

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»
в.о. зав. кафедрою *Б.Є. Боднар*
« 20 » 12 2021 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»

Спеціалізація «Локомотиви та локомотивне господарство»

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ БЕЗРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ
ТЕПЛОВОЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

**IMPROVEMENT OF DIAGNOSTIC METHODS FOR POWER PLANTS OF
DIESEL LOCOMOTIVES WITHOUT DISASSEMBLY**

0032.170146.000.03MP.ПЗ

Керівник дипломного проекту *М.І. Капіца*

Нормоконтролер *Л.В. Колодій*

Виконавець: студент групи ЛГ2021 *О.Г. Хлівецький*

Student

O.G. Hlivec'kij

РЕФЕРАТ

Магістерська дипломна робота на тему «Удосконалення методів безрозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок» загальним обсягом 6 креслень та 79 аркушів розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 4 розділів. Проект містить 41 ілюстрацію список літературних джерел з 14 найменувань.

При розробці магістерської дипломної розглянуто декілька з основних питань експлуатації локомотивів –зниження відсотку несправних локомотивів, підвищення коефіцієнта готовності локомотива до виконання роботи, оскільки силова енергетична установка є першою ланкою, яка відповідає за створення тягових властивостей тепловоза. Надано короткий огляд розвитку дизелів. Проаналізовано конструктивні особливостей, основні пошкодження та методи відновлення шестициліндрових рядних дизелів. Особливу увагу приділено конструктивним особливості дизелів серії K6S310DR.

Виконано аналіз конструктивних особливостей, основних пошкоджень та методів відновлення шестициліндрових рядних дизелів. На підставі аналізу несправностей та пошкоджень дизелів та огляду технології ремонту розроблено систему нерозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок.

При удосконаленні методів безрозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок розглянуто індикаторні діаграми при межі стиснення. Обрано та обґрунтовано тип математичної моделі, виконано теоретичне моделювання втрати свіжого заряду в циліндро-поршневій групі.

Економічну ефективність удосконалення методів безрозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок доведено розрахунком строку окупності та економічного ефекту.

Ключовими словами в магістерській дипломній роботі є: УДОСКОНАЛЕННЯ, БЕЗРОЗБІРНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ, ТЕПЛОВОЗ, СИЛОВА ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВОКА, ДИЗЕЛЬ, K6S310DR, МОДЕЛЮВАННЯ, ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ПОШКОДЖЕНЬ, ОГЛЯД ОПЕРАЦІЙ ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ВІДНОВЛЕННЯ СПРАВНОГО СТАНУ ТЕПЛОВИЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК.....	9
1.1 Аналіз несправностей та пошкоджень вузлів та систем теплових енергетичних установок.....	9
1.2 Аналіз конструктивних особливостей та методів відновлення шестициліндрових рядних дизелів	14
1.3 Умови роботи циліндро-поршневої групи дизеля K6S310DR.....	29
1.4 Основні несправності циліндро-поршневої групи	37
1.5 Демонтаж втулок з блоку і їх ремонт	41
1.6 Відновлення поршнів.....	43
2 АНАЛІЗ РОЗРОБОК З НЕРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРОВО-ПОРШЕНОВОЇ ГРУПИ ПОРШЕВИХ МАШИН	44
2.1 Індикаторні діаграми при межі стиснення	44
2.2 Способи оцінки стану деталей циліндро-поршневої групи дизеля в експлуатації.....	45
2.3 Нерозбірне діагностування поршневих машин локомотивів.....	47
3 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ НЕРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕПЛОВИЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК.....	58
3.1 Датчик витрати повітря	58
3.2 Вибір та обґрунтування типу математичної моделі	63

					0032.170146.000.03МР.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Хлівецький			Удосконалення методів безроздірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок				Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Капіца							Н	5	79
Реценз.									УДУНТ, гр. ЛГ2021		
Н. Контр.		Колодій									
Затверд.		Боднар									

3.3 Математичне моделювання втрати свіжого заряду в циліндрах дизеля під час стиснення	64
4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ БЕЗРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕПЛОВИЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК	70
4.1 Розрахунок капітальних витрат на систему нерозбірного діагностування тепловизних силових енергетичних установок.....	70
4.2 Розрахунок витрат на діагностування тепловизних силових енергетичних установок до впровадження запропонованої технології.....	72
4.3 Розрахунок витрат на діагностування тепловизних силових енергетичних установок після впровадження удосконаленої технології.....	74
4.4 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту	76
ВИСНОВКИ.....	77
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	78

ВСТУП

Україна належить до регіонів зі значним розвитком залізничного транспорту. На нього припадає основна частина вантажообігу та перевезень пасажирів.

Залізничний транспорт має вирішальне значення у забезпеченні економічних зв'язків як у межах України, так і в її зв'язках з іншими країнами. Перевагами цього виду транспорту є велика розгалуженість та низькі тарифи. Пропускна спроможність залізничної мережі значно перевищує поточні обсяги руху. Важливість залізничного транспорту в системі транспортних комунікацій України посилюється і тим, що через територію держави пролягають основні транспортні транс'європейські коридори: Схід – Захід, Балтика – Чорне море. Залізницею здійснюється 46% від загальних перевезень, але закордонних перевезень – лише 14%. Зокрема, транс'європейська залізнична магістраль Е-30, що бере початок в Берліні, перетинає Україну за маршрутом Мостиська – Львів – Київ та йде далі до Москви. Вона ж на території Польщі перетинається з швидкісними магістралями Е-59 та Е-65 та створює можливість швидкісного залізничного сполучення практично між усіма державами Європи.

Залізничний транспорт – одна з найбільш важливих галузей народного господарства України. Він забезпечує виробничі та невиробничі потреби матеріального виробництва, невиробничої сфери, а також населення в усіх видах перевезень.

За функціональними особливостями залізничний транспорт поділяється на вантажний та пасажирський. Це зв'язано з тим, що транспорт виступає необхідною передумовою функціонування як матеріального виробництва, так і сфери обслуговування, в тому числі пасажирських перевезень.

Пасажирський залізничний транспорт є галуззю невиробничої сфери і належить до інфраструктурних галузей. Вантажний транспорт – галузь виробничої інфраструктури. Не виробляючи безпосередньо матеріальної продукції, вантажний транспорт є четвертою галуззю матеріального виробництва

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

після видобувної, переробної промисловості та сільського господарства. Жодна з названих трьох основних галузей матеріального виробництва не здатна функціонувати без транспортного забезпечення. Продукт тільки тоді готовий до споживання, коли він доставлений до споживача.

Але в даний період часу для залізничного транспорту актуальною задачею є підтримування технічного стану рухомого складу, в т.ч. й тягового. Тому в даній магістерській роботі розглядається актуальна задача – удосконалення методів безрозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок.

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ ПОШКОДЖЕНЬ, ОГЛЯД ОПЕРАЦІЙ ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ВІДНОВЛЕННЯ СПРАВНОГО СТАНУ ТЕПЛОВОЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

1.1 Аналіз несправностей та пошкоджень вузлів та систем тепловозних силових енергетичних установок

Дизелі тепловозів ЧМЭЗ мають високу пошкоджуваність і змінюваність деталей. Основні види пошкоджень розподіляються у відсотках:

- тріщини в кришках циліндрів – 6,1%;
- прогари, злами і вигини клапанів – 33%;
- пробій газів по газовому стику між кришкою циліндра і гільзою – 26,6%;
- теча води по втулках циліндрів – 29,6%;
- задири і руйнування поршнів – 4,7%.

Слід зазначити, що для працівників депо і ремонтних заводів важливі дані про змінюваність деталей на непланових і планових ремонтах, а також про пробіги тепловозів до планових розбирань дизелів.

Не дивлячись на високу вартість основних деталей дизелів типу K6S310 (кришок циліндрів, втулок циліндрів, поршнів) їх необхідна надійність не забезпечується, тобто не виконується встановлені терміни служби відповідно до технічних умов на поставку цих дизелів.

Терміни служби кришок циліндрів повинні бути рівні терміну служби самих дизелів, тобто 20-ти рокам, або 3,6 млн км пробігу тепловоза. Фактичні ж терміни служби кришок складають 800 тис км.

Середня змінюваність кришок на капітальному ремонті приблизно складає 10 шт. на дизель, або 62,5%. На дизель типе K6S310 допускається змінюваність тільки 15% кришок, або 2,4 кришки за весь термін служби дизеля.

По технічним вказівкам терміни служби поршнів і втулок циліндрів повинні бути рівні терміну служби дизеля до капітального ремонту (1 млн 200 тис км). Фактично ж середні терміни їх служби знаходяться в межах 600-800 тис км [6].

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Через тріщини були встановлені випадки змінюваності одночасно до двох втулок циліндрів на дизелі. Через задири були випадки заміни одночасно до чотирьох гільз (втулок) циліндрів.

При аналізі основних пошкоджень та заходів на непланові ремонти тепловозів ЧМЭЗ встановлено, що відмови по тепловозу розподіляються наступним чином (табл. 1.1 та рис. 1.1, 1.2).

Таблиця 1.1 – Розподіл пошкоджень та відмов тепловозів по всіх типах обладнання по роках

Вузол тепловоза	Кількість пошкоджень (відмов)	
	2019	2020
Дизель	37	29
Допоміжне обладнання	15	7
Гальмівне обладнання	1	2
Електричне обладнання	6	10
Колісні пари і букси	26	17
МВП	3	5
Інше обладнання	3	7

При розгляді відмов та пошкоджень безпосередньо по дизелю тепловоза, можна відмітити, що найбільша кількість відмов та пошкоджень припадає на циліндрово-поршневу групу (табл. 1.2 та рис. 1.3, 1.4)

Таблиця 1.2 – Розподіл пошкоджень та відмов по вузлах та системах, які пов'язані із пошкодженням дизеля тепловоза по роках

Вузол або система дизеля	Кількість пошкоджень (відмов)	
	2019	2020
Колінвал, підшипники	0	0
Циліндрово-поршнева група	26	13
Паливне обладнання	2	3
Повітронагнітачі	3	1
Система охолодження дизеля	0	0
Загалом	31	17

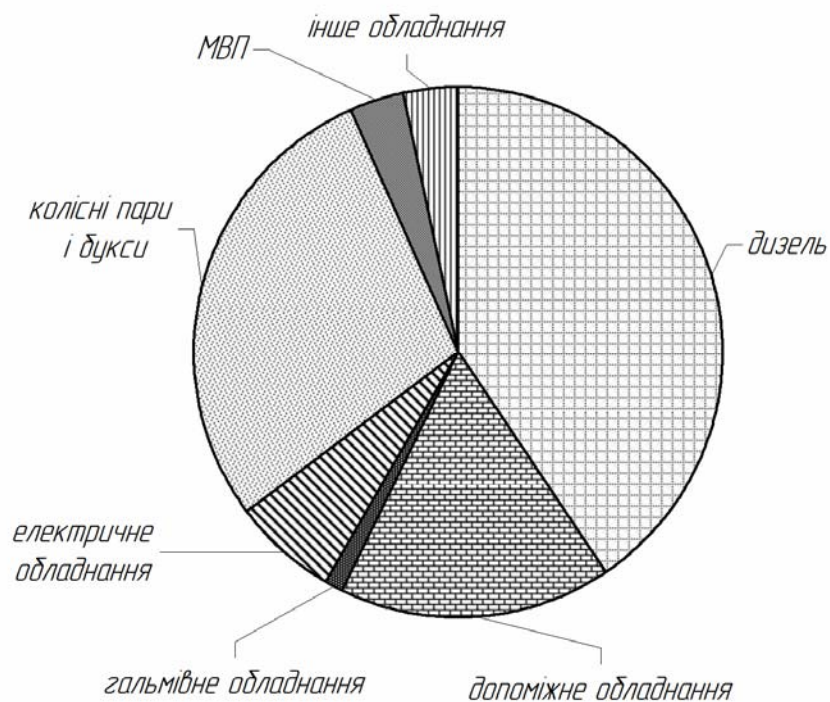


Рисунок 1.1 – Розподіл пошкоджень та відмов тепловозів по всіх типах обладнання за 2019 рік

