідно ввести нові додаткові критерії, які повинні характеризувати нахили ліній при збільшенні чи зменшенні тиску під час процесу впорскування.

Для оцінки осцилограми тиску впорскування (рис. 2.14, б), яка буде реалізовуватись форсункою з п'єзоприводом, недостатньо двох критеріїв, які були згадані вище. На цій осцилограмі тисків впорскування гарно видно характерні

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						37
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

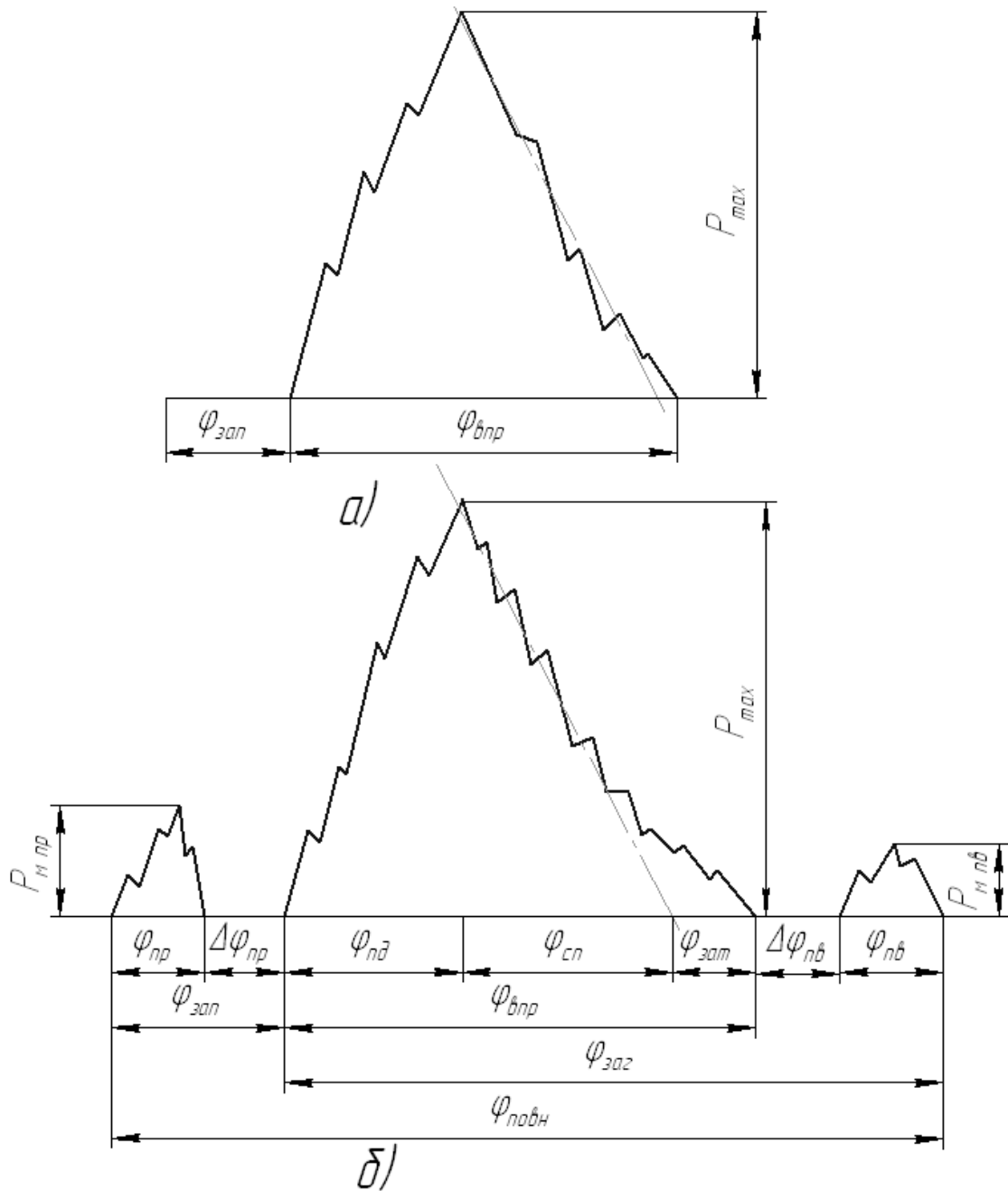


Рисунок 2.14 – Осцилограма циклу вприскування:

а) яка використовується; б) з попереднім, основним та додатковим вприскуванням дільниці попереднього та додаткового вприскування, а також плавний (затягнутий) спад лінії тиску поблизу нульової лінії. На дільницях підйому φ_{nd} та спаду φ_{cn} нахили кривої можна оцінити відношенням $\Delta p / \Delta \varphi$ (або $\Delta p / \Delta t$). При окремому попередньому вприскуванні затримка між попереднім та основним оцінюється величиною $\Delta \varphi_{pr}$. Дільниця попереднього вприскування (або

ступінчатого, якщо при переході від попереднього до основного ордината весь час більше нуля) можна характеризувати найбільшою ординатою $p_{\text{мпр}}$ та тривалістю $\Delta\varphi_{\text{пр}}$. Наступна ділянка основного вприскування характеризується максимальним тиском p_{max} та тривалістю $\Delta\varphi_{\text{впр}}$.

Лінія спаду тисків апроксимується нахилений прямій, від місця перетину якої з віссю абсцис i до кінця основного періоду вприскування вимірюється тривалість зтягування вприскування $\varphi_{\text{зат}}$. Додаткове вприскування описується найбільшим тиском $p_{\text{мпе}}$ і тривалістю $\Delta\varphi_{\text{пе}}$. Загальна тривалість основного вприскування позначається $\varphi_{\text{заг}}$, а повна тривалість вприскування, яка включає в себе попереднє, основне, додаткове та інтервали між ними, буде позначатись $\varphi_{\text{повн}}$.

2.5 Система вприскування палива під високим тиском з електронним управлінням

Електронний блок управління являється обчислювальним та комутаційним центром системи управління двигуном, основною його частиною являється АЦП на базі мікроконтролера (рис. 2.15), який виконує обчислювальні операції і видає керуючі сигнали. Із вхідних сигналів, що подаються датчиками, блок за допомогою прогамованих функцій та алгоритмів розраховує керуючі сигнали для виконуючих елементів та безпосередньо комутує їх за допомогою вихідних каскадів. Але для цього йому потрібно забезпечення, тобто пристрій, за допомогою якого можна перетворювати, зберігати та обчислювати. [30].

В системі управління двигуном використовуються два типи сигналів напруги: аналогові та цифрові. Аналогові сигнали перетворюються аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП) в мікропроцесорі в цифрові сигнали. Аналогові сигнали постійно змінні, тобто сигнали можуть бути будь-якої напруги в межах визначеного діапазону. Цифрові сигнали також являються змінними, але не

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		39

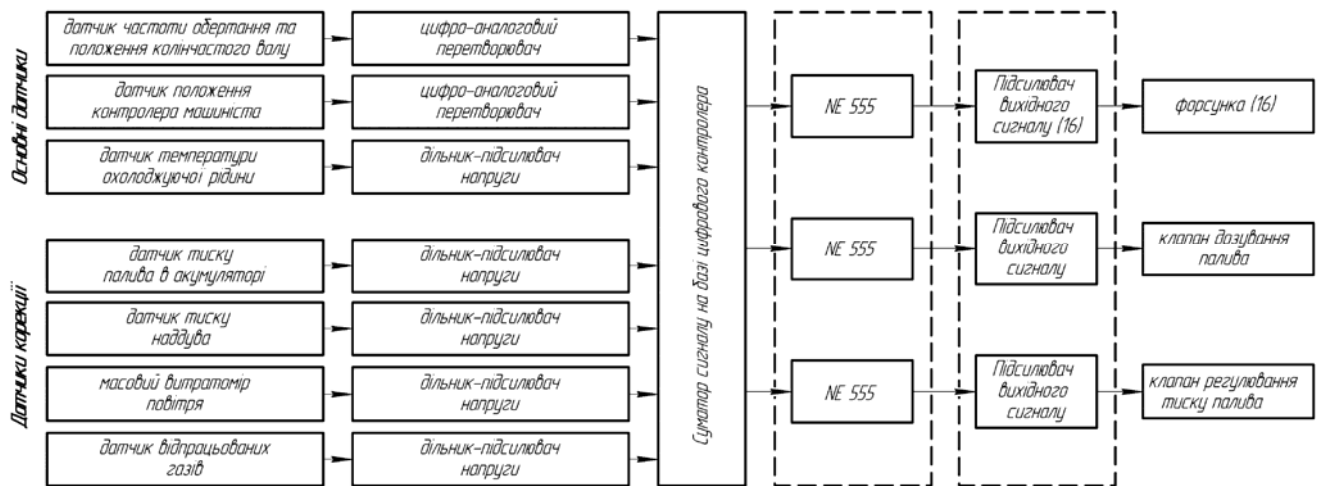


Рисунок 2.15 – Структурна схема електронного блока управління

постійно. Вони можуть бути представлені тільки визначеною напругою, яка буде відповідати логічній одиниці або нулю.

Вхідні сигнали передаються до блока управління в різній формі. Вони проходять через захисні ланцюги та при необхідності, через перетворювачі або підсилювачі. Електронний блок управління проводить обчислення отриманих сигналів, по яким визначає частоту обертання колінчастого валу та його кутове положення у кожний момент часу. Він виступає аналізатором діаграми датчика частоти обертання та положення КВ.

Також електронний блок визначає найоптимальніші параметри роботи паливної апаратури дизеля для даного моменту часу, кількість пального, що подається до циліндра дизеля та момент подачі пального, тобто кут випередження подачі пального.

Для більш точно регулювання необхідно виконувати корекцію в залежності від того, в яких умовах працює двигун. Корекція виконується по сигналам від наступних датчиків: датчик тиску повітря наддуву, датчик тиску палива в акумуляторі, датчик температури охолоджуючої рідини, масового витратоміра повітря та датчик відпрацьованих газів.

Датчик положення колінчастого валу служить для визначення положення і частоти обертання колінчастого валу.

Датчик положення колінчастого валу (рис. 2.16) є електромагнітним

датчиком. В зв'язку з цим він є основний пристроєм, без якого робота системи вприскування палива неможлива.

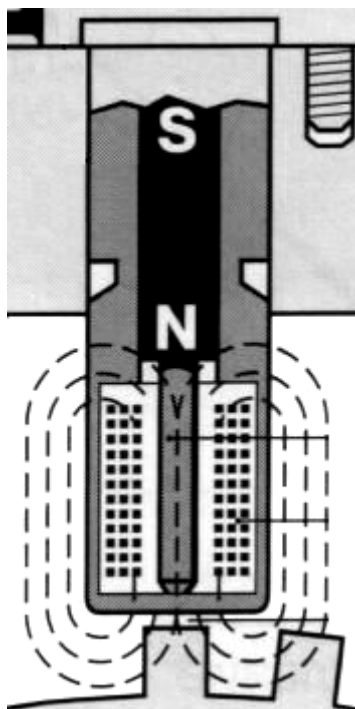


Рисунок 2.16 – Принцип роботи датчика положення та частоти обертання колінчастого валу

Основні технічні характеристики датчика

Опір обмотки датчика, Ом	570 – 750;
Індуктивність обмотки, мГн	200 – 420;
Мінімальна амплітуда напруги з датчика при частоті задаючого диска $0,5 \text{ c}^{-1}$, не менше, В	0,3;
Максимальна амплітуда напруги з датчика при частоті задаючого диска 117 c^{-1} , не більш, В	250;
Штекерний роз'єм	Packard Electric;
Габаритні розміри, мм	30×45×69;
Маса, г	52.

Датчик розташований напроти спеціального синхродиска, укріпленого на колінчастому валу. Зазор між торцем датчика і зубами диска складає 1...1,5 мм (рис. 2.17). Датчик є обмоткою з мідного дроту, усередині якої розташований намагнічений сердечник. Датчик генерує синхроімпульси напруги при синхронному проходженні зубів синхродиска мимо торця датчика. Форма осцилограми напруги вихідного сигналу датчика положення колінчастого валу близька до синусоїди.

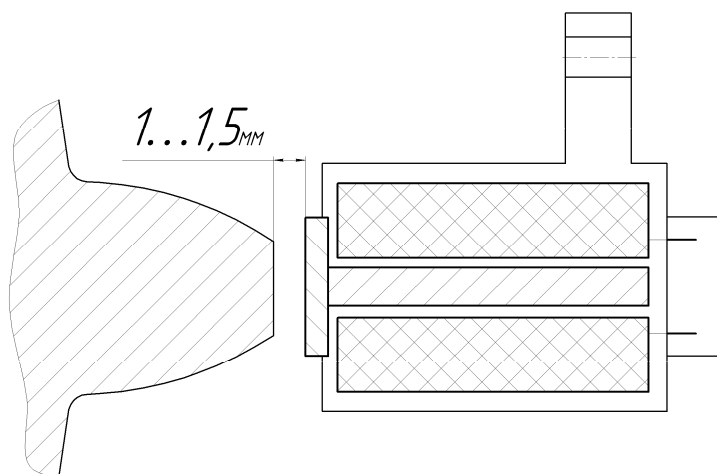


Рисунок 2.17 – Встановлення датчика положення та частоти обертання колінчастого валу

Амплітуда напруги і частота проходження синхроімпульсів пропорційні частоті обертання двигуна. При роботі двигуна на оборотах холостого ходу, амплітуда напруги синхроімпульсів повинна бути не менше ± 6 В. У режимі прокрутки двигуна стартером, амплітуда напруги синхроімпульсів повинна бути не менше 0,5 В. Осцилограма сигналів датчика має такий вигляд (рис. 2.18).