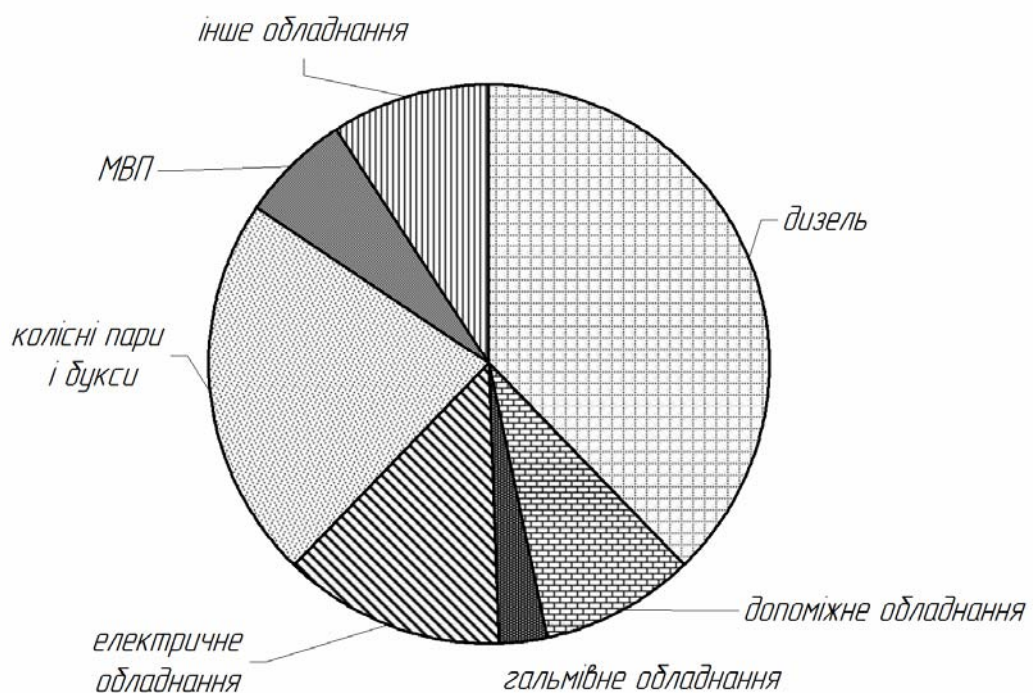


Рисунок 1.2 – Розподіл пошкоджень та відмов тепловозів по всіх типах обладнання за 2020 рік

Якщо більш детально розглядати циліндрово-поршкову групу, то можна виділити частини, які мають найменшу надійність (табл. 1.3 та рис. 1.5, 1.6)



Рисунок 1.3 – Розподіл пошкоджень та відмов по вузлах та системах, які пов'язані із пошкодженням дизеля тепловоза за 2019 рік

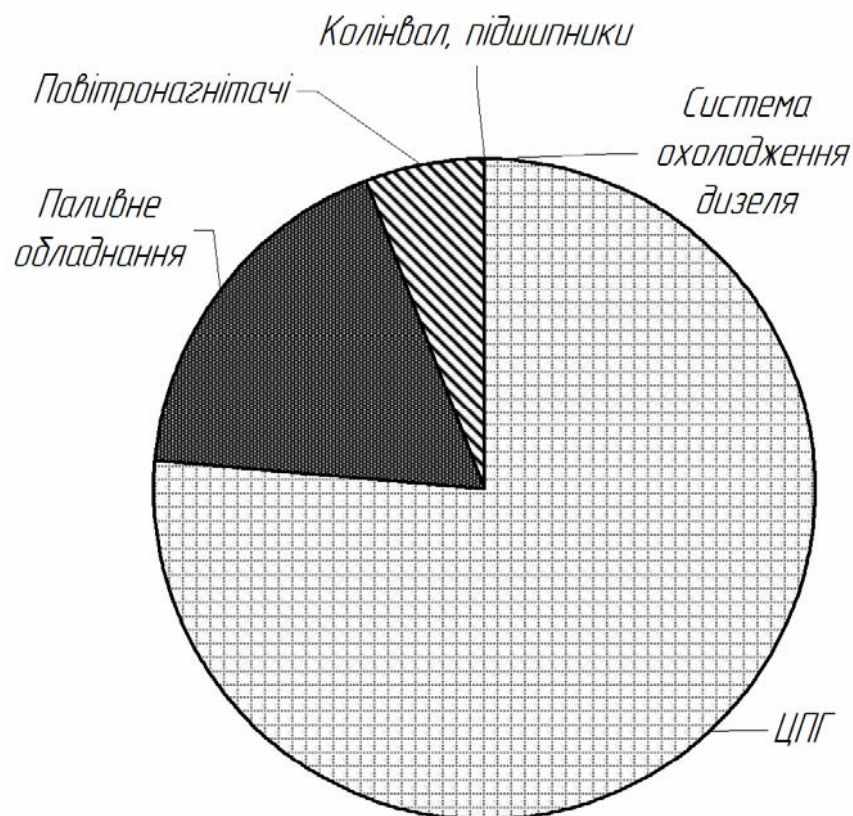


Рисунок 1.4 – Розподіл пошкоджень та відмов по вузлах та системах, які пов'язані із пошкодженням дизеля тепловоза за 2020 рік

Таблиця 1.3 – Розподіл пошкоджень та відмов по частинах, які пов’язані із пошкодженням циліндрово-поршневої групи дизеля по роках

Частина циліндрово-поршневої групи	Кількість пошкоджень (відмов)	
	2019	2020
Шатунні та корінні підшипники	0	0
Циліндрова кришка	0	0
Розрегулювання клапанів	1	0
Тріщина циліндрових кришок	4	1
Ущільнення циліндрової кришки	14	11
Прогар випускного клапану	1	0
Руйнування поршня, циліндрової втулки	5	1
Тріщина щоки колінвалу	1	0
Загалом	26	13

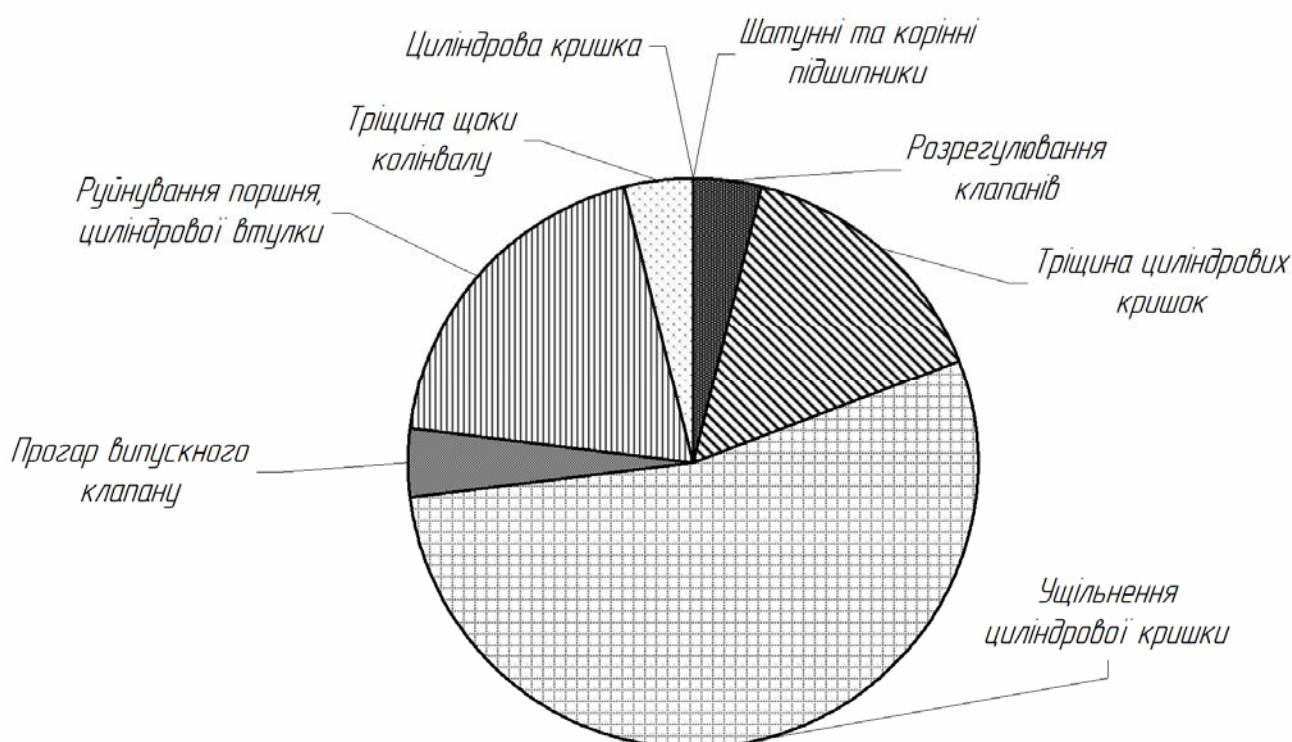


Рисунок 1.5 – Розподіл пошкоджень та відмов по частинах, які пов’язані із пошкодженням циліндрово-поршневої групи дизеля за 2019 рік



Рисунок 1.6 – Розподіл пошкоджень та відмов по частинах, які пов'язані із пошкодженням циліндрово-поршневої групи дизеля за 2020 рік

1.2 Аналіз конструктивних особливостей та методів відновлення шестициліндрових рядних дизелів

Дизель тепловоза ЧМЭ-3: K6S310DR – K – турбокомпресор; 6 – кількість циліндрів; S310 – внутрішній діаметр циліндра; DR – розроблено спеціально для залізниць. Двигун чотирьохтактний з водяним охолодженням (рис. 1.7) [4].

Рама призначена для укладки колінчастого валу, кріплення блоку циліндрів та тягового генератора, а також для установки дизеля на головній рамі тепловозу. Кріпиться рама за допомогою чотирьох втулочних упорів з гумовометалевими втулками.

Блок циліндрів призначений для монтажу циліндрових втулок і розподільчого валу. Блок зварено зі сталей листів і відливок. В блоці є отвори під водяне охолодження та циркуляції масла, а також отвори для кріплення допоміжного обладнання. Втулка циліндра відлита з високоміцного чавуну,

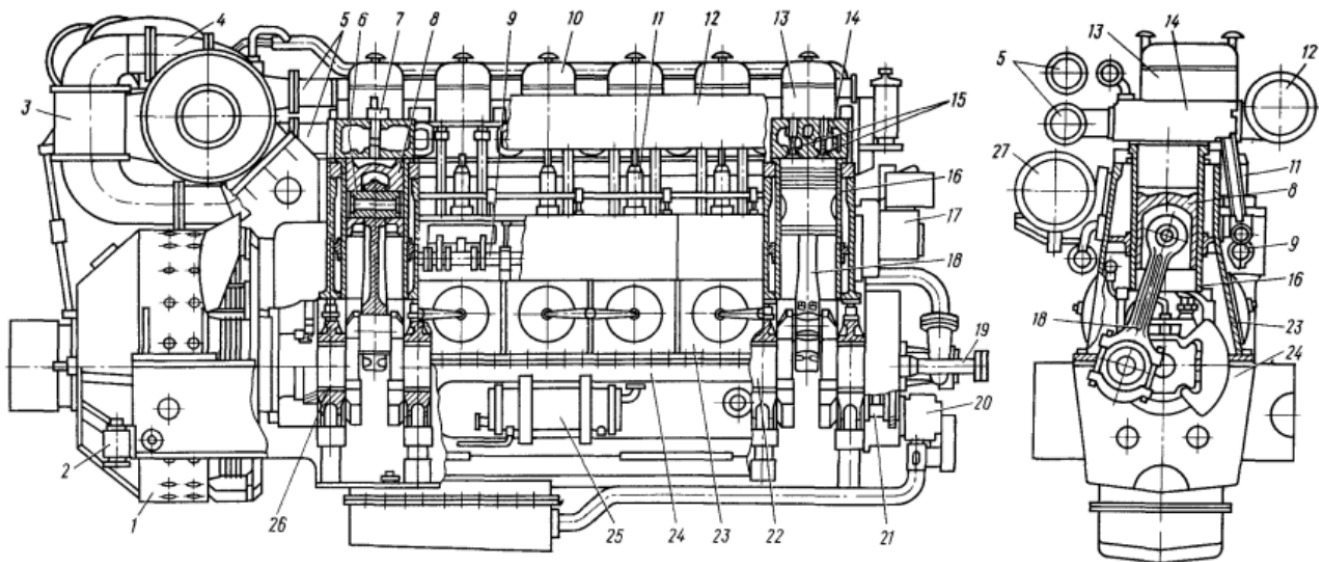


Рисунок 1.7 – Боковий та поперечний переріз дизеля K6S310DR:

1 – тяговий генератор; 2 – втулочний упор; 3 – охолоджувач нагнітаючого повітря; 4 – турбонагнітач; 5 – випускний колектор; 6 – поршневий палець; 7 – форсунка; 8 – поршень; 9 – розподільчий вал; 10 – кришка паливної коробки; 11 – паливний насос; 12 – впускний колектор; 13 – клапанна коробка; 14 – кришка циліндра; 15 – клапани; 16 – циліндрова втулка (гільза); 17 – об'єднаний регулятор дизеля; 18 – шатун; 19 – повідковий вал; 20 – масляний насос; 21 – антивібратор; 22 – колінчастий вал; 23 – блок циліндрів; 24 – рама дизеля; 25 – паливопідігрівач; 26 – корінний підшипник; 27 – масло охолоджувач

служить в якості направляючої для поршня. Верхня частина втулки виготовлена уширеною, також зверху знаходиться борт який утримує втулку в підвішеному стані. Під борт втулки для ущільнення водяної порожнини встановлюють мідне кільце, зверху втулка прижата до блоку циліндровою кришкою. Внутрішня частина називається дзеркалом циліндра. Корінні підшипники являються опорами колінчастого валу. Основою підшипника являються вкладиші, що мають отвори і канавки для змащування.

Ремонт блоку циліндрів. Основними несправностями циліндрових втулок є: знос робочих поверхонь, порушення щільності посадкових міст, "задири" дзеркала циліндра, заклинювання поршня в циліндрі, пробій газів в воду через

тріщини, витік води з системи охолодження через пошкодження ущільнювачів. В процесі ремонту дзеркало втулки оброблюють розточкою, потім шліфівкою з послідовним хонінгуванням. Ззовні втулку покривають, зверху водостійкою ґрунтовою фарбою, в нижній частині червоною маслостійкою нітроемаллю. На дизелях з підвісними втулками (Д40, Д45, Д49, К6S310DR) втулки знімають і обміряють спеціальним індикаторним нутроміром з ціллю визначення овальності і конусності робочої поверхні. При заводському ремонті всі циліндрові втулки заміняють незалежно від стану. В процесі експлуатації блоку можуть з'являтися тріщини, витяжка шпильок та болтів від вібрації. Тріщини ремонтують постановкою накладок, закладанням епоксидною мастикою та заварюванням по спеціальній технології. Тріщини визначають візуально або дефектоскопією (при заводських ремонтах).

Кривошипно-шатунний механізм призначений для перетворення хімічної енергії газів в механічну роботу. Складається з колінчастого валу, шатунів, поршнів, поршневих пальців та кілець.

Колінчастий вал. Обертальний момент, який сприймає колінчастий вал, передається якорю тягового генератора та допоміжним агрегатам (паливному, масляному, водяним насосам). Вал кований з високоякісної сталі й має сім корінних, і шість шатунних шийок. Шатунні шийки разом зі щоками 25 і двома сусідніми корінними шийками утворюють кривошипи (коліна). Для зменшення маси всі шийки виконані пустотілими і в них та в щоках просвердлено отвори $\varnothing 18$ мм для подачі мастила. Для кращої збалансованості колінчастий вал забезпечений дванадцятьма противагами (маса кожного 42 кг). Закінчується вал масивним циліндричним фланцем з дванадцятьма отворами для кріплення до тягового генератора та трьома допоміжними отворами. На передньому кінці колінчастого валу знаходиться фланець для кріплення антивібратора.

Антивібратор призначений для усунення крутильних коливань які виникають внаслідок нерівномірного обертаючого моменту двигуна і в результаті можуть призвести до руйнування колінчастого валу.

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Поршень, поршневі пальці та кільця. Поршень відлитий з кремній-алюмінієвого сплаву, маса 42 кг. Так як висота камери згорання в ВМТ – 13 мм, а хід клапанів 25 мм, в дні поршня зроблено чотири поглиблення під клапани. На стінках поршня зроблено чотири канавки під ущільнювальні (компресійні) кільця, та дві канавки для маслоз'ємних кілець, в яких є отвори для зливу мастила що знімається кільцями. Змійовик в середині поршня призначений для його охолодження мастилом. Поршневий палець служить для шарнірного з'єднання поршня з шатуном. Палець виготовлено з легованої сталі. Палець встановлюють з невеликим натягом для чого нагрівають поршень до 80-120°C. Верхнє кільце поршня хромують так як воно працює під високою температурою. Маслоз'ємні кільця запобігають попаданню мастила в камеру згорання.

Шатун та шатунні підшипники. Шатун виготовлено гарячою штамповкою зі сталі і термічно оброблено. Він складається з верхньої та нижньої головки, з'єднаних стержнем двотаврового січення, в якому є канал для проходу масла від нижньої головки до верхньої. Перед встановленням поршневого пальця в верхню головку, встановлюють втулку з натягом попередньо нагріваючи верхню частину шатуна до 80-100°C.

Технологія ремонту механізмів дизеля. Основними несправностями колінчастого валу є задири і тріщини корінних та шатунних шийок (максимально допустимі тріщини не більше 5 мм) , спрацювання поверхонь під шківів та фланці (відновлюють наплавленням, після оброблюють шліфуванням) , згин колінчастого валу. Після ремонту колінчастий вал проходить балансування, потім його маркують. Основні дефекти шатунів, це спрацювання поверхонь верхньої та нижньої головок, відхилення від паралельності головок (скручування). Скручені шатуни ремонту не підлягають, визначають скручування спеціальним пристроєм. Спрацьовані втулки верхньої головки випресовують і замінюють новими. Згин шатунів усувають правкою їх на гвинтових або гідравлічних пресах з подальшою термофіксацією – нагріванням до 400-500°C і витримуванням у печі 2-3 год. Відремонтовані шатуни обміряють, сортують за масою, а інколи і довжині.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Поршневі кільця замінюють. Поршні та канавки під кільця очищують від нагару.

Кришка циліндра. Кожний циліндр зверху закрито кришкою, в якій розміщені робочі клапани і форсунка, маються канали для проходу повітря і випуску відпрацьованих газів, а також порожнини для води, що охолоджує кришку. Кришка відлита з сірого чавуна. Кріпиться кришка до блоку за допомогою шпильок (рис. 1.8).

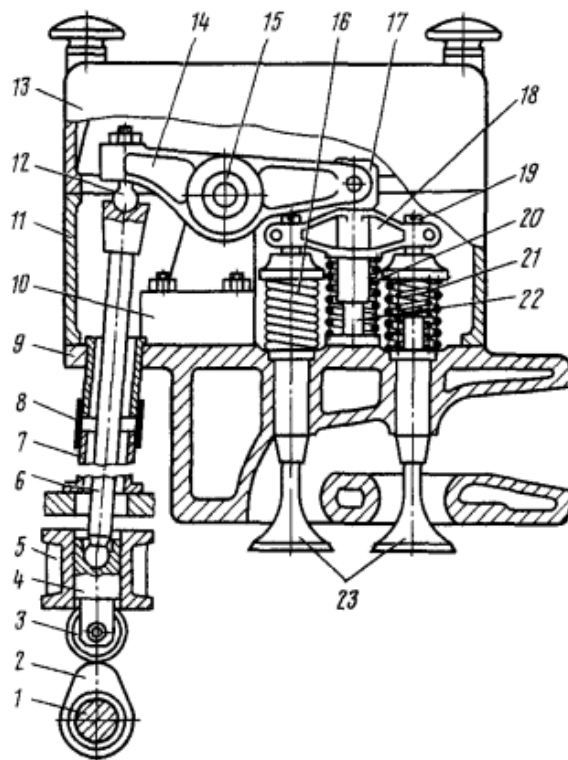


Рисунок 1.8 – Кришка та ГРМ:

1 – розподільчий вал; 2 – кулачок; 3 – ролик штовхача; 4 – штовхач; 5 – корпус штовхача; 6 – штанга штовхача; 7 – захисний кожух; 8 – гумова втулка; 9 – кришка циліндру; 10 – стійка; 11 – клапанна коробка; 12 – болт-штовхач; 13 – кришка клапанної коробки; 14 – коромисло; 15 – вісь; 16,20,21 – пружини; 17 – ударник; 18 – траверса; 19 – бойок; 22 – направляючий палець; 23 – клапани

Газорозподільчий механізм. Газорозподільчий механізм призначений для подачі паливоповітряної суміші і відводу відпрацьованих газів, складається з розподільчого валу та привода впускних і випускних клапанів. Привід здійснюється від колінчастого вала дизеля за допомогою циліндричних косозубих

шестерень. Так як робочий цикл чотирьохтактного дизеля здійснюється за два оберти колінчастого валу, то розподільчий вал повинен обертатися в два рази повільніше що забезпечується співвідношенням шестерень. Розподільчий вал служить для привода клапанів, паливних насосів високого тиску (ПНВТ), та регуляторів (об'єднаного і граничного). Вал складається з шести однакових кулачкових секцій і хвостовика. В кожній секції два кулачки для впускних і випускних клапанів. Вал обертається в семи роз'ємних (підшипники ковзання) і одному втулочному підшипнику. Привід клапанів забезпечує передачу зусиль від кулачків розподільчого валу на клапани для відкриття їх. Закриття клапанів здійснюється пружинами.

Принцип дії механізму газорозподілу. При обертанні розподільчого вала 1 (рис. 1) його кулачок 2 набігає на ролик 3 штовхача 4. Штовхач переміщається вгору в корпусі 5 і передає зусилля на штангу 6, через яку зусилля передається на болт штовхач 12, який з'єднаний з плечем коромисла 14, повертаючись на осі 15, коромисло ударником 17 давить на траверсу 18, котра бойками 19 впливає на два випускних (впускних) клапани 23, опускаючи їх вниз. Хід кожного клапана 25 мм. При подальшому повороті розподільчого валу, ролик 3 з виступу кулачка 2 переходить на протилежну сторону, пружини 16 і 21 саджають клапани 23 на свої сидла, а всі деталі привода клапанів, а всі деталі привод клапанів повертаються в початкове положення. Пружина 20 забезпечує підйом траверси, не допускаючи її перекосу.

Технологія ремонту механізму газорозподілу. Перевіряють герметичність прилягання клапанів до сідел. Клапани проходять процес притирання спеціальними пастами. Торці клапанів загартовують. Фаски клапанів і їх тарілок шліфують. Спрацювання ремонтують залізненням, хромуванням. Після збирання випробовують герметичність клапанів подаючи повітря під тиском. Якщо герметичність не достатня притирання повторюють. Розподільчі вали перед ремонтом обмивають спеціальним пристроєм до мийної машини для миття масляних каналів. Після миття перевіряють магнітними дефектоскопами та

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

калібрами (шаблонами). Вал не приймається на відновлення при наявності сколів, тріщин, викришувань. Спрацювання кулачків відновлюють наплавленням дротом, плазмовим, лазерним або газопорошковим наплавленням. Спрацювання опорних шийок усувають шліфуванням до ремонтного розміру, електродуговою металізацією, приварюванням металевої стрічки. Згинання вала (виникає при газопорошковому наплавленні кулачків) усувають правкою на спеціальному обладнанні. Пошкоджену більше двох витків різьбу наплавляють і нарізають до номінального розміру [6].

Система подачі і відводу повітря. Система потрібна для подачі повітря яке необхідне дизелю для створення паливо-повітряної суміші (робочого тіла) , і відведення відпрацьованих газів з циліндра. В систему нагнітання дизеля входять турбокомпресор, повітряні фільтри, охолоджувач нагнітаючого повітря, впускний колектор. Відводяться відпрацьовані гази через два випускні колектори.

Турбокомпресор. Турбокомпресор призначений для подачі повітря в циліндри під тиском (рис. 1.9). Турбокомпресор дозволяє підняти потужність на 600 к.с. Номінальна кількість обертів ротора турбіни 18 800 об/хв.

Повітряний корпус (компресор) відлито з алюмінієвого сплаву. До передньої частини корпусу прикріплено фільтр з чотирма змінними касетами. В якості фільтруючого елементу використовують металічну вату або капронові нитки, фільтр просочують в маслі. Між турбінним і компресорним корпусом присутня теплоізоляція зі скловати. Рівень мастила при непрацюючому дизелі повинен бути на 4 мм вище центру масловказувального скла.

Охолоджувач нагнітаючого повітря. Охолоджувальний елемент складається з латунних трубок та припаяних до них пластин. В верхній частині корпусу встановлено кран. При заправці тепловоза водою кран відкривають, для видалення повітря з системи.

Впускний колектор призначений для підводу стиснутого повітря від турбокомпресора до циліндрових кришок.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

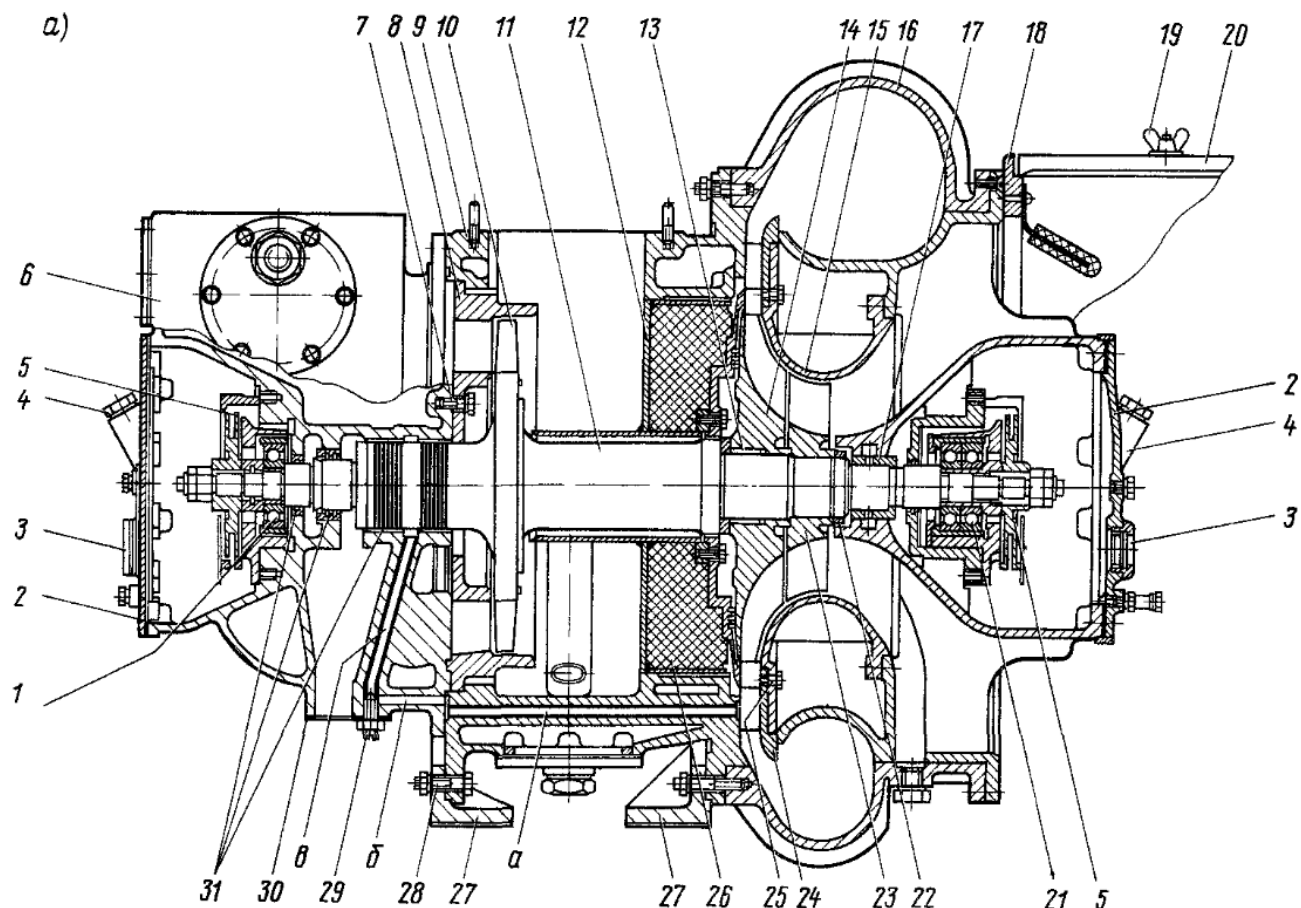


Рисунок 1.9 – Будова турбокомпресора:

1 – опорний шарико-підшипник; 2 – кришка; 3 – масловказувальне скло; 4 – пробка; 5 – центробіжний диск; 6 – вхідний корпус; 7, 25, 28 – болти; 8 – сопло; 9 – турбінний корпус; 10 – турбінне колесо; 11 – вал ротора; 12 – металічний кожух; 13 – шпонка; 14 – робоче колесо; 15 – безлопастний дифузор; 16 – повітряний корпус; 17, 31 – лабіринти; 18 – повітряний фільтр; 19 – гайка; 20 – змінна касета; 21 – опорно-упорний шарико-підшипник; 22 – кільце; 23 – забірник; 24 – лопастний дифузор; 26 – скловата; 27 – лапа; 29 – гвинт; 30 – сітка; 32 – внутрішня втулка

Випускний колектор призначений для відводу відпрацьованих газів від циліндрової кришки до турбокомпресора. Дизель K6S310DR оснащено двома випускними колекторами. Частини 1 і 2 колектора виконують з термоізоляцією для чого їх обмотують азбестовим шнуром і склотканиною, а зверху закривають оцинкованими тонкостінними металевими кожухами.

Технологія ремонту турбокомпресора. Ознакою несправності турбокомпресора є знижений тиск наддуву (менше 0,06 МПа), сторонні шуми при обертанні ротора турбіни. Обертання турбокомпресора менше 20 с, при вимкненні подачі палива. Тріщини в корпусах усувають аргонно-дуговим чи дуговим заварюванням. Якщо присутні тріщини по всій довжині корпуса або на різьбових з'єднаннях, корпус вибраковують. Пошкоджені різьбові отвори відновлюють встановленням втулок або шпильок з різьбою більшого діаметра. Колесо турбіни з валом у зборі вибраковують при тріщинах чи зломах колеса турбіни, оплавленні лопаток або слідах чіплення колеса за нерухомі деталі. Спрацьовані поверхні вала ротора відновлюють заміщенням або хромуванням з подальшим шліфуванням. Підшипники можуть мати спрацювання поверхонь під вал ротора, в такому випадку спрацьований підшипник замінюють новим або ремонтують обтисканням по зовнішньому діаметру для зменшення внутрішнього діаметра. Перед складанням ротор турбокомпресора проходить балансування. Після на зовнішній поверхні гайки ротора роблять позначку, при встановленні ротора всі позначки повинні збігатися. Це дозволяє уникнути порушення балансування ротора. Зібрані турбокомпресори випробовують на спеціальних стендах [6].

Паливна система дизеля. Паливна система дизеля призначена для зберігання, підігріву, очистки і подачі палива в циліндри дизеля. В систему входять паливний бак, паливopідігрівач, паливopідкачуючий і ручний насоси, фільтри грубої і тонкої очистки, паливні насоси високого тиску, форсунки, регулятори і трубопроводи з клапанами (рис. 1.10). Максимальна подача паливopідкачуючого насосу – 2500 л/год.

При робочому дизелі циркуляцію палива в системі забезпечує паливopідкачуючий насос, що приводиться в дію від колінчастого валу дизеля. Насос всмоктує паливо з баку через зворотний клапан і фільтр грубої очистки, і нагнітає через фільтри тонкої очистки в паливний колектор з'єднаний шістьма перепускними трубками з насосами високого тиску. Насоси через форсунки подають паливо під тиском 30 МПа в циліндри дизеля.

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

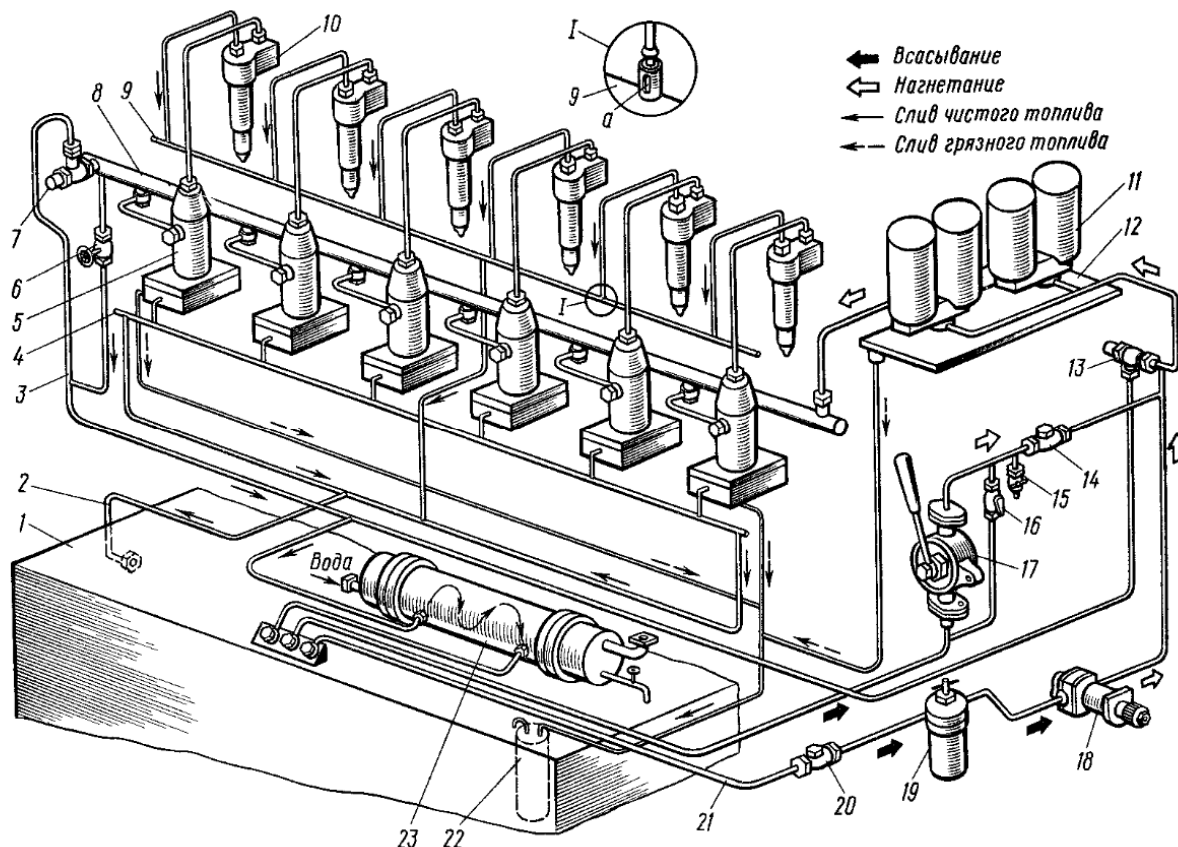


Рисунок 1.10 – Схема паливної системи дизеля:

1 – паливний бак; 2, 3 – зливні труби; 4, 9 – зливні колектори; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – вентиль; 7 – перепускний клапан; 8 – паливний колектор; 10 – форсунка; 11 – фільтр тонкої очистки; 12 – тарілка під фільтрами; 13 – запобіжний клапан; 14, 20 – зворотні клапани; 15, 16 – крани; 17 – ручний насос; 18 – паливопідкачуючий насос; 19 – фільтр грубої очистки; 21 – всмоктуюча трубка; 22 – брудозбірник; 23 – паливопідігрівач; *a* – овальне вікно

Бак зварений зі сталевих листів і підсилений внутрішніми перегородками для міцності, що ділять його на 8 відсіків. Ємність баку 6000 л. Запобіжний клапан призначений для захисту паливної системи від високого тиску. При засоренні фільтрів тонкої очистки клапан відкривається і зливає паливо в бак через паливопідігрівач. Зливні колектори призначені для збору чистого палива від насосів і форсунок що просочилось із-за нещільностей між деталями, яке по зливній трубі 2 потрапляє в бак. Перед пуском дизеля після ремонту або довгої стоянки паливний трубопровід до насосів високого тиску заповнюють паливом за

допомогою ручного насосу. Насос використовується також для видалення повітря з системи і в випадку виходу з ладу паливопідкачуючого насосу. Паливопідігрівач призначений для підігріву палива в зимову пору року так як бак знаходиться між візками і не захищений від дії зовнішніх температур. Підігрівається паливо за рахунок гарячої води відведеної від блоку циліндрів дизеля. Зворотні клапани (2шт.) призначені для перепуску палива тільки в одному напрямку. Один з них встановлений на всмоктуючій трубці паливопідкачуючого насосу і не дозволяє паливу при непрацюючому дизелі зливатися в бак, тим самим підтримуючи тиск в системі. Другий зворотний клапан стоїть на нагнітальній трубці за ручним насосом і не пропускає паливо до ручного насосу при працюючому дизелі. Паливний колектор представляє собою сталеву трубку діаметром 50 мм і товщиною стінок 6 мм. Паливопідкачуючий насос шестеренного типу забезпечує подачу палива з баку через фільтри в паливний колектор. Подача палива складає 42 л/хв, при частоті обертання колінчатого валу 750 об/хв. Фільтр грубої очистки захищає паливопідкачуючий насос. Фільтр тонкої очистки двосекційний і має три робочих положення: I – ліва, II – права, III – обидві працюючі секції. Паливний насос високого тиску призначений для подачі палива через форсунку в циліндри під високим тиском в певній кількості, в відповідний момент. Форсунка призначена для впорскування палива в циліндр. Ущільнення кришки в циліндрі забезпечується мідною прокладкою.

Технологія ремонту паливної системи. Паливопідкачуючий насос перевіряють при всіх видах ТО і ПР. Перевіряють легкість обертання валу і на стенді перевіряють подачу палива. Фільтри грубої очистки при ТО-3 розбирають та промивають або замінюють фільтруючі елементи. При проведенні всіх видів ТР замінюють фільтруючі елементи фільтрів грубої і тонкої очистки, а також промивку їх корпусів. При проведенні ТО-2 перевіряють під час роботи дизеля витік палива в з'єднаннях трубопроводів. Перевіряють роботу форсунок, якщо спостерігається димний вихлоп. При проведенні ТО-3 і ПР-1 форсунки знімають і перевіряють на стенді на якість розпилу, на тиск впорскування, на щільність і

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

підтікання. При ПР-2 і ПР-3 знімають всі елементи паливної апаратури для подальшого ремонту і випробувань [6].

Призначення та будова масляної системи дизеля. Масляна система призначена для зберігання, охолодження, змащування двигуна, підводу масла під тиском до всіх деталей які піддаються тертю.

Циркуляція масла в системі при працюючому дизелі забезпечується масляним насосом (рис. 1.11), що має привод від колінчатого валу. При запуску двигуна циркуляція забезпечується маслопрокачуючим насосом, що має електропривод. Запобіжний (0,7 МПа) та розвантажувальний (0,5-0,6 МПа) клапани призначені для захисту системи від високого тиску. Реле тиску масла і об'єднаний регулятор захищають дизель від пониженого тиску мастила. При падінні тиску в магістралі з 2,6 до 2,0 МПа, реле понизить навантаження на дизель, а при падінні до 1,0 МПа регулятор зупиняє дизель. Термореле контролює температуру масла в трубопроводі, при температурі 95°C реле вмикається і подає звуковий сигнал через зумер, також вмикає лампу на пульті керування.