При підвищенні частоти обертання колінчастого валу двигуна, частота проходження синхроімпульсів та рівень напруги також збільшується (рис. 2.19).

При максимальній частоті обертання двигуна амплітуда напруги імпульсів може перевищувати 200 В.

Перевірка вихідного сигналу датчика виконується наступним шляхом: для перегляду осцилограми напруги вихідного сигналу датчика частоти обертання та

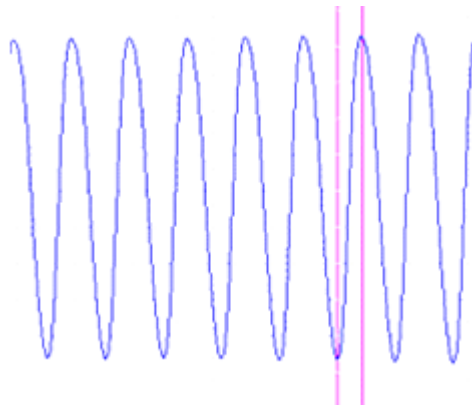


Рисунок 2.18 – Осцилограма датчика положення і частоти обертання колінчатого валу

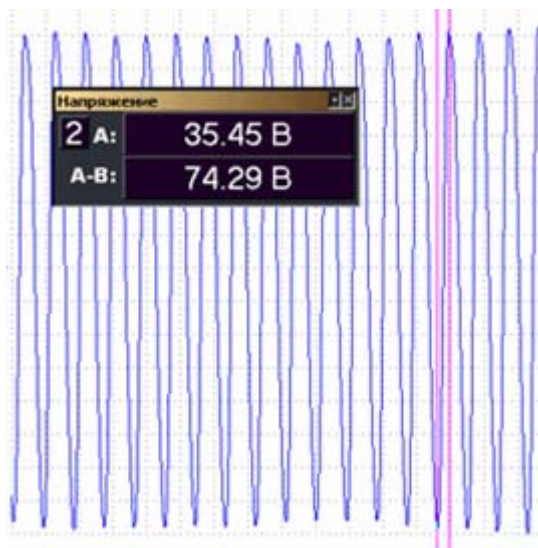


Рисунок 2.19 – Осцилограма датчика положення і частоти обертання колінчатого валу при великій частоті обертання

положення колінчастого валу роз'єм осцилографічного щупа повинен бути підключений до аналогового входу, що діагностується, пробник щупа повинен бути приєднаний паралельно сигнальному виходу датчика. Після під'єднування осцилографічного щупа і вибору режиму відображення осцилограм необхідно запустити двигун, а у випадку, якщо запуск двигуна неможливий, прокрутити двигун стартером. У разі потреби, осцилограму можна записати. Після завершення записану осцилограму можна детально вивчити. Встановлення датчика наведено на рисунку 2.20.

У випадку, якщо сигнал від датчика положення та частоти обертання

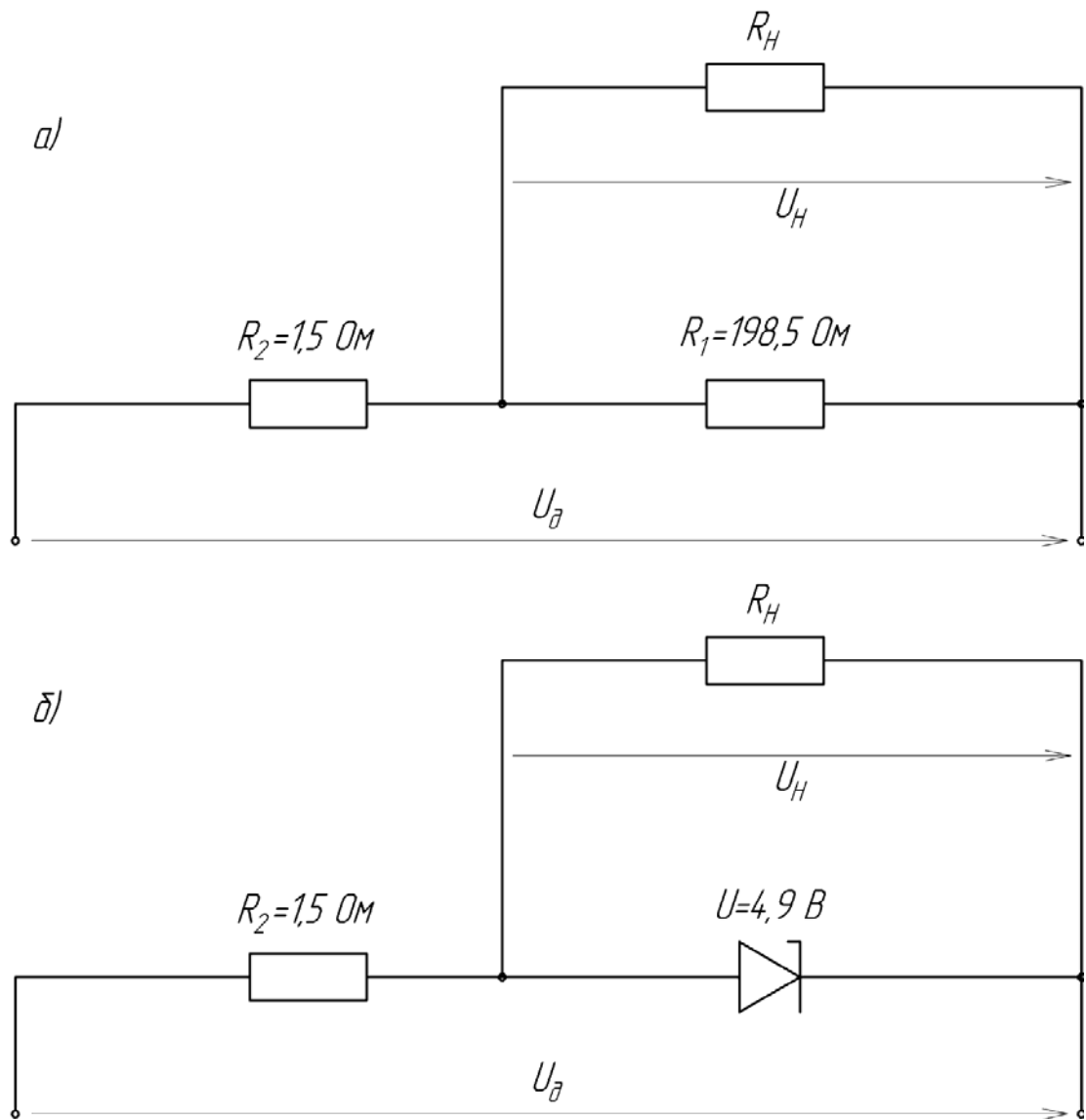


Рисунок 2.21 – Дільник напруги:

U_d – значення напруги після датчика частоти обертання та положення колінчастого валу; U_H – напруга після дільника напруги; R_1, R_2, R_H – відповідно опір першого, другого резисторів та опір напруги

$$U_H = \frac{U_d \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad (2.1)$$

Обчислення вихідної напруги відповідно до приведеної вище формули припускає, що в схемі немає навантаження. Якщо паралельно резистору R_2 підключене резистивне навантаження з кінцевим опором, вихідна напруга буде менше, ніж обчислена, по формулі. Якщо опір навантаження наближається до

опору R_2 , навантаження відбиратиме все більше і більше струму з схеми. Це приведе до перерозподілу падінь напруги в схемі, і вихідна напруга буде вже значна відрізняться від розрахованої відповідно до приведеної вище формули напруги.

Для визначення вихідної напруги діляника за наявності навантаження ми можемо використовувати стандартні методи розрахунків відповідно до законів Ома і Кирхгофа. Якщо опір навантаження достатньо великий порівняно із значенням R_2 , вихідна напруга буде майже рівною напрузі, значення якого виходить відповідно до приведеної вище формули. При цьому емпіричним правилом є: опір навантаження повинен в десять або більше разів перевищувати опір R_2 . Чим вище значення опору навантаження по відношенню до R_2 , тим ближче вихідна напруга буде до значення, розрахованого відповідно до приведеної раніше формули.

Розрахуємо опори резисторів.

Вихідна напруга датчика складає 200В. На навантаження ми маємо подати напругу $1,5 \pm 0,5$ В.

Розрахунки проведемо за допомогою програмного комплексу Microsoft Excel та команди "Пошук рішення". Отримані такі дані: $R_1=198,5$ Ом; $R_2=1,5$ Ом.

Пропонуємо модернізувати діляник напруги застосуванням в схемі стабілітронів на 4,9 В. Це захистить схему від перенавантаження напругою та забезпечить стабільність сигналу (рис. 2.21, б).

Електронний блок управління повинен видавати керуючі пускові сигнали на виконуючі елементи. Керуючі пускові сигнали представляють собою прямокутні імпульси, які змінюються часом вмикання при незмінній частоті. Використовування імпульсного способу передачі інформації обумовлено рядом причин: більшість технологічних процесів мають тактовий характер; передача інформації в вигляді імпульсів дозволяє зменшити споживану потужність та збільшити точність і надійність електронних пристроїв, так як інформація передається в вигляді кодового набору імпульсів.

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		46

Пристрій, який призначений для формування та перетворення електричних сигналів, які мають характер імпульсів, перепадів напруги або току, а також для управління інформацією, наданою даними сигналами, називається імпульсним [32]. Основним параметром, який характеризує імпульсні пристрої, являється скважність імпульсів – це відношення частоти повторення імпульсів до тривалості пауз між імпульсами.

Мультивібратор відноситься до імпульсних пристроїв. Він являється генератором імпульсів з резистивно-ємнісними міжкаскадними зв'язками, яким характерні один або декілька квазістатичних стани. На рисунку 2.22 приведена схема мультивібратора, який генерує керуючі імпульси управління п'єзоприводом форсунки. Використання в даному пристрої мікросхеми *NE555* дозволило отримати широке регулювання скважності імпульсів в широких межах. Це досягнуто тим, що розділено ланцюги заряду та розряду конденсатора *C1*. При високому рівні на виході мікросхеми (вивід 3) транзистори *VT1* та *VT2* відкриті. В цей час конденсатор *C1* заряджається через транзистор *VT1*, резистор *RA*, частину *R'A* змінного резистора *RP1*. При досягненні на ньому напруги рівня $0,66 \cdot U_{живл}$ мультивібратор переходить у стан з низьким рівнем сигналу на виході.

Тепер конденсатор *C1* розряджається через частину *R'B* змінного резистору *RP1*, резистор *RB* і внутрішній ланцюг розряду (вивід 7) мікросхеми. При рівні напруги на ньому $0,33 \cdot U_{живл}$ мультивібратор переходить в попередній стан з високим рівнем на виході. Таким чином, час зарядки (t_1) та розрядки (t_2) можна регулювати змінним резистором.

Скважність імпульсів визначається відношенням опорів резисторів

$$\frac{T}{t_1} = \frac{RA + RP1 + RB}{RA + R'A} \quad (4.2)$$

При вказаних на схемі опорах скважність регулюється від 2 до 98 при незмінній частоті генерації, рівній 20 Гц.

Підсилювач необхідний для збільшення сигналу від мультивібратора.

									Арк
									47
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

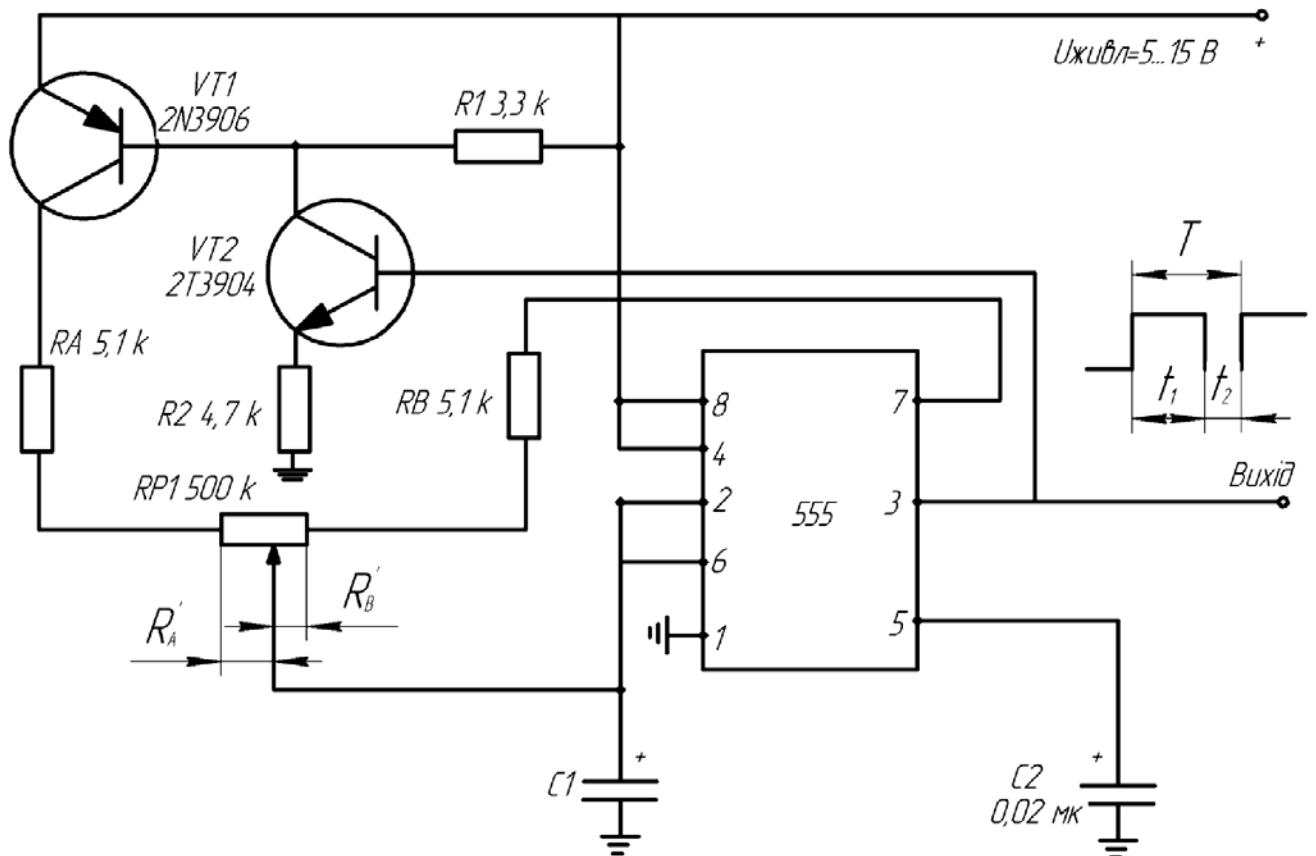


Рисунок 2.22 – Схема мультивібратора

Електронний блок управління, як мікропроцесорний пристрій, видає сигнал амплітудою до 5 В на вхід мультивібратора, на виході сигнал напруги не змінний. Але для управління приводом форсунки необхідно більш потужний сигнал. Тому необхідно застосувати підсилювач сигналу.