Масляний насос всмоктує масло з баку через сітчастий фільтр і по нагнітаючій трубі подає до фільтрів грубої очистки. Очищене масло іде по декількох потоках. Основний потік надходить до водомасляного теплообмінника, охолоджується і подається в верхній (22) і нижній (28) колектори. Із нижнього колектора масло по семи трубкам надходить до кришок корінних підшипників колінчатого валу і далі на змащування кривошипно-шатунного механізму та охолодження поршнів. Також від нижнього колектора подаються дві трубки на змащування розподільчого валу та приводів насосів. Від верхнього колектора масло по шести трубкам іде до верхнього приводу клапанів, а по чотирьох трубках змащує штовхачі і підшипники розподільчого валу. Після фільтру грубої очистки частина масла направляється до центр обіжного фільтру і фільтру тонкої очистки. Очищене в цих фільтрах масло стікає в картер дизеля.

Технологія ремонту масляної системи. В насосах перевіряють зазори між підшипниками і валиком. Контролюють тиск відкривання клапанів. Тріщини в

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

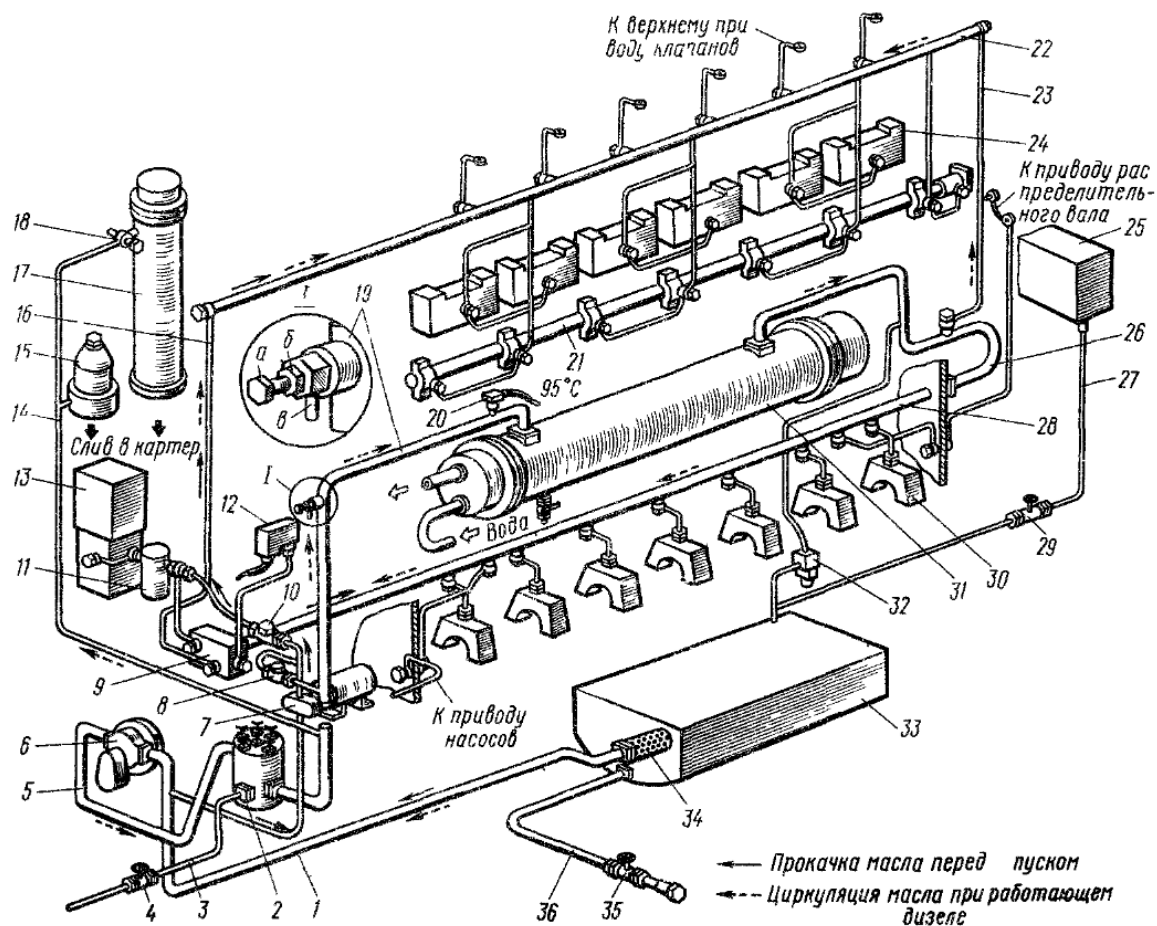


Рисунок 1.11 – Схема будови масляної системи:

1 – всмоктуюча труба; 2 – фільтр грубої очистки; 3, 14, 16, 19, 23, 26, 27 – трубопроводи; 4, 29, 35 – вентилі; 5 – нагнітальна труба; 6 – масляний насос; 7 – маслопрокачуючий насос; 8, 10 – зворотні клапани; 9 – маслорозподільча коробка; 11 – фільтр об'єднаного регулятора дизеля; 12 – реле тиску масла (РДМ); 13 – об'єднаний регулятор дизеля (ОРД); 15 – центробіжний фільтр; 17 – фільтр тонкої очистки; 18 – перепускний клапан; 20 – термореле (РТМ); 21 – розподільчий вал; 22, 28 – верхній і нижній масляні колектори; 24 – корпус штовхачів; 25 – запасний бак; 30 – кришка корінного підшипника; 31 – водо масляний теплообмінник; 32 – розвантажувальний клапан; 33 – масляний бак; 34 – сітчастий фільтр; 36 – зливна труба; а – болт; б – контргайка; в - кран

корпуса розсвердлюють по кінцях і заварюють газовим зварюванням. Фільтри грубої очистки занурюють на 10-20 год., у мийний розчин. Потім фільтри грубої очистки перевіряють на пропускну здатність. Фільтри грубої очистки

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170146.000.03МР.ПЗ

Арк.

26

пластинчатого типу промивають у гасі, пластини з дефектами замінюють новими. Маслопроводи промивають у гасі або каустичною содою, потім гарячою водою, продувають і випробовують на герметичність повітрям під тиском 0,3-0,4 МПа протягом 3 хв. Масляні радіатори ремонтують так само як і водяні. Промивають спеціальним розчином щоб видалити смолисті відкладення. Тріщини запаюють твердим мідно-цинковим припоєм. Перевіряють на герметичність [6].

Водяна система дизеля. Водяна система дизеля призначена в основному для охолодження дизеля так як температура при згоранні палива досягає 2000°C, і такий високий нагрів деталей міг би призвести до значної деформації та руйнування деталей, пригорання масла, і як наслідок заклинювання поршнів в циліндрах. Ще однією задачею водяної системи являється охолодження масла дизеля в водо-масляному теплообміннику, та охолодження турбокомпресора і повітря що нагнітається ним в камеру згорання. Також задачею водяної системи є підігрів дизельного палива в зимову пору року та підігрів сходинок під ногами машиніста. Кількість води в дизелі 400 л, максимальна температура води 85° в основному контурі (рис. 1.12), та 65° в допоміжному. Подача насоса основного контуру 133 200 л/год.

Основний насос всмоктує охолоджену воду з колектора радіаторів і нагнітає в напірний колектор. З колектора вода по шести патрубкам потрапляє в блок циліндрів охолоджуючи втулки. Потім по патрубкам вода переходить в циліндрову кришку, охолоджує її і по патрубкам подається в колектор гарячої води. м Частина води з напірного колектора подається на турбокомпресор і охолоджує його деталі, після вода потрапляє в колектор гарячої води. З колектора гарячої води її частина потрапляє в калорифер, сходинок під ногами машиніста, паливопідігрівач. Охолоджена в цих апаратах вода минаючи радіатор знову всмоктується насосом. Допоміжний насос подає воду в охолоджувач нагнітаючого повітря із охолоджувача подається в водо-масляний теплообмінник, далі вода збирається в нижньому колекторі радіаторів. Допоміжний і основний контури охолодження поповнюються водою з розширювального баку.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

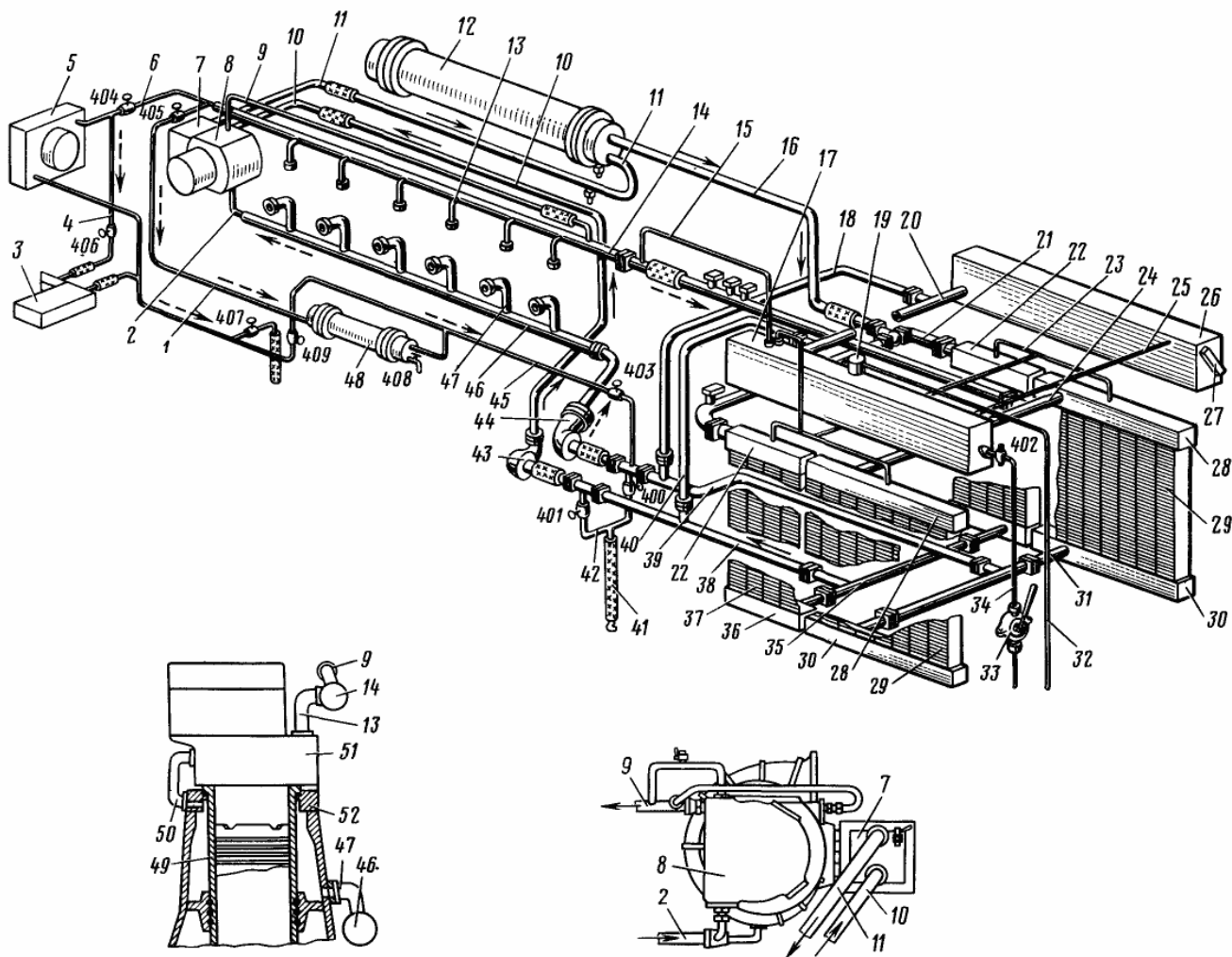


Рисунок 1.12 – Водяна система дизеля ЧМЭЗ:

3 – опалювальна сходи́нка; 5 – калорифер; 7 – охолоджувач нагнітаючого повітря; 8 – турбонагнітач; 12 – водо-масляний теплообмінник; 13, 47, 50 – патрубки; 14 – колектор гарячої води; 17, 26 – правий і лівий розширювальний бачок; 19 – заливна горловина; 22, 28 – верхні колектори секцій радіатора; 27 – водомірне скло; 29, 37 – водяні секції радіатора; 30, 36 – нижні колектори секцій радіатора; 32 – сигнальна труба; 33 – ручний водяний насос; 41 – рукав; 43 – допоміжний водяний насос; 44 – основний водяний насос; 46 – напорний колектор; 48 – паливопідігрівач; 49 – втулка циліндра; 51 – кришка циліндра; 52 – блок циліндрів; всі інші позиції – трубопроводи

Технологія ремонту водяної системи. Несправностями водяних насосів є спрацювання посадочних місць під шарикопідшипники їх відновлюють

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

осталюванням для встановлення втулок з більшим діаметром. Валики водяних насосів які зношені до граничних розмірів відновлюють хромуванням. Випробовують і обкатують насос на стенді. Випробування на герметичність проводять протягом 5 хв., при тиску 0,4 МПа. Продуктивність насосу повинна бути 8000 л/год. Водяні радіатори можуть мати механічні пошкодження трубок, тріщини в місцях зварювання і паяння, деформація пластин, корозія бачків. Для чищення радіаторів застосовують 5%-ий розчин соляної або фосфорної кислоти температурою 60-80°C, тривалість промивання 5-15 хв. На герметичність радіатори перевіряють під тиском 0,10-0,15 МПа, протягом 2-3 хв. Або в ваннах підводячи по трубкам стиснуте повітря. Пошкоджені трубки запаюють (не більше 5% трубок радіатора). Зігнуті пластини вирівнюють за допомогою гребінки і плоскогубців [6].