Підсилювач краще всього виконати за допомогою транзисторів із застосуванням декількох каскадів.

Параметри приводу форсунки складають: напруга на п'єзоприводі U дорівнює (110-148) В, частота повторення імпульсів 20 Гц.

Для надійної роботи підсилювача застосуємо 3 каскади: перший каскад підвищує напругу до 15 В, другий – до 45 В, третій – до 135 В. Схема підсилювача представлена на рисунку 2.23.

Отже, в цьому розділі на базі сучасної системи керування дизельним двигуном розроблено систему керування, адаптовану для 16-ти циліндрового дизеля типу Д49.

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
------	-----	----------	-------	------

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

48

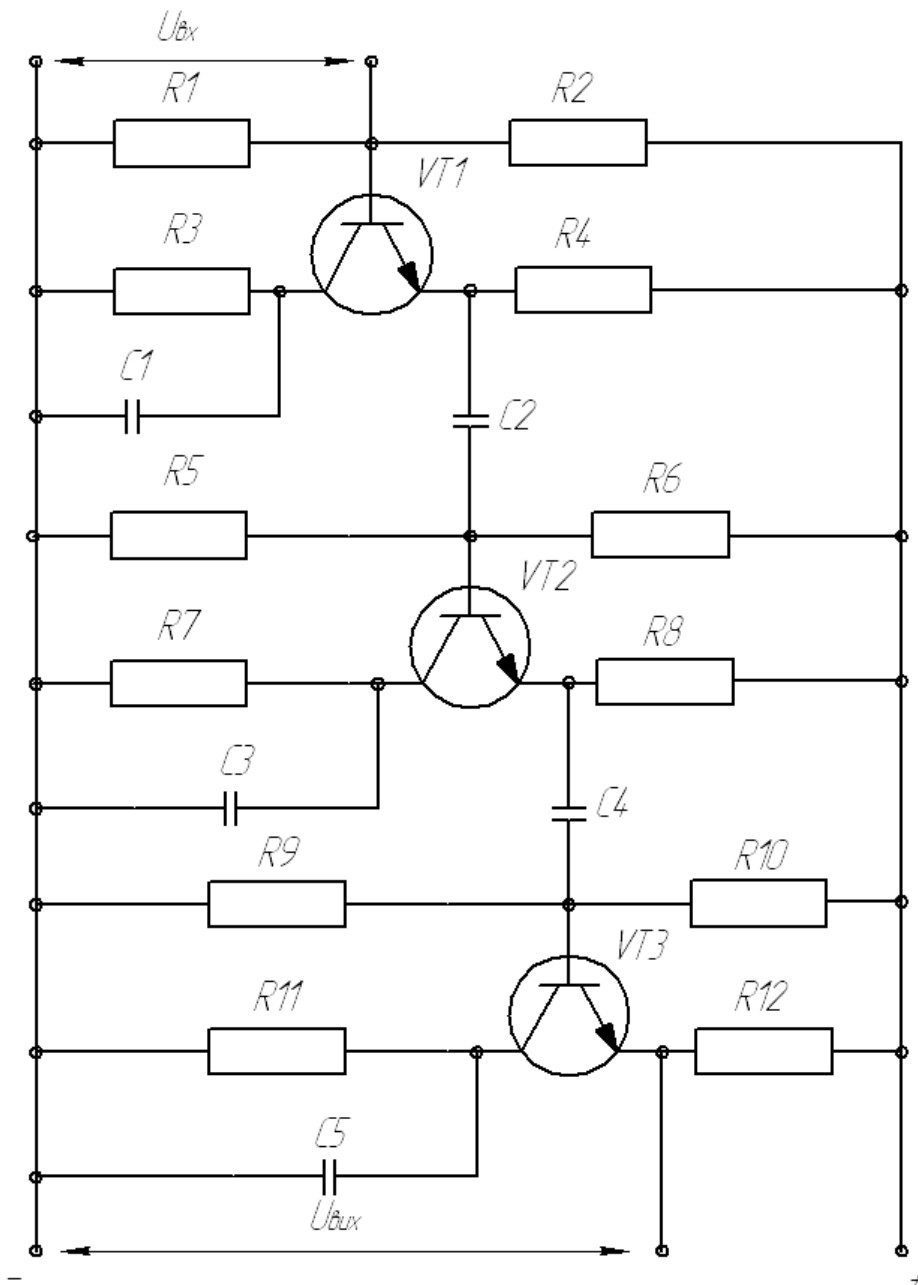


Рисунок 2.23 – Схема підсилювача

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

49

3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ Д49 З МОДЕРНІЗОВАНОЮ ПАЛИВНОЮ СИСТЕМОЮ

3.1 Розрахунок величини кута випередження подачі пального

Відразу після початку вприскування пального в циліндр одночасно із сумішеутворенням починається ланцюг процесів – підготовка пального до запалювання. Одні з них протікають одночасно, а інші послідовно. В цей час відбуваються нагрівання пального повітрям і випаровування його, хімічні процеси усередині пального і хімічні реакції між паливом і киснем повітря. Температура пального підвищується тим швидше, чим вищі температура і тиск повітря, залежне від ступеня стиснення і моменту початку вприскування пального. При ранішому початку вприскування до в.м.т. нагрівання вимагає більше часу, оскільки температура і тиск повітря тим менше, ніж більший шлях залишається пройти поршню до в.м.т. Швидшає нагрівання при зменшенні розмірів крапель пального, при цьому збільшується відношення поверхні краплі до її маси і теплота швидше досягає центру краплі, підвищуючи температуру всієї її маси. Прискоренню нагрівання сприяє підвищення відносної швидкості руху крапель пального в повітрі, яка залежить від тиску вприскування і завихрень повітря. При збільшенні відносної швидкості росте коефіцієнт теплопередачі і швидшає нагрівання [33].

Коли температура на поверхні краплі досягне певного значення, починається випаровування пального – спочатку легших складових частин, а потім все більш важких. Температура початку випаровування визначається сортом пального. Швидкість випаровування залежить від:

- швидкості руху пального в повітрі (чим більше ця швидкість, тим швидше віддаляється пара від краплі);
- розмірів краплі;
- температури і тиску повітря.

Досягши певної температури на поверхні крапель і у випарованій частині

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
						50
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

починається також хімічне перетворення пального (розпад складних молекул вуглеводнів на простіші), реакції між молекулами пального і киснем повітря. Протікання хімічних процесів, їх характер і швидкість залежить від сорту пального, швидкості нагрівання і випаровування. Частина хімічних реакцій поглинає теплоту, а частина виділяє. Нарешті, настає момент, коли реакції, при яких виділяється теплота, починають рішуче переважати і пальне запалає.

В результаті численних досліджень встановлено, що запалювання відбувається в пароподібній частині пального, яка більше перемішана з повітрям, а тому нагрівання і інші процеси відбуваються в ній швидше, ніж в рідкій частині.

Після початку вприскування пального в циліндр проходить деякий проміжок часу до початку горіння. Це так званий підготовчий період, або період затримки запалювання. Тривалість його можна визначити по формулі проф. А. І. Толстова.

$$\tau_i = B \sqrt{C_k} \sqrt{\frac{T_k}{P_k}} e^{\frac{E C_k^{n_c-1}}{R T_k}}, \quad (3.1)$$

де B – коефіцієнт, залежний від частоти обертання колінчастого валу;

C – коефіцієнт, залежний від ступеня стиснення і кінематики шатуннокривошипного механізму;

E – умовна енергія активації – надмірна кінетична енергія молекул, які штовхаються над середньою енергією співзіткнення. Величина E залежить від хімічної природи пального, $E = 20 \cdot 10^3 \div 25 \cdot 10^3$ Дж/моль.

Зазвичай тривалість підготовчого періоду на найекономічніших режимах τ_i дорівнює $0,001 \div 0,002$ с, але на режимах малих навантажень і холостого ходу ці межі досягають $0,005 \div 0,007$ с [34].

З вищевикладеного і формули (3.1) можна зробити висновок, що тривалість запізнювання запалювання зменшується при збільшенні швидкості нагрівання крапель пального повітрям.

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
						51
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Швидкість нагрівання збільшується при:

- підвищенні ступеня стиснення;
- дрібнішому розпилюванні пального, більшому завихренні повітря в циліндрі;
- збільшенні лінійної швидкості витікання пального з форсунки;
- підвищенні температури повітря наддува T_k ;
- зменшенні випередження початку впорскування пального до в.м.т., оскільки температура стислого повітря збільшується у міру наближення до в.м.т [35].

Запізнювання запалювання залежить також від сорту пального, яке характеризується різними показниками.

Запізнювання запалювання має велике значення для робочого процесу. При малому запізнюванні пальне запалає майже негайно ж після входу в циліндр і, таким чином, горіння поєднується з подачею пального. В цьому випадку, вибираючи характеристику подачі пального шляхом підбору конструкції і розмірів паливної системи, можна управляти процесом згоряння і одержувати індикаторну діаграму різної форми з бажаним тиском спалаху. Одночасно можна утримувати в допустимих межах швидкість наростання тиску і тим самим оберігати механізм двигуна від дуже сильних динамічних навантажень. Ці міркування і примушують прагнути до зменшення запізнювання запалювання. При великому запізнюванні може виявитися що все або майже все пальне буде впорснуто в циліндр, перш ніж відбудеться запалювання. Тоді початок горіння виявиться некерованим. Горіння протікає дуже швидко, велика швидкість наростання тиску створює ударне навантаження на механізм дизеля. З'являється стукіт в зчленуваннях між деталями як говорять, дизель працює жорстко. Тому слід прагнути до зменшення періоду запізнювання запалювання. Наявність запізнювання запалювання пояснює, чому індикаторна діаграма дизеля завжди знаходить більш менш різке підвищення тиску поблизу в.м.т. (кінця стиснення).

Швидке протікання процесу горіння в безкомпресорному дизелі обумовлює

									Арк
									52
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

жорсткість роботи, яка оцінюється швидкістю наростання тиску dp/dt , ступенем підвищення тиску і чинником динамічності циклу, що є відношенням кількості пального, яке вприснуто в циліндр до моменту samozapalювання, до всієї кількості пального, що вприснуто за цикл. Жорсткість можна понизити зменшенням запізнювання запалювання або підбором такого режиму вприскування пального, при якому протягом запізнювання запалювання в циліндр поступає лише мала частка всього пального. Обидва способи пов'язані з певними труднощами. З пониженням частоти обертання колінчастого валу жорсткість роботи дизеля декілька збільшується, що пояснюється збільшенням періоду затримки запалювання через падіння температури і тиск наддувочного повітря, зменшення подачі пального за цикл, не дивлячись на падіння швидкості подачі. Найраціональніша динаміка циклу може бути одержана шляхом зміни кута випередження вприскування пального залежно від частоти обертання колінчастого валу [36].

3.2 Вибір математичної моделі для розрахунку модернізованого дизельного двигуна

В даний час в усьому світі проектування і доведення ДВЗ не мислиться без проведення математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації. Актуальність проведення таких робіт все більше зростає з посиленням нормативів, що обмежують викиди шкідливих речовин, вимог економічності і високої питомої потужності. Попередня розрахункова опрацювання питань, пов'язаних з удосконаленням робочих процесів ДВЗ, паливної апаратури та систем подачі повітря дозволяє істотно скоротити обсяг дорогих експериментальних робіт. При цьому програмне забезпечення повинно дозволяти адекватно моделювати відповідні процеси. Чим повніше математична модель охоплює розглянуті фізичні процеси і коректніше їх описує, тим точніше і надійніше може бути отриманий результат. Ще однією властивістю має володіти програмне забезпечення можливістю вирішувати складні оптимізаційні задачі.

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		53

Недостатньо отримати в розрахунку гарний збіг з експериментом, необхідно знайти ефективні шляхи вдосконалення конструкції, відшукати оптимальні значення багатьох конструктивних факторів, по-різному впливають на робочий процес, і, часом, призводять до конфліктних ситуацій. Наприклад, необхідно знайти таке поєднання форми камери згоряння і конструкції паливної апаратури, яке забезпечить одночасне зниження і витрати палива і емісії NO_x . Оптимізація одного, або навіть двох параметрів методом перебору часто не дозволяє отримати хорошого результату для завдання з великим числом факторів, що впливають. Для підвищення ефективності вирішення оптимізаційних завдань багато авторів використовують формальні пошукові процедури нелінійного програмування, які дозволяють вести оптимальний пошук в автоматичному режимі. Для реалізації такої можливості ядро програми, що реалізує математичну модель досліджуваного процесу, має володіти, крім необхідної точності, ще й високою швидкістю, тому що при пошуку оптимуму доводиться проводити розрахунки багатьох сотень варіантів конструкції. Розробка такого програмного забезпечення має на увазі наявність великого наукового потенціалу і серйозних матеріальних витрат.

3.2.1 Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т

Комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т дозволяє:

- виробляти математичне моделювання робочих процесів комбінованих ДВЗ: дизельних, бензинових і газових з іскровим запалюванням, включаючи форкамерно, використовуючи при цьому різні моделі згоряння: від найпростішої моделі, до сучасних, побудованих на розрахунку тривимірного руху паливних струменів в завихрення заряді камери згоряння дизеля;

- здійснювати розрахунок різних режимів роботи ДВЗ, прогнозувати швидкісні, навантажувальні, висотні та інші характеристики 2 і 4-тактних ДВЗ, з різними схемами підключення колекторів, перетворювачів імпульсів, турбін, компресорів та охолоджувачів наддувочного повітря;

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						54
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

– прогнозувати показники потужності, економічні та екологічні показники двигуна при проведенні різних конструктивних заходів, пов'язаних з модернізацією паливної апаратури, форми камери згоряння, організацією закрутки заряду, вибором фаз газорозподілу і системи наддуву;

– дослідити вплив на роботу комбінованого ДВЗ перепуску газів і повітря, а також особливостей проточних частин турбін та компресорів (маючи характеристики проточних частин турбін і компресорів, можна здійснити їх оптимальний підбір до поршневого ДВЗ);

– вирішувати багатofакторні завдання оптимізації робочого процесу дизелів, бензинових і газових двигунів, використовуючи для цього як метод сканування (для двовимірних задач), так і методи нелінійного програмування (для n-мірних задач): бібліотека програми містить 14 процедур оптимального пошуку.

3.2.2 Програмний комплекс ВПРИСК

ПК ВПРИСК – результат розвитку програмного забезпечення, розробка якого розпочато в 1983 р. Перед авторами завжди стояли завдання створення продукту, придатного для практичних потреб, що поєднує адекватність математичної моделі реальному процесу, швидкодія, надійність алгоритмів і зручність роботи. ПК ВПРИСК створювався для конструкторських і дослідницьких потреб, але завжди робилися спроби його адаптації для задач навчання.

ПК ВПРИСК забезпечує наступні можливості:

– математичне моделювання роботи ДВЗ різного складу і структури. Забезпечено безвідносність до призначення ДВЗ і конструктивним виконанням складових (наприклад, ПНВТ багатосекційні, індивідуальні, розподільні, роторні, діафрагмові і т.д., привід плунжера кулачками і штовхачами будь-якого типу, гідравлічний або інший, форсунки відкриті, клапанні, нормальні, штифтові і т.д.);

– створення образу на рівні редагування вихідних даних або в графічному редакторі;

– дослідження процесів на різних режимах роботи, побудова швидкісних,

									Арк
									55
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

навантажувальних або регулювальних характеристик;

- проведення одно-, дво-, багатofакторних численних експериментів;
- проведення багатопараметричної оптимізації;
- організація спільної роботи з ПК ДИЗЕЛЬ, розробка по заданій характеристиці уприскування або іншими показниками робочого процесу;
- достовірний опис процесів, досягнуте використанням результатів теоретичних і експериментальних досліджень;
- розвинені сервісні можливості оболонки ПК: швидка підготовка і контроль вихідних даних, наочне представлення результатів;
- отримання інтегральних та миттєвих характеристик роботи, включаючи тиск, швидкості, переміщення, сили, моменти, напруги та ін .;

3.2.3 Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК

Програма ДИЗЕЛЬ-РК призначена для розрахунку і оптимізації двотактних і чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння.

Програма дозволяє проводити тепловий розрахунок, аналіз і дослідження наступних типів ДВЗ:

- дизельних;
- бензинових іскрових: карбюраторних, з вприскуванням бензину;
- газових іскрових: звичайних, форкамерних.

ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу термодинамічних програм, тобто циліндри двигуна розглядаються в ній як відкриті термодинамічні системи.

Як і належить гарній термодинамічній програмі, ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє досліджувати двигуни з різними системами наддуву, підбирати агрегати наддуву до поршневої частини, досліджувати процеси газообміну, включаючи оптимізацію фаз газорозподілу, а також прогнозувати різні характеристики двигунів.. Програма постійно удосконалюється, в неї додаються все нові і нові можливості для вирішення актуальних завдань.

У програмі реалізована РК-модель: модель сумішоутворення і згоряння в

									Арк
									56
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04МР.ПЗ				

дизелі яка дозволяє розраховувати швидкість тепловиділення з урахуванням:

- форми камери згоряння;
- інтенсивності вихору;
- кількості, діаметра і спрямованості соплових отворів;
- форми характеристики уприскування, включаючи багатофазні (багаторазові) впорскування;
- взаємодії струменів зі стінками і між собою;
- біопалива і сумішей біопалива з дизельним паливом в різних пропорціях;
- системи рециркуляції відпрацьованих газів.
- РК-модель дозволяє оптимізувати форму камери згоряння і конструкцію паливної апаратури.

Отже, виконаємо розрахунок параметрів роботи двигуна за допомогою програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК.

3.3 Розрахунок параметрів дизельного двигуна з модернізованою паливною системою високого тиску

3.3.1 Обчислення параметрів дизельного двигуна з базовими вихідними даними

Для початку проведення аналізу в програму необхідно задати основні вихідні дані:

- діаметр циліндра, $D=260$ мм;
- хід поршня, $S=260$ мм;
- степінь стиснення, $\varepsilon=12,5$;
- кількість циліндрів, $k=16$;
- номінальна частота обертання, $n=1000$ хв⁻¹;
- інші параметри стосовно циліндро-поршневої групи [29].

Результати обчислення параметрів дизельного двигуна з базовими (паспортними) значеннями всіх параметрів можуть свідчити про правильність

									Арк
									57
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04МР.ПЗ				

введення даних та адекватність моделі для проведення аналізу роботи паливної апаратури. Результати наводимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Порівняння базових параметрів дизеля 16ЧН26/26

Параметр	Позначення	Значення параметра (за розрахунком)	Значення параметра (паспортні дані)
Частота обертання колінчастого вала, [1 / хв]	n	1000,0	1000,0
Потужність, [кВт]	Ne	2250,9	2250,0
Крутний момент, [Нм]	Me	21496,	21000
Циклова подача палива, [г]	qc	1,0000	1,0000
Питома ефект. витрата палива, [кг / (кВт * год)]	be	0,21325	0,202+11
Ефективний ККД	Eta_e	0,39721	0,4
Індикаторний ККД	Eta_i	0,45878	0,45
Середня швидкість поршня, [м / с]	Sp	8,6667	8,6667
Тиск тертя, [бар]	Pтр	1,8849	1,9
Механічний ККД	Eta_mex	0,86646	0,86

З результатів розрахунків бачимо відхилення значень деяких параметрів від паспортних даних, але так як їх величина невелика то відхиленням можна знехтувати.

Аналіз будемо проводити на підставі значення потужності та середнього ефективного тиску, оскільки ці параметри в першу чергу визначають навантажувальні характеристики двигуна. Для прикладу наводимо розрахункову індикаторну діаграму дизеля з базовими параметрами (рис. 3.1).

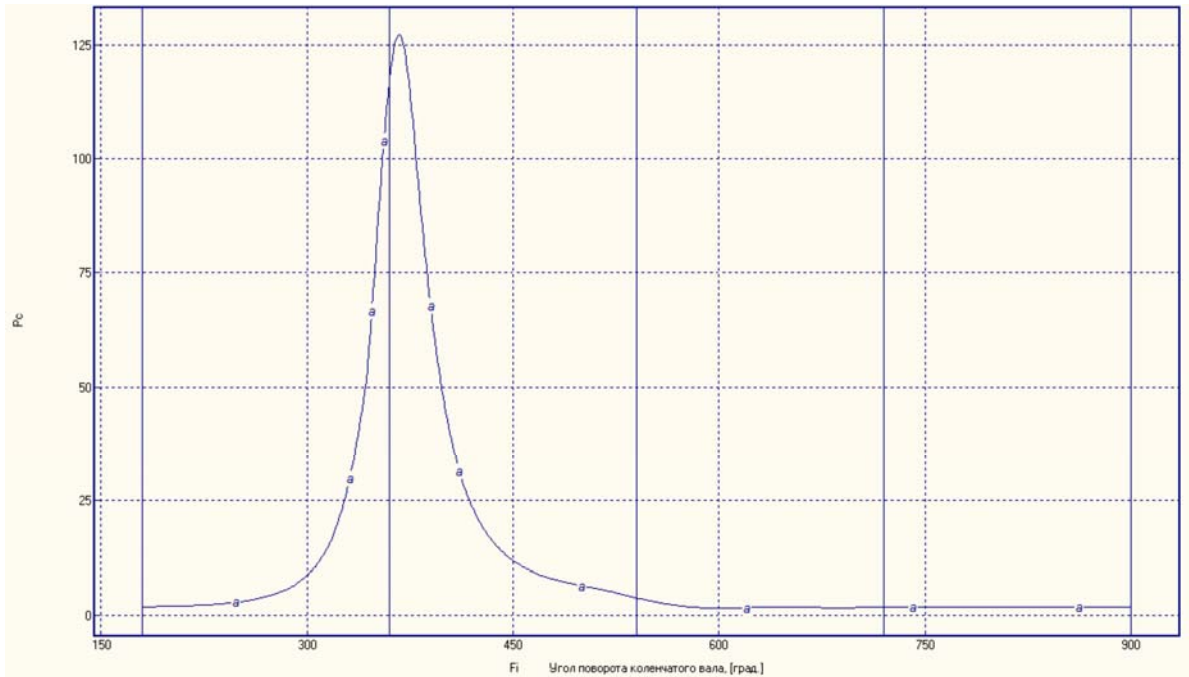


Рисунок 3.1 – Розрахункова індикаторну діаграму дизеля з базовими параметрами

3.3.2 Визначення середнього індикаторного тиску

Для визначення середнього індикаторного тиску застосовуємо формулу

$$P_i = \frac{1}{720} \int_{180}^{900} P_c(\varphi) d\varphi \quad (3.1)$$

Для визначення залежності $P_c(\varphi)$ використовуємо функцію MS Excel (лінія тренда). Для прикладу наводимо залежність $P_c(\varphi \in [180...300])$ (рис. 3.2).

$$P_i = \frac{1}{120} \int_{180}^{300} 6,09 \cdot 10^{-8} \varphi^4 - 0,0000524 \varphi^3 + 0,0170 \varphi^2 - 2,46 \cdot \varphi + 134,2 d\varphi = 0,0948 \text{ бар.}$$

Аналогічно визначаємо значення для $\varphi \in [300...900]$.

Середнє значення індикаторного тиску складає $P_i = 14,125$ бар.

3.3.3 Аналіз індикаторних діаграм на різних режимах роботи

Для проведення аналізу виконуємо побудову індикаторних діаграм при

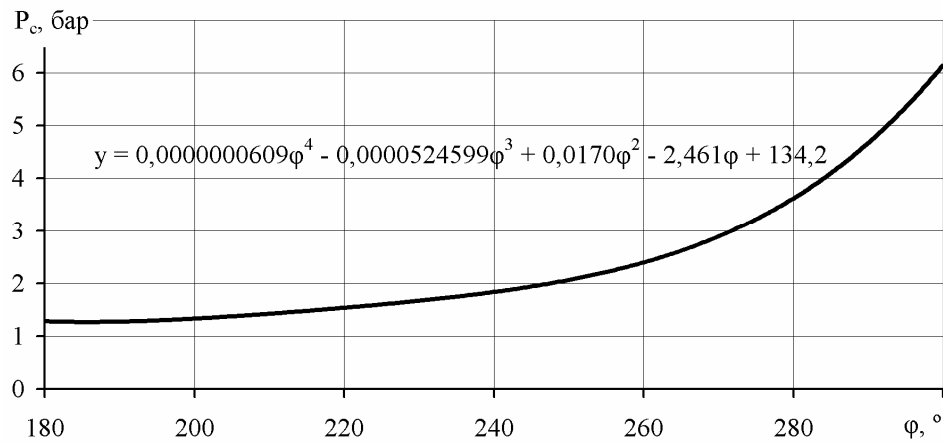


Рисунок 3.2 – Визначення математичної залежності $P_c(\varphi \in [180...300])$

варіативних вихідних параметрах – частота обертання $n \in [350...1000]$ та кут випередження вприску $\varphi_v \in [1...25]$. Для частоти обертання $n = 350 \text{ хв}^{-1}$ індикаторні діаграми з $\varphi_v \in [1...25]$ наведені на рис. 3.3. Оскільки з рис. 3.3 бачимо ідентичність графіків в діапазонах $\varphi = 180^\circ - 300^\circ$ та $\varphi = 540^\circ - 900^\circ$, то наводимо діаграми лише в діапазоні $\varphi = 300^\circ - 540^\circ$ (рис. 3.4, 3.5).