1.3 Умови роботи циліндро-поршневої групи дизеля K6S310DR

1.3.1 Гільза циліндра

На дизелі K6S310DR встановлені циліндрові гільзи DS123010/4 – 6 шт.; вага втулки – 112 кг; довжина – 760 мм; робочий діаметр нової втулки $310^{+0,048}$ мм.

Гільза циліндра, призначена для направлення руху поршня, разом із кришкою і поршнем утворює камеру згоряння. Вона утворює робочий об'єм циліндра, в якому відбувається перетворення хімічної енергії пального в механічну енергію для обертання колінчастого вала дизеля.

У зв'язку з високою температурною напруженістю гільза циліндра потребує охолодження, а зворотно-поступальний рух поршнів з високою швидкістю висуває високі вимоги до чистоти обробки внутрішньої поверхні і якості масла.

Для відведення тепла, яке виділяється при згоранні пального, від стінок циліндрів вона омивається водою, що циркулює між блоком дизеля і

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

охлаждавальними секціями радіаторів.

Циліндрова гільза є чавунною втулкою. Гільзу центрують в гніздах блока по двох посадочних поясах і кріплять до блока тільки верхнім фланцем, таке кріплення забезпечує вільне осьове переміщення гільзи вниз при змінах температури.

Втулки виготовляють відцентровим способом з високоміцного чавуну. Основна структура –тонкий пластинчастий перліт. Фосфідний аустетик рівномірно розподілений. Вільний ферит – не більше 5%. Вільні Fe_3C і гнізда M і S не допускаються. Пористість структури не допускається.

Верхня частина втулки виконана потовщеною, оскільки тиск газів у камері згорання досягає 7-9 МПа. Внутрішню поверхню втулки (дзеркало циліндра) діаметром 310 мм обробляють шліфуванням з наступним хонінгуванням.

Вверху втулка має циліндричний борт, який входить у виточку горизонтальної плити блока та утримує втулку у підвішеному стані. Під борт втулки для ущільнення водяної порожнини блока ставлять кільця товщиною 2 мм з м'якої відпаленої міді.

Зверху втулка притиснута до блока циліндровою кришкою. У блоці втулка фіксується двома направляючими поясами – верхнім (діаметром 358 мм) і нижнім (діаметром 352 мм). Таке кріплення втулки дозволяє їй у процесі роботи змінювати свою довжину через зміну температури.

На нижньому поясі проточені три кільцеві канавки для встановлення гумових кілець, які ущільнюють водяну порожнину блока. Втулку випробовують водою під тиском 8 МПа.

Ззовні втулку у верхній частині покривають водостійкою ґрунтовою фарбою, а у нижній – червоною маслостійкою нітроемаллю. Після встановлення втулок у блок водяні порожнини його випробовують водою під тиском 0,5-0,6 МПа.

Матеріал втулки має хімічний склад: $C = 2,9-3,4\%$; $Si = 1,7-2,2\%$; $Mn = 0,7-1,2\%$; $P = 0,2-0,5\%$; $Cr = 0,2-0,4\%$; $Mo = 0,3-0,7\%$; $S_{max} = 0,1\%$.

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Твердість відливання НВ 220-280 кг/мм². Різниця твердості в одному відливанні не більш 40 НВ.

Термообробка – гартування до твердості 270-320 НВ. Гартування дозволяється тільки один раз.

Відливання механічною обробкою доводиться до креслярських розмірів, а внутрішня робоча поверхня гільзи циліндра діаметром 310^{+0,048} мм, хонінгуванням доведена до шорсткості не нижче Ra 0,32 і для кращого прироблення і захисту від корозії фосфатована.

Гільза циліндра показана на рис. 1.13.

Циліндрову гільзу необхідно замінити при:

- зношенні робочої поверхні більше допустимого розміру;
- корозії стінок більше 50% товщини;
- наявності глибоких рисок, задирів, тріщин, підплавлення і наволочення металу на робочій поверхні, незалежно від розміру і місця розташування;
- овальності робочої поверхні дзеркала гільзи більше 0,45 мм;
- конусності робочої поверхні дзеркала гільзи більше 0,45 мм;
- граничному зношенні робочої поверхні гільзи більше 310,8 мм;
- зменшенні діаметру гільзи в зоні стикання металу не більше 310_{-0,06} мм;
- зношенні зовнішніх посадочних поясів на втулці більше 0,5 мм.

Допускається залишати гільзи, якщо риси і дрібні задир на робочій поверхні мають глибину не більше 0,5 мм і загальну площу не більше 50 см².

Проведення вимірів гільзи проводити строго по інструкції, використовуючи базові поверхні по поясах, згідно наведеної на рис. 1.14 схеми, в двох взаємоперпендикулярних площинах: уздовж осі колінчастого валу і перпендикулярно їй.

Виміри проводити індикаторним нутроміром з діапазоном вимірювань 290-330 мм, точність вимірювань індикаторної головки не нижче 0,01 мм.

Овальність встановленої в блоці гільзи допускається до 0,08 мм понад овальність, отриману при її вимірюванні до постановки в блок, і не повинна

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

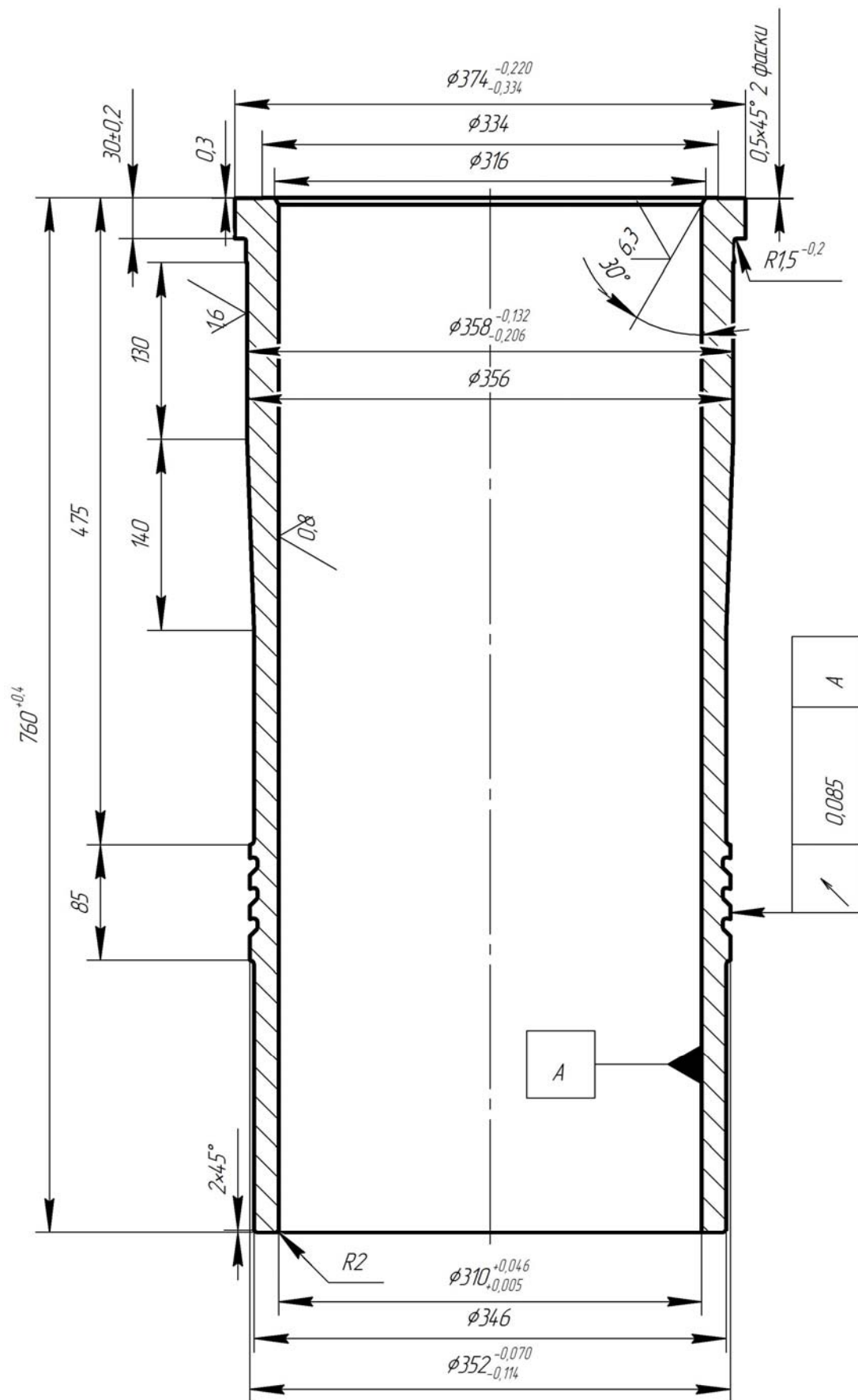


Рисунок 1.13 – Гільза циліндра дизеля K6S310DR

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170146.000.03MP.ПЗ

Арк.

32

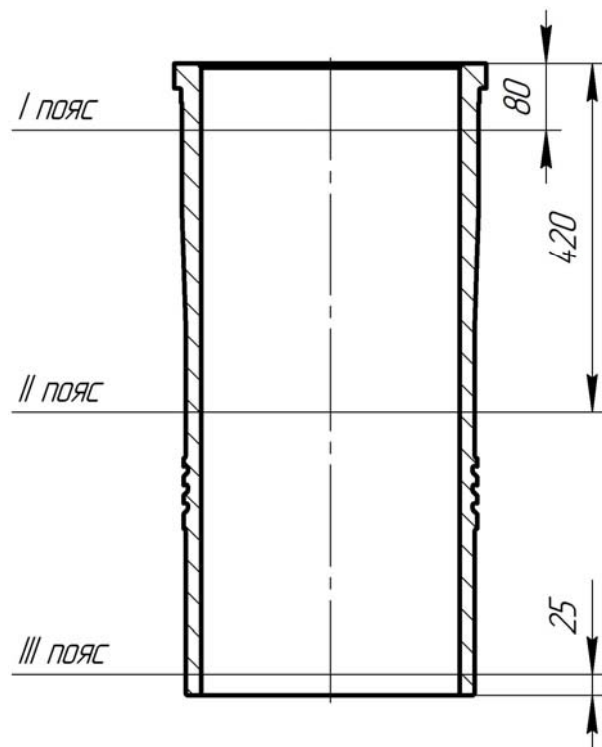


Рисунок 1.14 – Схема обміру циліндрової втулки

перевищувати граничний розмір.

Відповідно до інструкції по ремонту дизелів K6S310DR, інструментальні виміри циліндрових гільз проводити до демонтажу їх з блоку.

Для виконання процесу пасивації провести додаткові виміри на зношення і порушення геометрії робочих поверхонь після демонтажу гільз з блоку.

Щоб уникнути похибок, виміри до обробки і після неї проводити одним і тим же інструментом.

Дані вимірів по гільзах, які підлягають пасивації, записати в картку, що є супровідним документом.

Кожна гільза повинна бути пронумерована шрифтом № 6. Нумерацію виконувати на торці фланця.

При передачі гільз на пасивацію проводиться вибіркова перевірка відповідності проведених інструментальних вимірів.

При здачі, після проведення пасивації, проводиться перевірка всієї партії гільз, що поступають на складання.

Решта вимог вказана в інструкції по обробці циліндрових гільз

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

триботехнічними сумішами ТС НІОД [4, 5, 6].

1.3.2 Поршень

Поршень – найвідповідальніша та напружена частина двигуна. Він виконує наступні функції:

- забезпечує необхідну форму камери згорання і герметичність внутрішньоциліндрового простору;
- передає силу тиску газів на шатун і систему циліндра.

У процесі роботи на поршень діють механічні навантаження тиску газів і сил інерції, а також високі теплові навантаження у період безпосереднього його дотику з гарячими газами при згоранні палива та розширення продуктів згорання. Додатково поршень нагрівається від тертя об стінки циліндрової втулки. При нагріванні поршня знижуються механічні властивості його матеріалу та зростають термічні напруження у ньому. До того ж погіршується наповнення циліндра свіжим зарядом, через що зменшується потужність дизеля, з'являються умови для заклинювання поршня у циліндрі, погіршується робота кільцевого ущільнення. Поршні ДВЗ, наряду з достатньою міцністю і жорсткістю, повинні мати якомога меншу масу для зменшення сил інерції, володіти високою теплопровідністю та зносостійкістю. Конструкція поршня забезпечує вільне переміщення його у циліндрі та достатню герметичність для запобігання прориву газів із камери згорання у картер і потрапляння масла з боку картера в робочу порожнину циліндра, що спостерігається при великих зазорах між кільцем і канавкою поршня. При цьому з'являється так звана насосна дія поршневих кілець, яка відбувається при перекладанні зазорів між кільцями та стінками канавок поршня у ВМТ і НМТ [5].

На зовнішній поверхні у верхній циліндричній частині поршня є канавки для поршневих кілець, необхідних для запобігання циліндра від прориву газів і потрапляння змащення із картера в камеру згорання. Нижня частина поверхні поршня служить направляючою. Верхню частину поршня називають голівкою, а

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

направляючою (тункову) частину – юбкою. На внутрішній поверхні юбки поршня є бобишки з отворами для встановлення поршневого пальця.

Поршень, сприймаючи тиск газів, які утворюються при згоранні палива у циліндрі, і через шатун передає зусилля на кривошип колінчастого вала. Поршень відлитий із кремнійалюмінієвого сплаву, який володіє високою теплопровідністю. Маса поршня 42 кг [4].

Верхня частина поршня – голівка – має форму зрізаного конуса та виконана товстостінною, оскільки вона сприймає тиск газів і знаходиться під дією їх високих температур. Конічна форма голівки виключає заклинювання поршня внаслідок температурного розширення. Торець голівки поршня (днище) має складну форму, яка забезпечує добре змішування палива з повітрям всередині циліндра. Днище поршня разом з циліндровою втулкою і циліндровою кришкою утворює камеру згорання.

Поршень зображений на рис. 1.15.

Оскільки висота камери стискання, тобто відстань від торця поршня, який знаходиться у ВМТ, до циліндрової кришки, рівна 13 мм, то для вільного відкривання робочих клапанів при продуванні циліндра (хід клапанів 25 мм) у днищі виконані чотири заглиблення 1. Два глухих отвори з різьбою М12 призначені під болти, якими кріплять монтажну скобу для виймання і встановлення поршня. На зовнішній поверхні голівки проточені п'ять кільцевих канавок (струмків) під поршневі кільця, причому чотири струмки 3 служать для встановлення ущільнювальних (компресійних) кілець, а у п'ятий струмок 4 ставлять верхнє маслосборне кільце.

Нижня частина поршня – юбка – має циліндричну форму (діаметр 309,6 мм) і служить для направлення поршня у циліндрі. На зовнішній поверхні юбки проточений один струмок 8 під нижнє маслосборне кільце. Для зливання масла, яке знімається кільцями зі стінок циліндра, у струмках 4 і 8 просвердлені отвори 9 діаметром відповідно 8 і 6 мм.

У середній частині поршня є приливи (бобишки), в яких розточені отвори 5

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

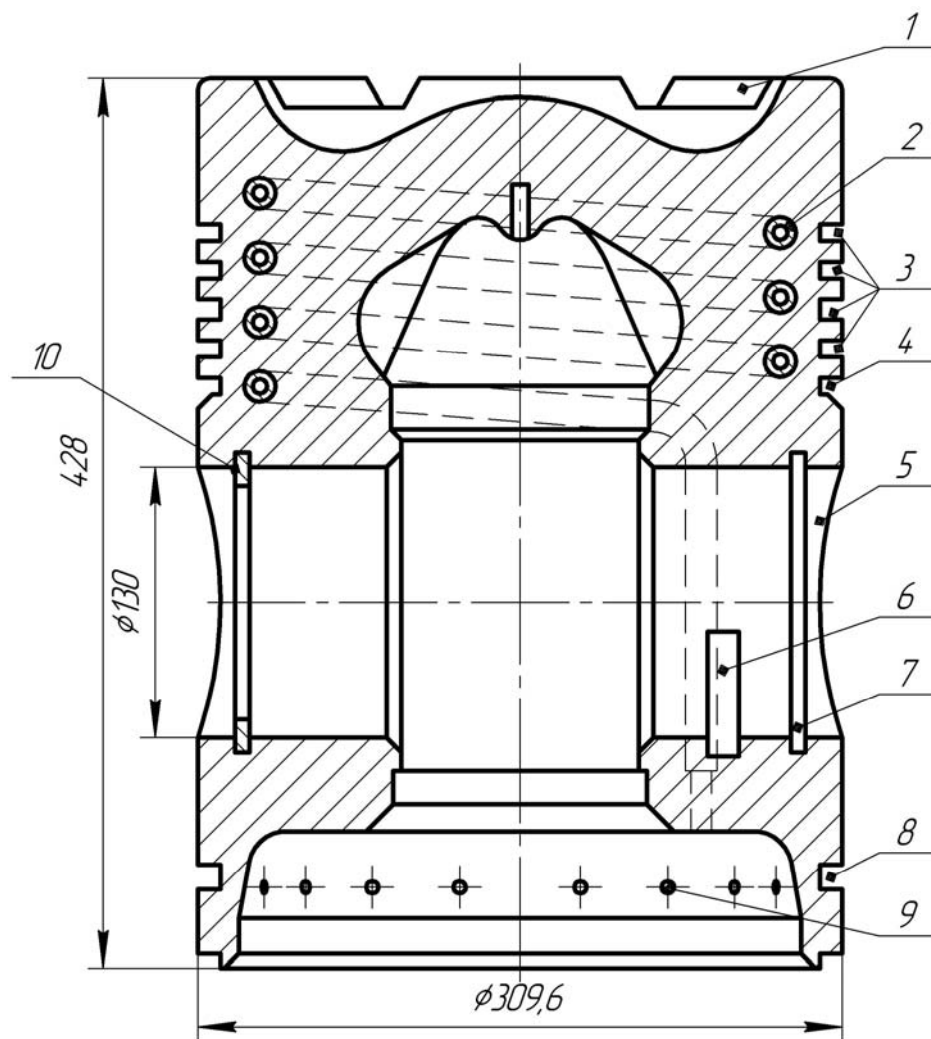


Рисунок 1.15 – Поршень:

- 1 – заглиблення під клапани; 2 – змійовик; 3 – канавки під ущільнювальні кільця;
 4, 8 – канавки під маслосійомні кільця; 5 – отвір під палець; 6 – дугоподібна
 канавка; 7 – канавка під стопорне кільце; 9 – отвір для зливу масла;
 10 – стопорне кільце

діаметром 130 мм під поршневий палець, переміщення якого обмежене стопорними кільцями 10. Для встановлення кілець 10 у бобишках проточені кільцеві канавки 7.

Поршень відлитий як одне ціле зі змійовиком 2, призначеним для охолодження голівки поршня маслом, яке надходить із масляної системи дизеля. Змійовик 2 виконаний у вигляді сталевій спіральної трубки діаметром 15 мм, на одному кінці якої зроблена різьба під сопло з отвором діаметром 8 мм

для зливання масла. Інший кінець трубки заглушений пробкою, а для входу масла у зміювик до трубки приварений відросток, який виходить у дугоподібну канавку 6, профрезеровану в бобищі поршня.

Поршні з алюмінієвих сплавів мають меншу міцність і зносостійкість, але значно легші від чавунних. Теплопровідність алюмінієвих сплавів у 3-4 рази вища, ніж у чавуну, тому температура днища поршнів із алюмінієвих сплавів нижча, ніж у чавунних поршнів. У зв'язку з цим у двигунах із поршнями з алюмінієвих сплавів, таких як K6S310DR, покращується наповнення циліндра свіжим зарядом і зменшуються витрати енергії на тертя поршня об циліндр внаслідок меншого коефіцієнта тертя алюмінієвих сплавів.

Суттєвим недоліком поршнів із алюмінієвих сплавів є високий коефіцієнт лінійного розширення у порівнянні з чавунним (приблизно у 2-2,5 рази більше, ніж у чавуну). Тому поршні із цих сплавів встановлюють у циліндри з великим зазором, який ускладнює пуск дизеля, викликає стук при роботі непрогрітого двигуна та на малих обертах колінчастого вала [4, 5, 6].

1.4 Основні несправності циліндро-поршневої групи

Необхідність постановки тепловоза в ремонт для дострокової заміни втулок циліндрів виникає при наступних їх несправностях: задир внутрішньої робочої поверхні, що приводить часто до заклинювання поршня і інших тяжких наслідків (обрив поршня або шатуна, руйнування втулки циліндра, пошкодження колінчастого валу, блоку і кришки циліндра).

Основними причинами утворення задирав втулки циліндра і поршня є: порушення режиму роботи дизеля (різке навантаження непрогрітого дизеля, перегріву і різке охолодження втулок); недостатня кількість мастила; попадання води або абразивних часток на поверхні, що труться; порушення технології ремонту і складання шатунно-поршневої групи (відсутність полуди на поршні, перекоси в з'єднанні поршня з шатуном, неправильне затягування шпильок кріплення вставки поршня, малий зазор між поршнем і втулкою і ін.); деформації

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

втулки циліндра від зміни температури по довжині; пробій газів по мідному ущільнювальному кільцю між втулкою циліндра та кришкою, а також при виникненні тріщин у верхньому бурті втулки від різьбових отворів під шпильки чи водоперепускних отворів. Пробій газів частіше відбувається в зимовий час, оскільки при низькій температурі підвищується щільність повітря і максимальний тиск згорання збільшується на 15-20%; течі охолоджувальної води з системи охолодження через пошкодження ущільнення втулки в блоці дизеля, сорочки в посадкових місцях на втулці циліндра, по ущільненню водоперепускних каналів, по тріщині в сорочці від адаптерних отворів або по гумовому ущільненню адаптера, при перегріванні води вище 80°C.

При ТО-3 і ПР-1 оглядають робочі поверхні втулок циліндрів через люки картера, випускні і продувальні вікна, втулки циліндрів очищають, перевіряють стан ущільнень адаптерів і перехідників, за наявності течі, що не усувається підтягуванням, гумові кільця замінюють.

При огляді втулок звертають увагу на наявність рисок і слідів задиру, місцевих натирів і смуг, що потемніли, від прориву газів через поршневі кільця. Якщо характер натирів і риск на робочій поверхні вказує на можливість задиру втулки, поршень виймають, а натири і риси на втулці зачищають дрібним наждачним каменем і наждачним полотном впоперек осі втулки, а потім полірують повстяним кругом. Зачищені місця протравлюють 25%-им розчином азотної кислоти після попереднього знежирення бензином і ацетоном. Після протруєння поверхню промивають водою, потім нейтралізують 10-15%-им розчином каустичної соди і змащують маслом. При травленні мають бути прийняті заходи захисту шкіри і одягу людей від дії кислоти.

При ПР-2 після виймання поршнів втулки циліндра оглядають і вимірюють їх внутрішній діаметр в декількох місцях по висоті по двох взаємно перпендикулярним осям: «по ходу шатуна» або по напрямку перекладання поршня і по осі колінчастого валу. Вимірюють втулки спеціальним індикаторним нутроміром з довгим стержнем-рукояткою, на кінці якого закріплений індикатор.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Результати вимірів втулок циліндрів заносять в спеціальний бланк (карта вимірів). Проведення вимірів гільзи проводять строго по інструкції, використовуючи базові поверхні по поясах, згідно схеми наведеної на рис. 1.14.

Виміри проводять індикаторним нутроміром з діапазоном вимірювань 290-330 мм, точність вимірювань індикаторної головки не нижче 0,01 мм.

Відповідно до інструкції по ремонту дизелів, інструментальні виміри циліндрових гільз проводять до демонтажу їх з блоку.

Щоб уникнути похибок, виміри до обробки і після неї проводять одним і тим же інструментом.

Під час експлуатації в поршнів зношується частина (спідниця) направляючої і струмки, а в кілець, окрім зношення, можливий злам, пригорання і втрата пружності. Зношення кілець відбувається переважно в замках. Для поршнів дизеля типу K6S310DR характерним є зношення чи відшарування («сповзання») полуди з юбки поршня, задир, прогар днища, а також поява тріщин в струмках і бонках поршнів і їх вставок. У шатунів спостерігається збільшення зазору між пальцем і втулкою верхньої голівки шатуна, деформація голівок, зношення різьбового з'єднання шатунових болтів.

В поршнів можливі тріщини і відкладення нагару на поверхні, що охолоджується маслом.

Термічні тріщини та прогари голівок поршнів виникають через перегрів днища поршня. У ньому виникають високі термічні напруження. Головною причиною виникнення цієї несправності є погане охолодження голівки поршня внаслідок неякісного очищення внутрішнього боку днища поршня від нагару на поточних ремонтах ПР-2 і ПР-3, використання неякісного масла з низькими анти нагарними властивостями, недостатнє надходження масла на охолодження поршня при завищених зазорах «на масло» у корінних і шатунних підшипниках колінчастого вала, неправильне регулювання паливної апаратури та шатунно-поршневої групи.

Загорання (закоксування) поршневих кілець з частковою чи повною втратою

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

їх рухливості пояснюється застосуванням неякісного масла, неправильним регулюванням паливної апаратури та її несправністю (підтікання форсунок, погане розпилювання палива), недостатчею повітря нагнітання при несправності агрегатів нагнітання. Підвищене зношення поршневих кілець відбувається через низьку якість матеріалу кілець, неправильну їх термообробку та зміцнення, погану фільтрацію повітря, що забирається ззовні.

Співвідношення витрат на експлуатацію локомотива за його життєвий цикл представлено на рис. 1.16.