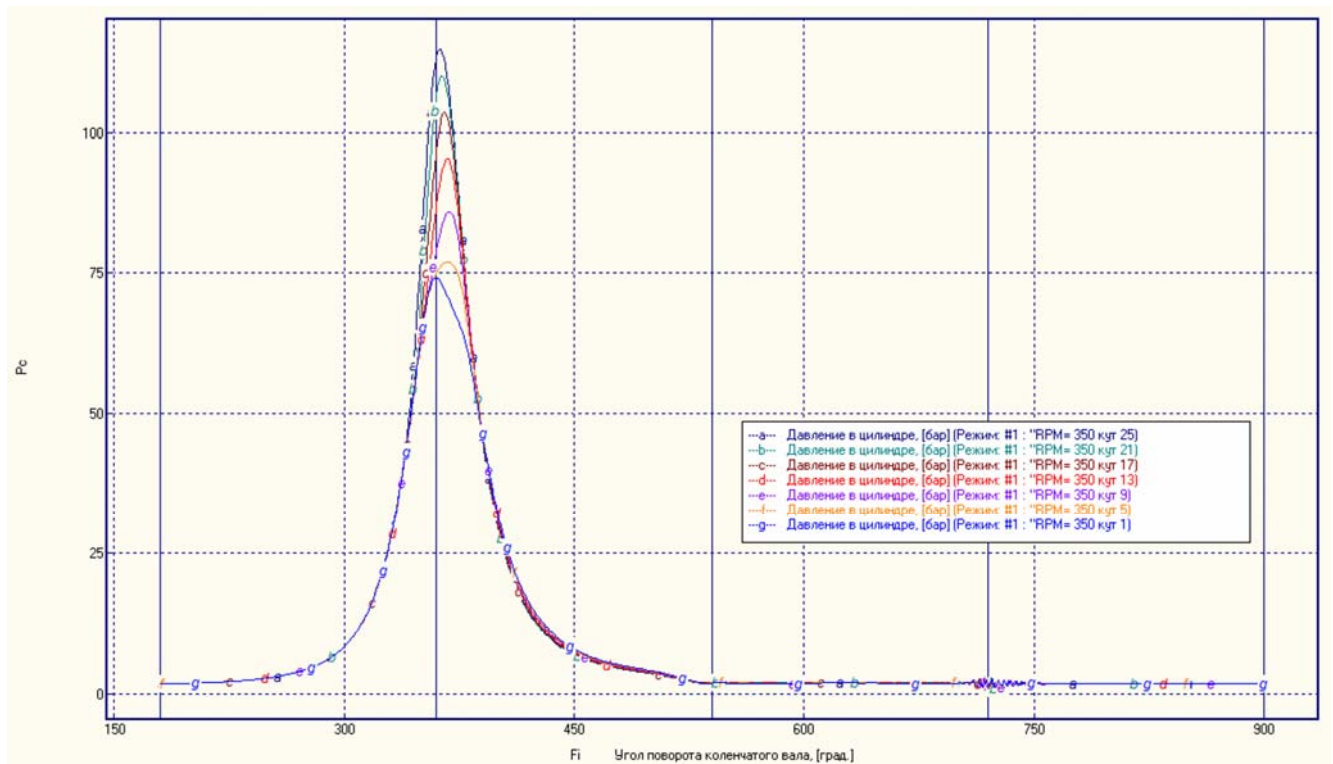


Рисунок 3.3 – Індикаторні діаграми з $\varphi_v \in [1...25]^\circ$, $n = 350 \text{ хв}^{-1}$

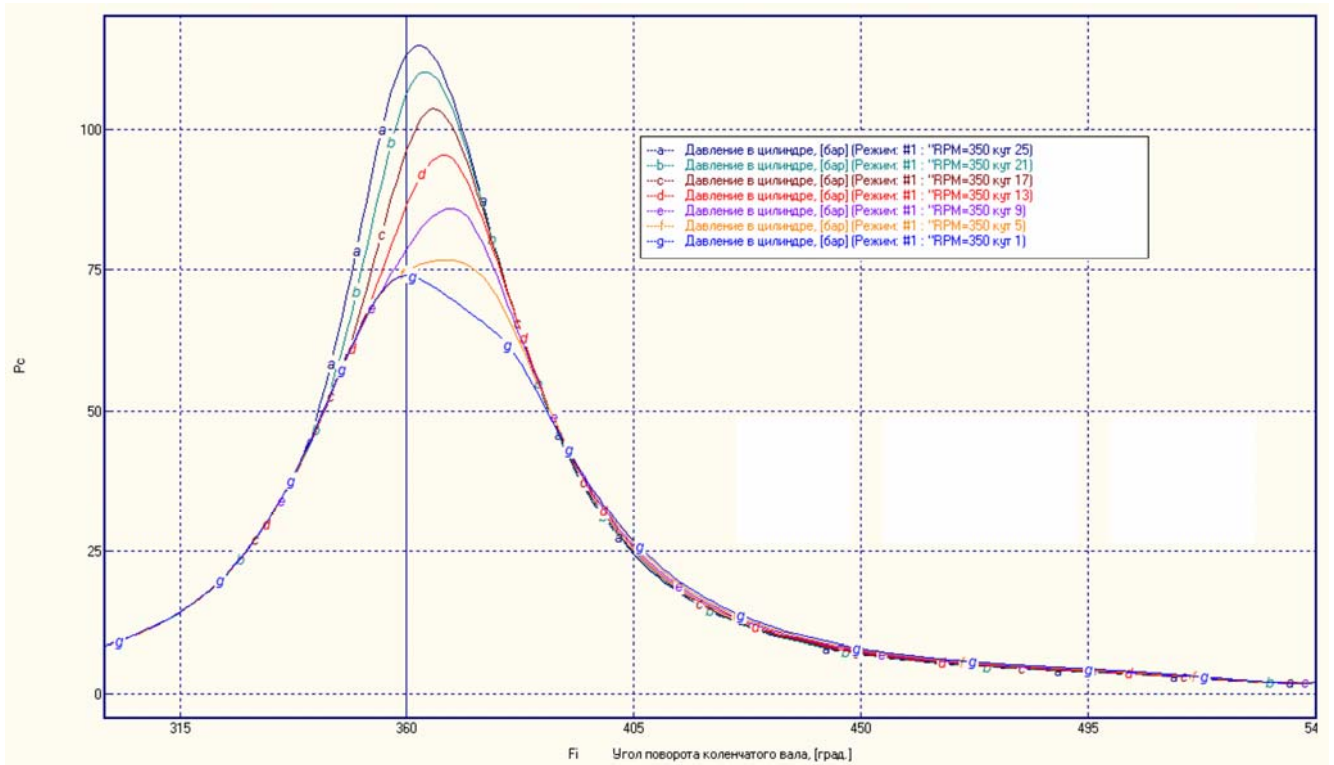
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
------	-----	----------	-------	------

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

60

a)



б)

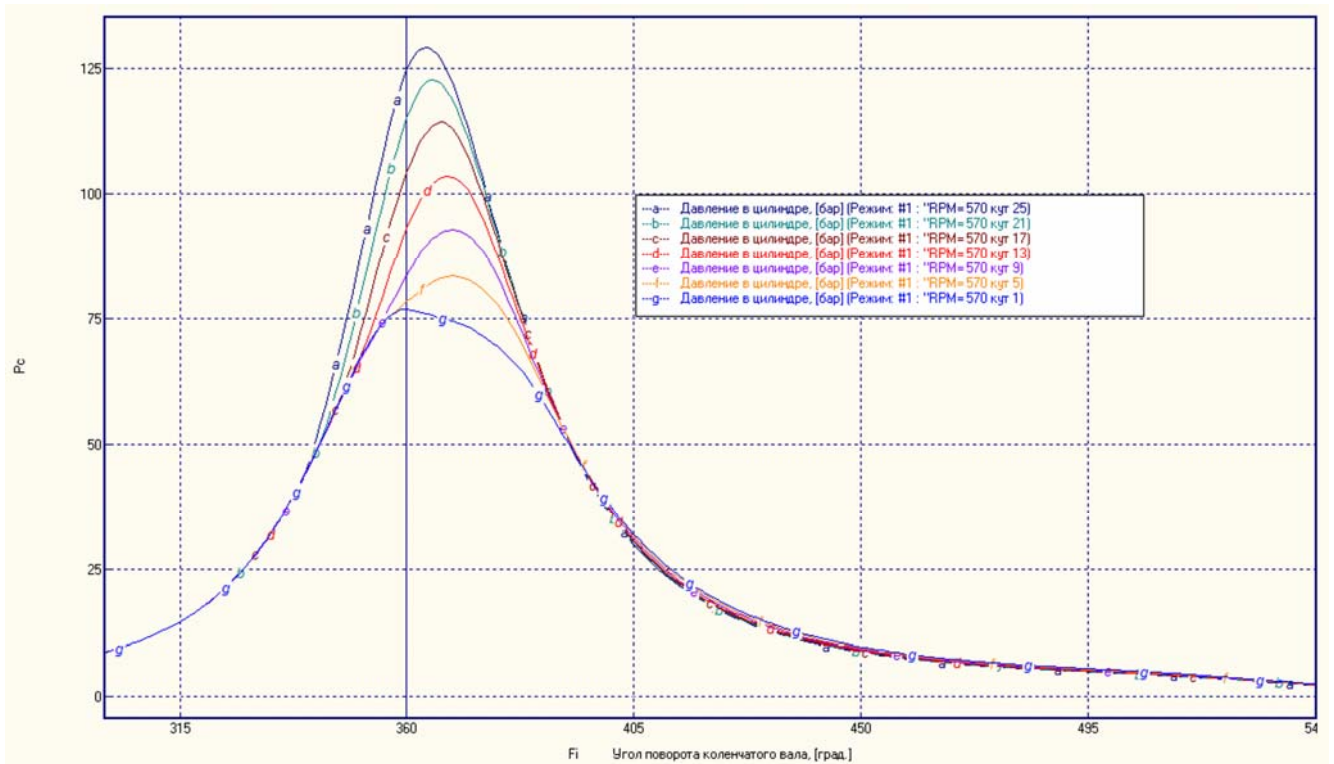


Рисунок 3.4 – Індикаторні діаграми: а) – $n = 350 \text{ хв}^{-1}$; б) – $n = 570 \text{ хв}^{-1}$;

а – $\varphi_{\theta} = 25^{\circ}$; б – $\varphi_{\theta} = 21^{\circ}$; с – $\varphi_{\theta} = 17^{\circ}$; д – $\varphi_{\theta} = 13^{\circ}$;

е – $\varphi_{\theta} = 9^{\circ}$; ф – $\varphi_{\theta} = 5^{\circ}$; г – $\varphi_{\theta} = 1^{\circ}$

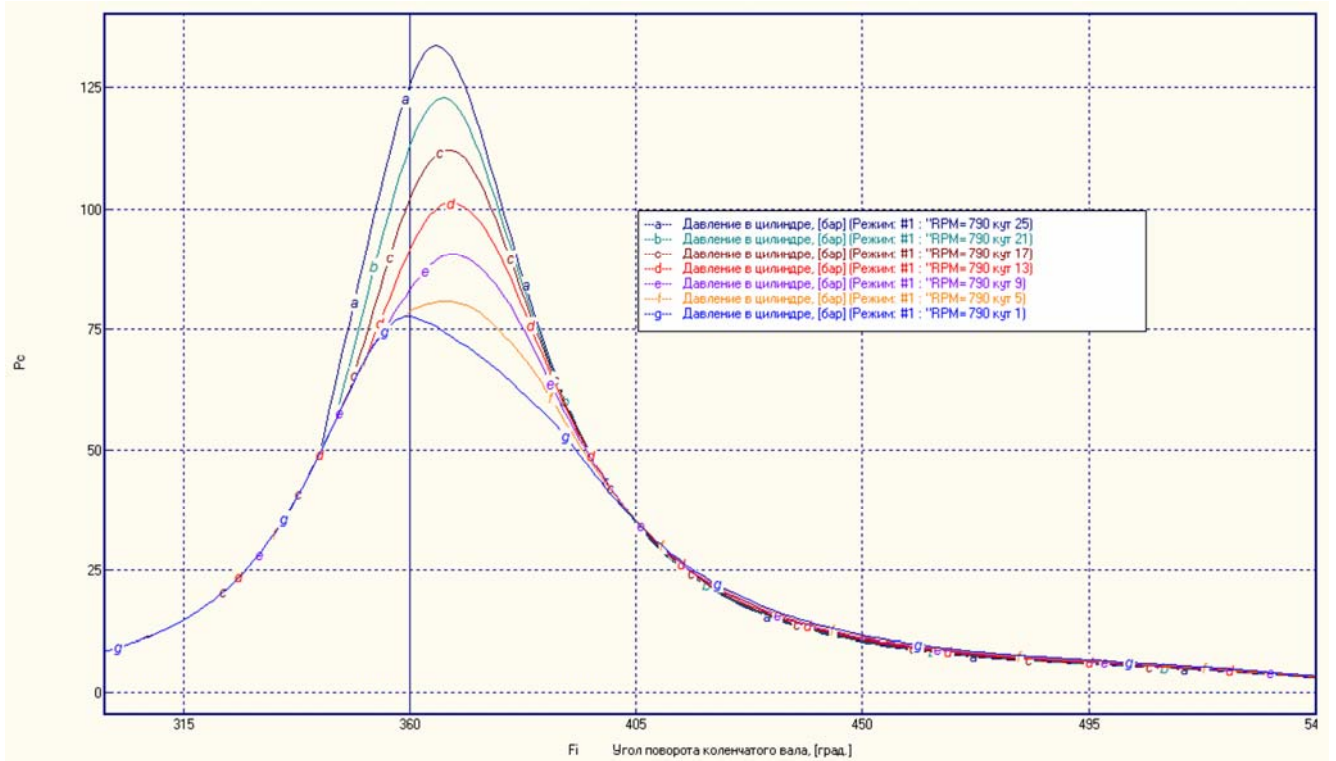
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
------	-----	----------	-------	------

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

61

a)



б)

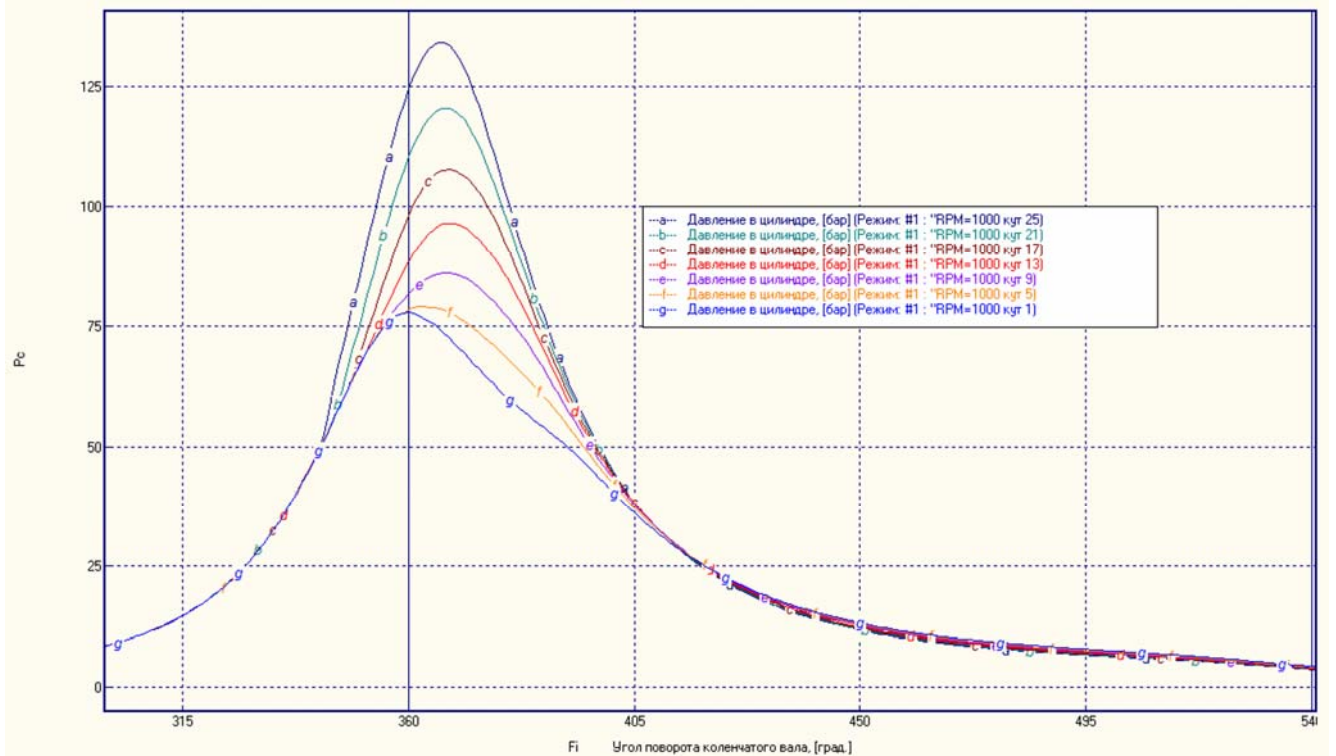


Рисунок 3.5 – Індикаторні діаграми: а) – $n = 790 \text{ хв}^{-1}$; б) – $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$;

$a - \varphi_{\text{в}} = 25^\circ$; $b - \varphi_{\text{в}} = 21^\circ$; $c - \varphi_{\text{в}} = 17^\circ$; $d - \varphi_{\text{в}} = 13^\circ$;

$e - \varphi_{\text{в}} = 9^\circ$; $f - \varphi_{\text{в}} = 5^\circ$; $g - \varphi_{\text{в}} = 1^\circ$

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
------	-----	----------	-------	------

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

62

Визначаємо значення середнього індикаторного тиску для вказаних режимів роботи дизеля та заносимо їх в табл. 3.2 та будуємо залежності (рис. 3.6, 3.7).

Таблиця 3.2 – Значення середнього індикаторного тиску по частоті обертання

Кут випередження вприскування палива $\varphi_B, ^\circ$	Значення середнього індикаторного тиску, бар, по частоті обертання			
	350 хв ⁻¹	570 хв ⁻¹	790 хв ⁻¹	1000 хв ⁻¹
1	6,5352	9,0840	10,718	11,617
5	6,6868	9,3731	11,194	12,306
9	6,7227	9,4777	11,572	12,941
13	6,7235	9,5775	11,852	13,424
17	6,5929	9,6086	12,011	13,779
21	6,3994	9,4732	12,035	14,034
25	6,1621	9,2451	11,957	14,162

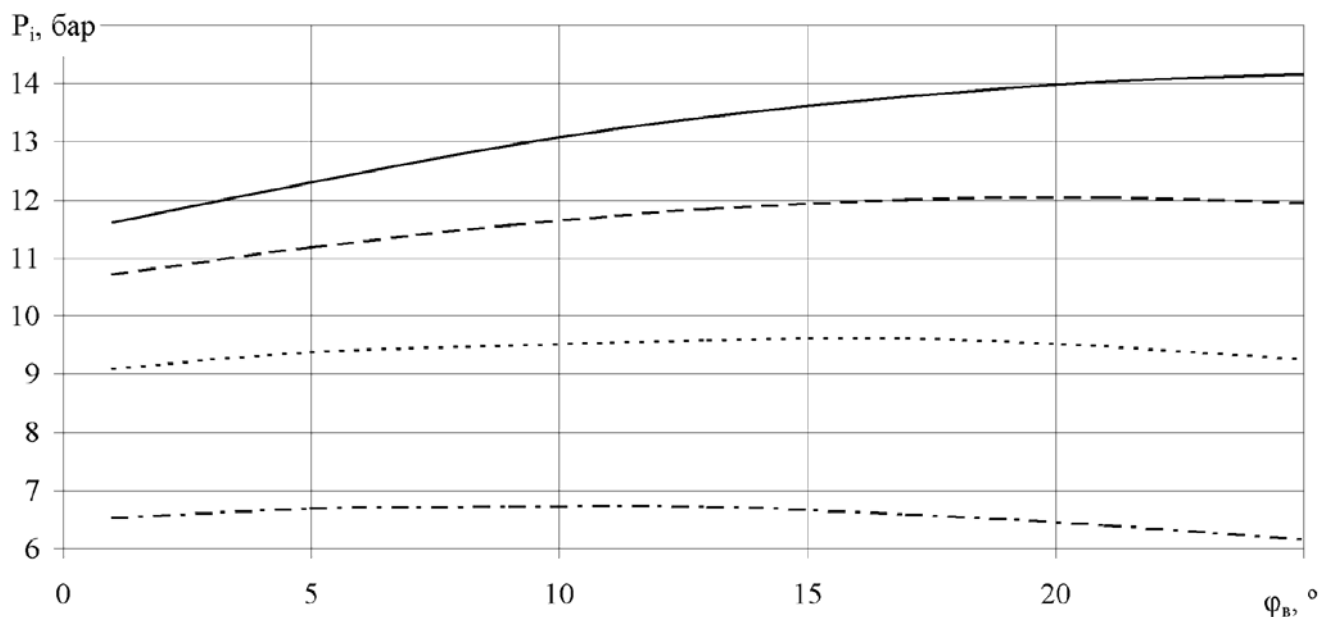


Рисунок 3.6 – Значення середнього індикаторного тиску:
 — 1000 хв⁻¹; - - - 790 хв⁻¹; ····· 570 хв⁻¹; - · - · 350 хв⁻¹

При аналізі залежностей рис. 3.6 можна визначити оптимальні значення φ_B для всього діапазону частот обертання. Ці значення наводимо в табл. 3.3 та на рис. 3.8.

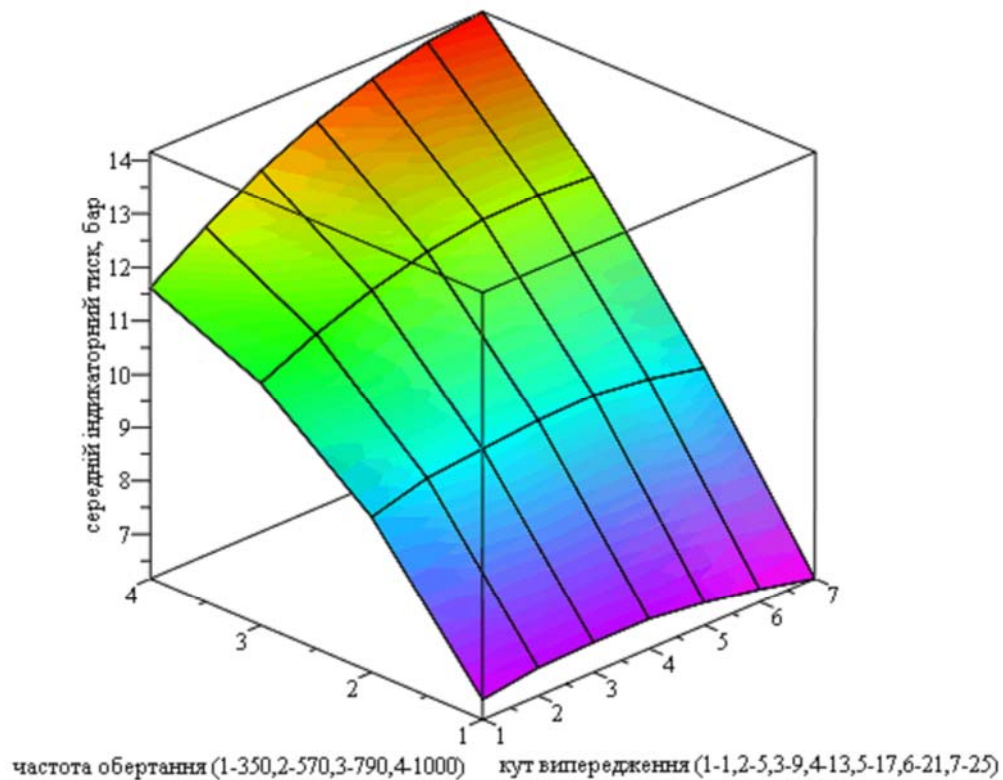


Рисунок 3.7 – Значення середнього індикаторного тиску

Таблиця 3.3 – Оптимальні значення кута випередження впорску палива $\varphi_{в}$

Значення кута випередження впорску палива $\varphi_{в}$, ° при частоті обертання n

350 хв^{-1}	570 хв^{-1}	790 хв^{-1}	1000 хв^{-1}
11	16	19	25

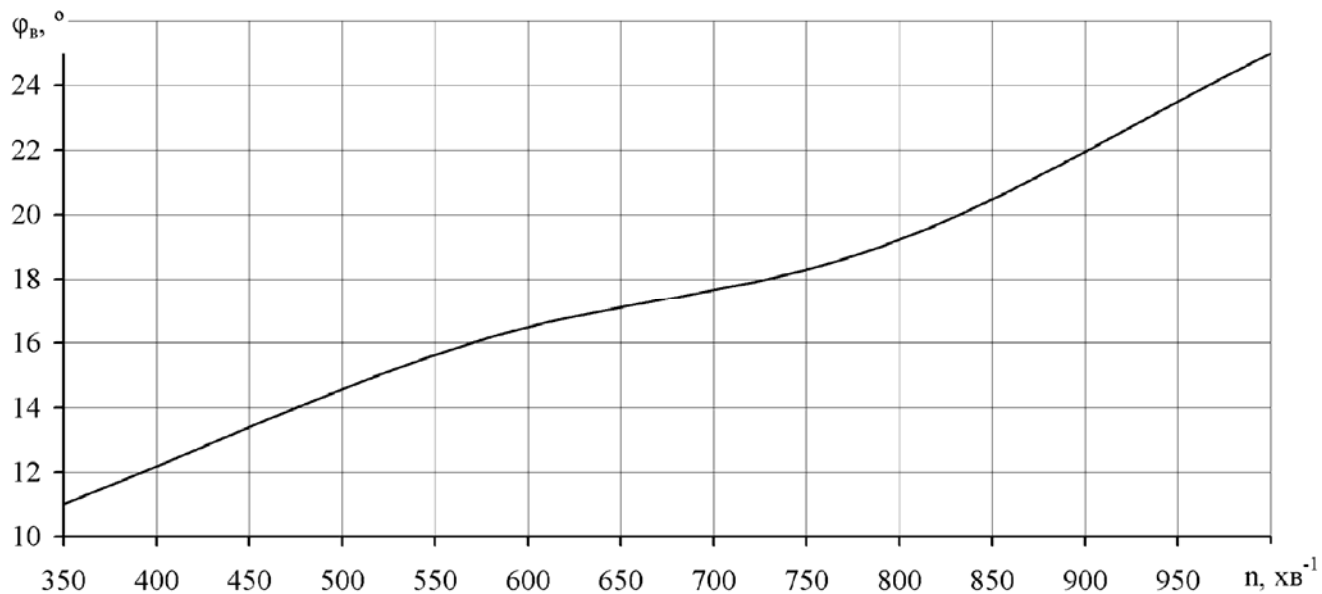


Рисунок 3.8 – Оптимальні значення кута випередження впорску палива $\varphi_{в}(n)$

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.160184.000.04MP.ПЗ

Арк

64

Виконаємо порівняння потужності базового дизеля та дизеля з модернізованою паливною системою високого тиску. Визначимо потужність при відповідних частотах обертання та цикловій подачі палива. Вихідні дані та результати наводимо у табл. 3.4 та рис. 3.9.

Таблиця 3.4 – Значення потужності базового дизеля та дизеля з модернізованою паливною системою високого тиску

Параметр	Значення потужності, кВт, по частоті обертання, цикловій подачі палива q та куті випередження вприскування палива φ_e			
	350	570	790	1000
Частота обертання $n, \text{хв}^{-1}$	350	570	790	1000
Циклова подача палива $q, \text{гр}$	0,5	0,67	0,84	1,0
Кут випередження вприскування палива $\varphi_e, ^\circ$	25	25	25	25
Потужність $N_e, \text{кВт}$	314	813	1493	2252
Кут випередження вприскування палива $\varphi_e, ^\circ$	11	16	19	25
Потужність $N_e, \text{кВт}$	362	862	1513	2252
Різниця $\Delta, \%$	15,3	6,0	1,3	0

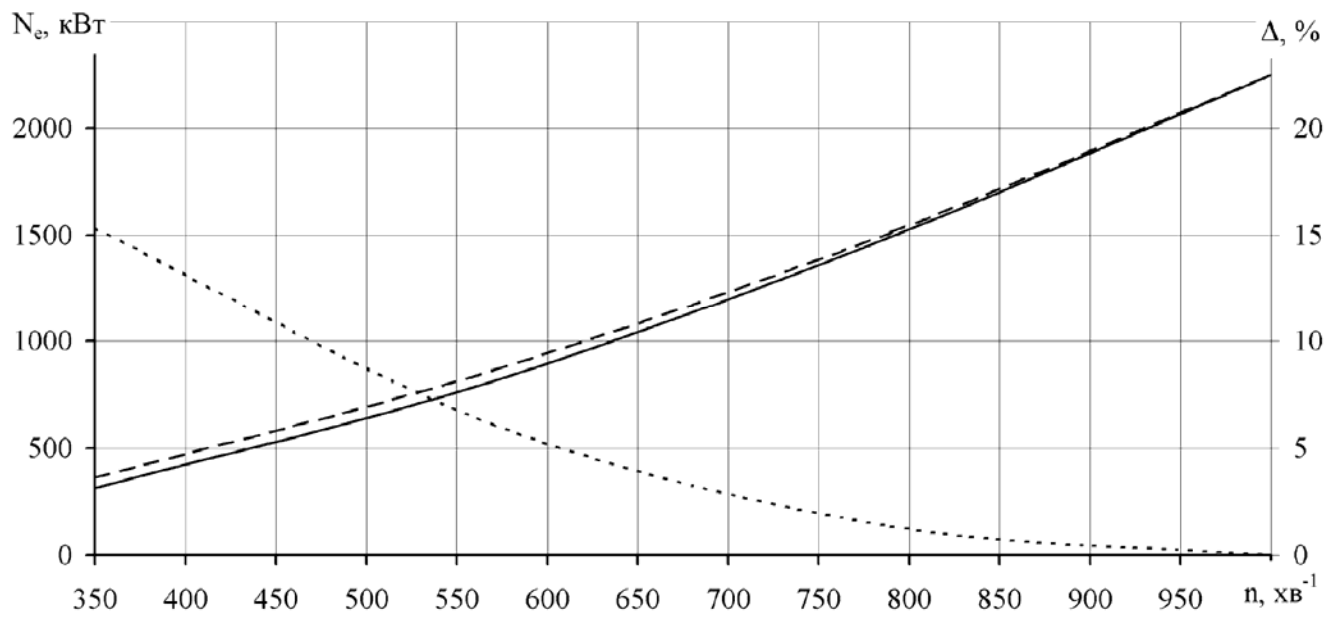


Рисунок 3.9 – Порівняння потужності базового дизеля та дизеля з модернізованою паливною системою високого тиску:

— базовий дизель; - - - модернізований дизель; ······ – різниця потужності

4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ 16ЧН26/26 ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

4.1 Загальні відомості про економічну ефективність

Економічна ефективність – результативність економічної системи, що виражається у відношенні корисних кінцевих результатів її функціонування до витрачених ресурсів. Складається, як інтегральний показник ефективності на різних рівнях економічної системи. Є підсумковою характеристикою функціонування національної економіки. Головним критерієм соціально-економічної ефективності є ступінь задоволення кінцевих потреб суспільства й насамперед, потреб, пов'язаних з розвитком людської особистості. Соціально-економічною ефективністю володіє та економічна система, що найбільшою мірою забезпечує задоволення різноманітних потреб людей: матеріальних, соціальних, духовних, гарантує високий рівень та якість життя. Основою такої ефективності служить оптимальний розподіл наявних у суспільства ресурсів між галузями, секторами й сферами національної економіки.

Ефективність економічної системи залежить від ефективності виробництва, соціальної сфери (систем навчання, охорони здоров'я, культури), ефективності державного керування. Ефективність кожної із цих сфер визначається відношенням отриманих результатів до витрат та вимірюється сукупністю кількісних показників. Для виміру ефективності виробництва використовуються показники продуктивності праці, фондівіддачі, рентабельності, окупності та ін. З їхньою допомогою складаються різні варіанти розвитку виробництва, рішення його структурних проблем. Вимір ефективності соціальної сфери вимагає використання особливих якісних показників розвитку кожної з галузей цієї сфери. Для державної сфери необхідні спеціальні критерії відповідності витрат та результатів діяльності держави вимогам суспільства.

Ефективність виробництва складається з ефективності всіх діючих

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		67

підприємств. Ефективність підприємства характеризується виробництвом товару, або послуги з найменшими витратами. Вона виражається в його здатності робити максимальний обсяг продукції прийнятної якості, з мінімальними витратами.

Економічна ефективність підприємства на відміну від його технічної ефективності залежить від того, наскільки його продукція відповідає вимогам ринку, запитам споживачів.

Однією з важливих складових ефективності економічної системи є ефективність капітальних вкладень. Вона виражається відношенням отриманого ефекту до капітальних вкладень, що визвали цей ефект. Ефективність капітальних вкладень вимірюється набором показників, у який входить загальний ефект капітальних вкладень, норма їхньої прибутковості, строк окупності, порівняльна ефективність та ін.

При розрахунках ефективності залежно від цілей розрахунку визначається загальна величина одержуваного ефекту в результаті зроблених вкладень (загальна або абсолютна економічна ефективність), або порівняльна його величина, обчислювальна при наявності двох або більше варіантів можливих рішень даного господарського або технічного завдання, що служить для оцінки економічної переваги одного рішення над іншим.

При всіх розрахунках економічної ефективності капітальних вкладень обсяг продукції та її собівартість, капітальні вкладення й інші показники приймаються за проектним даними. В умовах діючого виробництва для порівняння приймаються також та відповідні планові дані. Якщо ж планові показники фактично перевершені, то приймаються фактично досягнуті показники.

При зіставленні варіантів по цехах, великим підрозділам, або по підприємству в цілому – для порівняння приймають собівартість по всіх статтях калькуляції. Накладні витрати розраховують прямим рахунком по окремих статтях, а не розподіляють їх, наприклад, у відсотках до основної заробітної плати, або по прямих витратах на будівництво.

При зіставленні варіантів по обсязі виробництва (у тому числі та при

										Арк
										68
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04МР.ПЗ					

порівнянні з показниками діючого виробництва) необхідно виключати вплив росту обсягу виробництва. При цьому розрізняють два випадки:

– якщо ріст обсягу виробництва – не є результатом впровадження даного заходу, то варіант із меншим обсягом виробництва доповнюють такою сумою капітальних вкладень, що потрібна була б для доведення річного обсягу виробництва до варіанта з більшим (звичайно проектним) випуском. Відповідно перераховують на більший обсяг виробництва й собівартість продукції;

– якщо ріст обсягу виробництва обумовлений впровадженням даного заходу, то капітальні вкладення та собівартість продукції по обох варіантах збільшують пропорційно росту обсягу виробництва.

В останньому випадку до складу економії від зниження собівартості входить відносна економія на умовно – постійній частині накладних витрат.

При визначенні економічної ефективності заходів, щодо впровадження нової техніки повинне бути встановлене: наскільки прогресивний даний захід та чи повинно його бути прийняти до впровадження, для чого за базу для порівняння приймаються показники кращої впровадженої (або розробленої в проектах) вітчизняної й закордонної техніки.

Економічна ефективність створення нових, або вдосконалення існуючих видів машин та інших знарядь праці, які в споживача входять до складу його основних фондів, реалізуються в місцях їхнього застосування (експлуатації). Її визначають порівнянням капітальних вкладень споживача на придбання зазначеного встаткування зі зниженням собівартості продукції або робіт, вироблених за допомогою цих знарядь праці. Кращим зізнається варіант із найменшою сумою наведених витрат. При оцінці ефективності науково-дослідних робіт необхідно виявляти поряд з економічними результатами також та соціальні результати: ліквідацію важкої фізичної праці, усіляке оздоровлення й полегшення умов праці, підвищення рівня техніки безпеки, усунення виробничого травматизму й професійних захворювань та т.д.

Найбільше повна економічна ефективність заходів характеризується

									Арк
									69
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04МР.ПЗ				

порівнянням собівартості продукції до й після здійснення заходу. При цьому собівартість визначається по витратах, пов'язаним із впровадженням даного заходу, незалежно від того, по яких статтях вони враховуються по прямих (матеріали, заробітна плата виробничих робітників) або непрямим (витрати на утримання та експлуатацію устаткування, загальноцехові витрати). Прямі витрати розраховуються по нормах на одиницю продукції та множаться на весь її випуск, непрямі перераховуються по кожній статті окремо, витрати по якій змінилися в результаті впровадження заходу. Нарахування непрямих витрат загальним відсотком не допускається.

Економічна ефективність впровадження нової техніки обумовлюється ростом продуктивності праці в результаті механізації виробничих процесів, удосконалення технології та організації праці, скорочення тривалості виробничого циклу, зниження собівартості випускаємої продукції, шляхом збільшення знімання продукції з одиниці обладнання та площі, поліпшення якості ремонту колісних пар, зменшення браку та підвищення культури виробництва за рахунок його організації на базі новітніх досягнень.

Економічний ефект – різниця між результатами діяльності господарюючого суб'єкта та зробленими для їхнього одержання витратами. Розрізняють позитивний та негативний економічний ефект. Позитивний економічний ефект досягається у випадку, коли результати (продукт у вартісному вираженні) перевищують витрати. Цей ефект називається прибутком. Для його одержання необхідне розширення виробництва, або економія ресурсів на одиницю продукту, або й те, та інше. Якщо витрати перевищують результати, має місце негативний економічний ефект, тобто збиток.

Визначення техніко-економічної ефективності організаційно-технічних новов-ведень, які пов'язані з впровадженням нових технологій, є необхідним, якщо від цього очікується не тільки поліпшення якісних та кількісних показників ремонту, але та зменшення собівартості продукції.

Єдиний кошторис доходів та видатків бюджетних установ – це основний

						Арк
					0032.160184.000.04MP.ПЗ	70
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

документ, що визначає загальний обсяг цільового надходження та поквартальний розподіл коштів Бюджету України. Формування єдиного кошторису доходів та видатків здійснюється на підставі лімітної довідки асигнувань з бюджету, яку вищестояща організація надсилає всім підпорядкованим установам у 2-х тижневий термін після затвердження бюджету. Лімітна довідка повинна враховувати потреби кожної установи, виходячи з її виробничих показників. Єдиний кошторис доходів та видатків складається всіма установами та затверджується керівниками вищестоящої організації.

Для розробки повного кошторису необхідно розробити окремі кошториси для демонтажу старого обладнання, реконструкції стенду під нове обладнання та власне монтажу нового обладнання.

Кожний окремий вид кошторису складається з таких частин:

- заробітна плата слюсарів-ремонтників;
- нарахування на заробітну плату;
- вартість матеріалів (обладнання, інструменту);
- амортизація;
- інші витрати (відрядження та т.д.);
- загальновиробничі витрати;

4.2 Розрахунок годинної тарифної ставки

Заробітну плату розробників, монтажників, налаштувальників та іншого персоналу розрахуємо узагальнено наступним чином:

$$ГТС = \frac{З_c}{Д_c}, \quad (4.1)$$

де ГТС – тарифна годинна ставка;

$З_c$ – середньомісячна заробітна плата персоналу. Приймаємо $З_c = 15000$ грн (дані підприємства).

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		71

D_c – середньорічна кількість годин в місяці. Приймаємо $D_c = 169$ год.

Підставивши числові значення, отримуємо:

$$ГТС = \frac{15000}{169} = 88,75 \text{ грн.}$$

4.3 Розрахунок капітальних витрат на встановлення паливної системи

Розраховуємо капітальні витрати на закупівлю та встановлення нового обладнання. Вони складаються з матеріальних витрат, витрат на оплату праці, відрахувань до соціальних фондів, амортизації, витрат палива, витрат електроенергії, інших витрат.

Матеріальні витрати B_m на нове обладнання для ремонту остовів складають

$$K_1 = C \cdot m, \quad (4.2)$$

де C – вартість комплекту паливної системи, $C = 500000,00$ грн;

m – кількість устаткування, що впроваджуються, $m = 1$.

$$K_1 = 500000,00 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці встановлення обладнання $B_{з/n}$ складають

$$B_{з/n} = ГТС \cdot t \quad (4.3)$$

де t – фактичний час роботи, $t = 96$ год.

$$B_{з/n} = 88,75 \cdot 96 = 8520 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів B_{cc} складають

$$B_{cc} = B_{з/n} \cdot 0,371 \quad (4.4)$$

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						72
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$B_{cc} = 8520,00 \cdot 0,371 = 3160,92 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення ремонту складає

$$A_{відр} = \frac{B_{перв} - B_{лікв}}{T_{кор.в}} \cdot t, \quad (4.5)$$

де $B_{перв}$ – балансова вартість основних засобів, $B_{перв} = 20000$ грн;

$B_{лікв}$ – ліквідаційна вартість основних засобів, $B_{лікв} = 5000$ грн;

$T_{кор.в}$ – термін корисного використання основних засобів, $T_{кор.в} = 2$ роки
(гарантійний термін).

$$A_{відр} = \frac{20000 - 5000}{2} \cdot 1 = 7500 \text{ грн.}$$

Прямі витрати $B_{прям}$ на монтаж обладнання складають

$$B_{прям} = B_{з/н} + B_{cc} + A_{відр}; \quad (4.6)$$

$$B_{прям} = 8520 + 3160,92 + 7500 = 19180,92 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу

$$B_{заг.вир} = B_{прям} \cdot 0,45; \quad (4.7)$$

$$B_{заг.вир} = 19180,92 \cdot 0,45 = 8631,41 \text{ грн.}$$

$$B_{заг.госп} = B_{прям} \cdot 0,55; \quad (4.8)$$

$$B_{заг.госп} = 19180,92 \cdot 0,55 = 10549,51 \text{ грн.}$$

Витрати на встановлення обладнання K_2 складають

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						73
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$K_2 = B_{\text{прям}} + B_{\text{заг.вир}} + B_{\text{заг.госп}},$$

$$K_2 = 19180,92 + 8631,41 + 10549,51 = 38361,84 \text{ грн.}$$

Загальні капітальні витрати складають

$$K = K_1 + K_2, \quad (4.9)$$

$$K = 500000 + 38361,84 = 538361,84 \text{ грн.}$$

4.4 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля базової комплектації

Визначимо питому ефективну витрату дизельного палива згідно табл. 3.4.
Для цього можна застосувати формулу

$$q_e = \frac{60}{1000} \cdot \frac{q_{\text{ц}}}{N_e} \cdot \frac{n}{2} \cdot k, \quad (4.10)$$

де $q_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, гр/цикл;

n – частота обертів колінчастого валу, хв⁻¹;

k – кількість циліндрів, $k=16$.

Для номінальної частоти обертання

$$q_e^{1000} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{1}{2250} \cdot \frac{1000}{2} \cdot 16 = 0,213 \text{ кг/кВт год.}$$

Для інших частот обертання колінчастого валу

$$q_e^{790} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{0,84}{1493} \cdot \frac{790}{2} \cdot 16 = 0,213 \text{ кг/кВт год;}$$

$$q_e^{570} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{0,67}{813} \cdot \frac{570}{2} \cdot 16 = 0,225 \text{ кг/кВт год;}$$

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		74

$$q_e^{350} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{0,5}{314} \cdot \frac{350}{2} \cdot 16 = 0,267 \text{ кг/кВт год.}$$

Приймаємо середнє значення серед розрахованих

$$q_e = \frac{\sum q_e^i}{4}; \quad (4.11)$$

$$q_e = \frac{0,213 + 0,213 + 0,225 + 0,267}{4} = 0,229 \text{ кг/кВт год.}$$

При вартості дизельного палива 25 грн/кг вартість 1 кВт год складає

$$C_1 = 25 \cdot 0,229 = 5,725 \text{ грн/кВт год.}$$

4.5 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля з модернізованою паливною системою

Для номінальної частоти обертання

$$q_e^{1000} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{1}{2250} \cdot \frac{1000}{2} \cdot 16 = 0,213 \text{ кг/кВт год.}$$

Для інших частот обертання колінчастого валу

$$q_e^{790} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{0,84}{1513} \cdot \frac{790}{2} \cdot 16 = 0,210 \text{ кг/кВт год;}$$

$$q_e^{570} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{0,67}{862} \cdot \frac{570}{2} \cdot 16 = 0,213 \text{ кг/кВт год;}$$

$$q_e^{350} = \frac{60}{1000} \cdot \frac{0,5}{362} \cdot \frac{350}{2} \cdot 16 = 0,232 \text{ кг/кВт год.}$$

Приймаємо середнє значення серед розрахованих

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						75
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$q_e = \frac{0,213 + 0,210 + 0,213 + 0,232}{4} = 0,217 \text{ кг/кВт год.}$$

При вартості дизельного палива 25 грн/кг вартість 1 кВт год складає

$$C_2 = 25 \cdot 0,217 = 5,425 \text{ грн/кВт год.}$$

4.6 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту

Термін окупності $T_{ок}$ визначається за формулою

$$T_{ок} = \frac{K}{C_1 - C_2}, \quad (4.12)$$

де K – капітальні витрати пов'язані з впровадженням технології.

$$T_{ок} = \frac{538361,84}{5,725 - 5,425} = 1794539,5 \text{ кВт год.}$$

Для номінальної потужності ця величина складе

$$T_{ок} = \frac{1794539,5}{2250} = 797 \text{ год.}$$

Величина економічного ефекту визначається за формулою

$$E = C_1 - C_2; \quad (4.13)$$

$$E = 5,725 - 5,425 = 0,3 \text{ грн/кВт год.}$$

Отже можна зробити висновок, що оптимізація режимів роботи дизеля 16ЧН 26/26 шляхом модернізації паливної системи є доцільним економічно обґрунтованим рішенням. Термін окупності складає 797 год роботи на максимальній потужності. Економічний ефект складає 0,3 грн/кВт год.

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						76
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ВИСНОВКИ

В магістерській дипломній роботі на тему «Поліпшення техніко-економічних та екологічних показників тепловозних силових енергетичних установок» ми розглянули особливості конструкції, компоновку та технічні характеристики дизель-генератора досліджуваного об'єкта – дизеля Д49 тепловоза серії 2ТЭ116. При виконанні огляду та аналізу напрямів поліпшення техніко-економічних та екологічних параметрів силових енергетичних установок ми зупинились на таких питаннях: поліпшення екологічних показників дизелів; зниження механічних втрат у дизелях; підвищення ефективності процесу наддуву дизелів; підвищення ефективності систем паливо підготовки; поліпшення показників роботи дизелів за рахунок використання альтернативних видів палива.

При огляді сучасних розробок модернізації дизельних двигунів виділили як найбільш раціональну до застосування в дизелі Д49 систему common rail diesel injection. Розглянули будову та принцип роботи її складових частин – паливний насос високого тиску з електронним електричним клапаном дозування палива; паливний акумулятор з клапаном регулювання тиску палива; форсунки з електричним приводом, які дозволяють не тільки дозувати паливо в межах одного циклу, а ще й змінювати характеристику подачі, розділяючи її на окремі зони та змінювати момент вприскування. Для досягнення цих характеристик необхідно застосовувати форсунки з п'єзокристалічним приводом, яким має керувати система з високою надійністю, точністю обчислень та швидкодією.

Згідно розглянутої системи common rail diesel injection розроблено складові частини, адаптовані до дизельного двигуна типу Д49 – паливний насос високого тиску в моновиконанні, форсунка, система електронного управління подачею палива.

Для перевірки актуальності розробленої системи проведено вибір математичної моделі дизельного 4-тактного двигуна. Проведено розрахунки для масиву вихідних даних – частоти обертання $350 \div 1000 \text{ хв}^{-1}$; кута випередження подачі палива $1^\circ \div 25^\circ$; циклової подачі палива $0,5 \div 1 \text{ гр.}$ За результатами

									Арк
									77
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04МР.ПЗ				

розрахунків побудовано відповідні залежності та визначено оптимальні значення кута випередження подачі палива залежно від частоти обертання.

Розрахунок економічної ефективності оптимізації режимів роботи дизеля Д49 шляхом модернізації паливної системи виконано на підставі загальної вартості системи. Для цього визначено окремо питому вартість енергії – одиниці кВт год роботи дизеля з базовою паливною системою та дизеля з модернізованою паливною системою. Визначено строк окупності системи – 797 год роботи дизеля на максимальній потужності.

					0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
						78
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // [OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology](#). – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.
2. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203-211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.]
3. Sagin S. V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – Num. 19. – P. 8380-8391.
4. Поповский А. Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74-83.
5. Мацкевич Д. В. Регенерація експлуатаційних властивостей моторних мастил судових дизелів / Д. В. Мацкевич // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 121-130. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-121-130. 6. Сагін С. В. Зниження механічних втрат у судових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення / С. В. Сагін // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.
7. Сагин С. В. Обеспечение минимально неизбежных потерь энергии при поступательном движении в узлах трения судовых двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин // Universum: Технические науки:

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		79

электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL:
<http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9289>.

8. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.
9. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils / S. V. Sagin // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.
10. Соловьёв А. В. Повышение эффективности судовых энергетических установок / А. В. Соловьёв, М. М. Чиркова, Н. Ф. Попов // Вестник АГТУ. Сер. : Морская техника и технология. – 2018. – № 4. – С. 101-106. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-4-101-106.
11. Бердник А. Н. Возможность использования двухступенчатой системы воздухообеспечения на судовых четырехтактных дизелях / А. Н. Бердник. – Вестник ТОГУ, 2015. – № 4(39). – С. 81-88.
12. Лашко В. А. Пути совершенствования системы газотурбинного наддува комбинированных поршневых двигателей / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Вестник ТОГУ, 2010. – № 4(19). С. 91-100.
13. Каминский Р. В. Разработка систем наддува для ДВС различного назначения / Р. В. Каминский. – Известия МГТУ МАМИ, 2014. – Т. 1. – № 4 (22). – С. 22-27.
14. Румянцев В. В. Перспективы развития систем наддува транспортных дизелей / В. В. Румянцев. – Вестник ГУМиРФ им. адм. С. О. Макарова, 2014. – Т. 9. – № 2. – С. 364-372.
15. Лашко В. А. Методы оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб.

									Арк
									80
Эмн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.160184.000.04MP.ПЗ				

- пособие / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Хабаровск : ТОГУ, 2006. – 118 с.
16. Behr T. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel Engines / T. Behr, M. Kahi, A. Reichl, M. Hubacher. – Paper № 134, CIMAC 2013, Shanghai.
 17. Васильев А. В. Исследование влияния конструктивных параметров турбокомпаундного дизеля на его экономичность / А. В. Васильев, Е. А. Дивинский // Вестник АГТУ. Сер. : Морская техника и технология. – 2010. – № 2. – С. 52-60.
 18. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
 19. Смирнова, Т.Н. Биодизель альтернативное топливо для дизелей / Т.Н. Смирнова, В.М. Подгаецкий // Двигатель. - 2007. - № 1. - С. 32 - 36.
 20. Семенов, В.Г. Альтернативные топлива растительного происхождения. Определение фракционного и химического составов / Б.Н. Семенов, А. А. Зинченко // Химия и технология топлив и масел. - 2005. - № 1. - С. 29 - 34.
 21. Савельев, Г.С. Использование рапсового масла в качестве топлива в дизельных двигателях / Г.С. Савельев, М.Н. Кочетков // Транспорт на альтернативном топливе. - 2009. - № 1. - С. 62 - 66.
 22. Исследование и доводка тепловозных дизелей / Н.П. Синенко, Ф.Г. Гринсберг и др. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
 23. Тепловозы: Основы теории и конструкция: Учеб. для техникумов / В. Д. Кузьмич, И. П. Бородулин и др.; Под. ред. В. Д. Кузьмича. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 352 с.
 24. Дробинский В. А., Егунов П. М. Как устроен и работает тепловоз. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, – 1980. – 367 с.
 25. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / А.Э. Симпсон и др. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
 26. Голубков Л.Н., Савастенко А.А., Эмиль М.В. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебное пособие/ – 7-е изд. – М.:

						0032.160184.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата			81

- Легион-Автодата, 2005. – 192 с.
27. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. – М.: Машиностроение, 1981. – 119 с.
 28. Шарапов В.М. Пьезоэлектрические датчики. – М.: Техносфера, 2006. – 632 с.
 29. Петров В. М., Дьяков И.Ф. Электрооборудование, электронные системы и бортовая диагностика автомобиля: Учебное пособие / – Ульяновск: Типография УлГТУ, 2005. – 115 с.
 30. Постоловский В. Датчик положения коленчатого вала (индукционный). / Автомастер. – 2007. – №11. – с. 20-22.
 31. Локомотивные энергетические установки: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / А.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич и др.; под ред. А.И. Володина. – М.: ИПК Желдориздат, 2002. – 718 с.
 32. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 375 с.
 33. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей /В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др.; под ред. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1971. – 400с.
 34. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Макаров В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелем: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344с.
 35. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Локомотивостроение» /А.А. Камаев, Н.Г. Апанович, В.А. Камаев и др.; под ред. А.А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
 36. Новиков Л.А. Технологии снижения вредных выбросов тепловозов // Двигателестроение. – 1997. – № 1–2. – С. 49–51.
 37. Орлин А.С., Вырубов Д.Н. и др. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1972. – 464 с.

					<i>0032.160184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		82