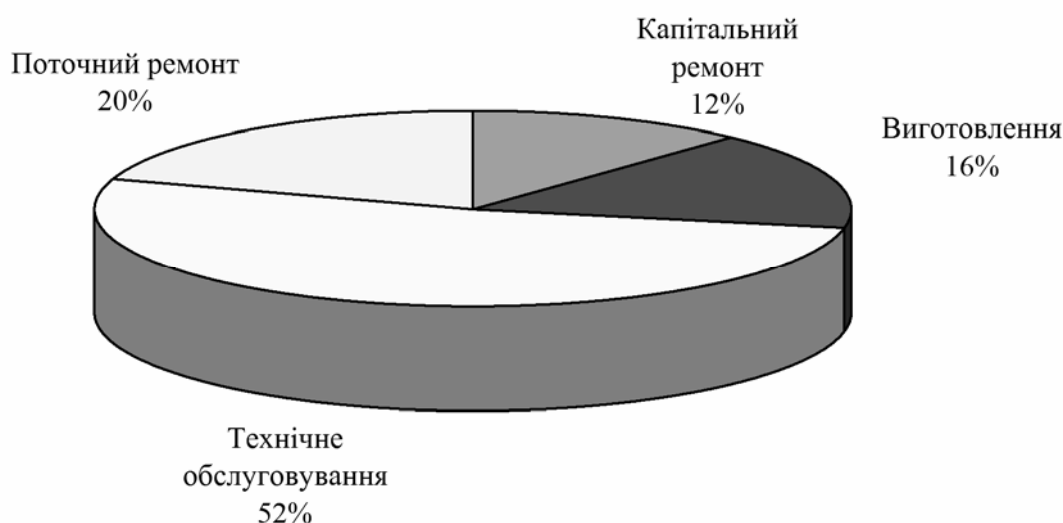


Рисунок 1.16 – Відсоткове співвідношення витрат на експлуатацію локомотивів

Звернувшись до діаграми, ми бачимо, що по витратах ремонт співставний з виготовленням нового механізму (не випадково в багатьох випадках ремонту віддають перевагу блоковій заміні).

Якщо ж урахувати, що значна частина технічного обслуговування спрямована на боротьбу з тертям (зміна змащення, регулювання вузлів тертя і т. ін.), стає зрозуміло, що саме тертю й викликаному ним зношуванню ми зобов'язані більшою частиною пов'язаних з технікою витрат. Це показано на листі 5. Також на листі 5 наведена діаграма відсоткового розподілу витрат, пов'язаних з ремонтом окремих груп дизеля K6S310DR.

Очевидно, що протистояти зношуванню, підвищуючи механічні властивості

поверхонь тертя, можна тільки в певних межах, оскільки із двох взаємодіючих поверхонь одна завжди виявиться менш стійкою і, отже, буде зношуватися. Найефективнішим є розділення тертьових поверхонь за допомогою змащення, однак, незважаючи на очевидні досягнення в цій області, повністю виключити взаємодію тертьових поверхонь (і їхнє зношування) вдається тільки в окремих випадках, та й то потрібно, як правило, застосування складних додаткових пристроїв. Особливі проблеми тут виникають при нестабільних режимах роботи механізмів, таких, як запуск, зупинка, перегрів, переохолодження і т. ін., коли змінюються властивості змащення або не забезпечується його оптимальний розподіл у зоні тертя. Крім того, при зношуванні поверхонь умови змащування значно погіршуються, що, у свою чергу, додатково збільшує зношування.

1.5 Демонтаж втулок з блоку і їх ремонт

Якщо зношення по діаметру, овальність або конусність робочої поверхні втулки циліндра перевищують встановлені правилами поточного ремонту величини, то при ПР-2, ПР-3 її виймають з блоку у комплекті з кришкою.

До виймання втулок циліндрів із блока їх необхідно заміряти. Заміри проводити у двох площинах (перпендикулярній і паралельній осі колінчастого вала) і в трьох поясах по висоті. При цьому перший пояс вимірювання повинен розміщуватися у зоні контакту перших двох кілець поршня при положенні останнього у ВМТ, другий пояс – в зоні контакту цих же кілець при положенні поршня НМТ, а третій – у нижній частині втулки (приблизно на відстані 10-25 мм від торця).

Циліндрові втулки із блоку випресувати, спочатку відмітивши їх положення у блоці. Втулки, які мають зношення робочої поверхні більше допустимого розміру чи корозію стінок більше 50% товщини, глибокі риски, задири, підплавлення металу на робочій поверхні і тріщини незалежно від розміру і місця розташування замінити.

Допускається залишати циліндрові втулки без заміни, якщо риски і дрібні

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

задири на робочій поверхні мають глибину не більше 0,5 мм і загальну площу не більше 50 см². Наробітки у верхній частині втулок від роботи поршневих кілець не більше 0,15 мм зачистити до плавного переходу. Риски, забоїни і дрібні задири без слідів підпалвлення металу зачистити шабером.

Циліндрова втулка, витягнута з блоку, повинна бути очищена від накипу і нагару і зберігатися у вертикальному положенні. Перед постановкою нової чи придатної старої циліндрової втулки в блок повинні бути виконані наступні роботи:

а) заміряти і визначити овальність отворів блока під втулки (по установочному поясу) і зазор між блоком і втулкою; овальність отвору більше 0,15 мм допускається усувати шабруванням поверхні установочного пояса. Зазор між блоком і циліндровою втулкою у верхній і нижній частинах повинен бути в межах допустимих розмірів;

б) з метою продовження строку служби дозволяється циліндрові втулки, що мають зношення не більше 0,5 мм при овальності (не менше) 0,2 мм, повертати на 90° по відношенню до осі колінчастого вала дизеля;

в) мідну ущільнюючу прокладку пом'якшити за допомогою термічної обробки і для усунення нерівностей обжати під пресом. Поверхня прокладки повинна бути чистою, без забоїн, нерівностей, складок і надривів;

г) поверхні втулки і блока, що контактують з гумовими кільцями, очистити від корозії і бруду. Дозволяється поверхню втулки, що контактує з гумовими кільцями, обезжирити і покрити клеєм ГЕН-150(В). Гумові ущільнюючі кільця циліндрових втулок замінити незалежно від стану. Надіті на втулку кільця ущільнити в канавках легкими ударами дерев'яного молотка і змастити дизельним мастилом. Скручування кілець не допускається;

д) овальність установленної в блоці втулки допускається до 0,08 мм понад овальності, одержаної при її замірюванні до постановки в блок, і не повинна перевищувати допустимий розмір. Дозволяється обпилювати верхній направляючий пояс втулки при затисканні її у блоці для усунення овальності. Герметичність блока після складання дизеля перевірити опресуванням водою

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

протягом 15 хв. Протікання води і «запотівання» у з'єднаннях не допускається [6].

1.6 Відновлення поршнів

Поршень дизеля K6S310DR при зношенні чи пошкодженні трункової частини, який потребує наплавлення по всій поверхні, або при овальності більше 0,35 мм замінюють. Тріщини у днищі, струмках і у перемичках заварюють газовим зварюванням. Перед наплавленням розробляють тріщину чи зношений струмок, поршень підігрівають до температури 300-320°C в електричній печі. Наплавлення виконують ванним способом автогенним пальником № 6 нейтральним полум'ям за один прохід. Присадковий матеріал для наплавлення – алюмінієво-кремнієві прутки діаметром 10-12 мм. Наплавлене місце повинне бути товщим основної поверхні поршня на 3-5 мм. Після наплавлення поршень обробляють до креслярських розмірів. Різновага поршнів на одному дизелі не повинна перевищувати 0,2 кг, а у зборі з шатуном – 0,4 кг. Маса підганяють зніманням металу з нижньої торцевої поверхні.

Для захисту зовнішньої поверхні поршня від задиру, голівки поршня від прогару, а верхньої канавки під компресійні кільця від зношення та пластичної деформації поршні піддають глибокому анодуванню у сіркокислому електроліті. Анодна плівка на сплаві ПС-12 має твердість 375-515 НВ; товщина її 0,08-0,10 мм, вона добре протидіє зношенню стиранням.

За відсутності дефектів у поршневих кілець, які є ознаками для бракування, заміряють зазор у замку кільця у вільному стані (лінійкою чи штангенциркулем) і зазор у робочому стані (щупом) при вставленому кільці у еталон (кільце з внутрішнім діаметром, рівним номінальному креслярському розміру втулки циліндра – 310 мм). Перевіряють також зазор по висоті між кільцем і струмком щупом після встановлення кільця у струмок. При зазорах вище передбачених правилами ремонту кільця заміняють. Фаски навколо замка компресійних кілець і кромки маслозрізувальних кілець відновлюють до креслярських розмірів.

На сьогоднішній день відновленню поршнів приділяється багато уваги [5].

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

2 АНАЛІЗ РОЗРОБОК З НЕРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРОВО-ПОРШЕНОВОЇ ГРУПИ ПОРШЕВИХ МАШИН

2.1 Індикаторні діаграми при межі стиснення

Цикл роботи поршневої машини може бути відображеним графічно у вигляді залежності тиску в робочій камері машини від переміщення поршня S або від об'єму робочої камери V , який визначається місцезнаходженням поршня. Останнє впливає з того, що поточне значення об'єму робочої камери

$$V = F_n S, \quad (2.1)$$

де F_n – площа поршня.

Ця графічна залежність називається індикаторною діаграмою. Її вигляд для ідеальної поршневої машини показано на рис. 2.1.

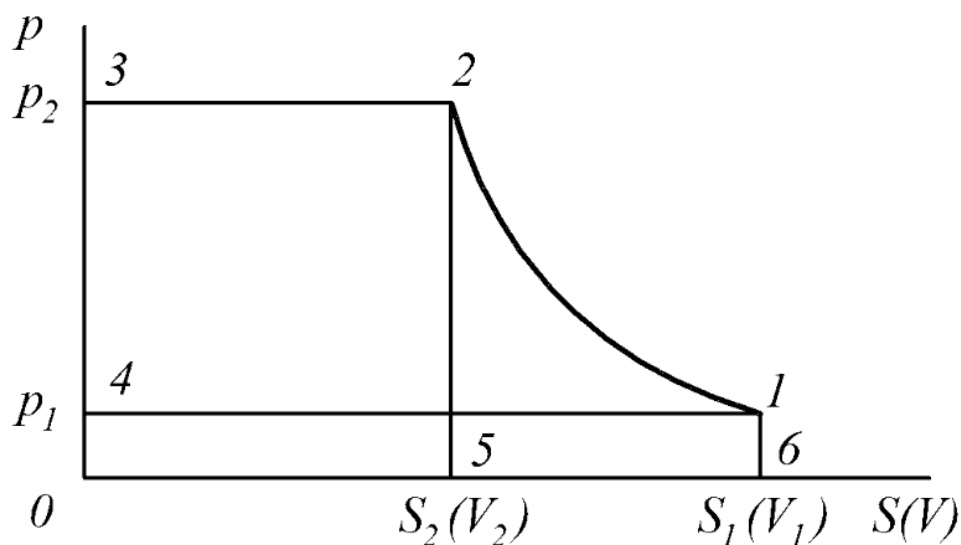


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма поршневої машини

Цикл роботи такої машини складається з фази всмоктування, яка відображається відрізком 4-1, фази стиснення (відрізок 1-2) та фази виштовхування або нагнітання (відрізок 2-3). Під час усмоктування та нагнітання

об'єм газу в робочій камері змінюється через переміну його кількості при незмінних параметрах стану, тобто ці процеси не термодинамічні через що цикл роботи поршневої машини не може бути зображеним у координатах тиск – питомий об'єм ($P-V$). Параметри стану змінюються лише при стисканні газу і характер цього термодинамічного процесу обумовлює власне вигляд індикаторної діаграми.

Теоретично в поршневій машині показник політропи може змінюватися від $m = 1$ до $m = k$, де k – показник адіабати стискуваного газу. Для повітря $k = 1,4$. При $m = 1$ процес стискання ізотермічний. Для його здійснення швидкість процесу повинна бути безкінечно малою. При цьому усе тепло стискання буде $p_1 V_1^m = p V^m = \text{const}$.

2.2 Способи оцінки стану деталей циліндро-поршневої групи дизеля в експлуатації

Для визначення стану деталей без розбирання використовують спектральний аналіз масла картера, дані про витрату масла, а також дані виміру тиску стискування у порожнині циліндра.

Спектральний аналіз масла картера дає можливість визначити інтенсивність зношення деталей, виготовлених з одного якого-небудь металу (свинець, бронза, чавун, сталь). Визначення інтенсивного зношення якої-небудь певної деталі (при спектральному аналізі) може бути виконане шляхом додаткових даних, що базуються на статистиці вимірів зношення.

Другий спосіб визначення стану циліндро-поршневої групи по витраті масла базується на даних про доливання масла в картер унаслідок вигорання під час експлуатації. Скорочення витрати масла досягається заміною компресійних і маслозрізувальних кілець. Це скорочення стає меншим при зношених гільзах.

У зв'язку зі зношенням кілець змінюється тиск стискування. Залежність показника щільності циліндра $\frac{p_c}{p_k}$ від зазорів S в замках усіх компресійних кілець

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

дизеля K6S310DR показана на рис. 2.2. Величина $\frac{p_c}{p_k}$ – це відношення тиску стискання на номінальному режимі p_c до тиску повітря у колекторі нагнітання p_k , а S – сумарний зазор в замку в компресійних кілець.

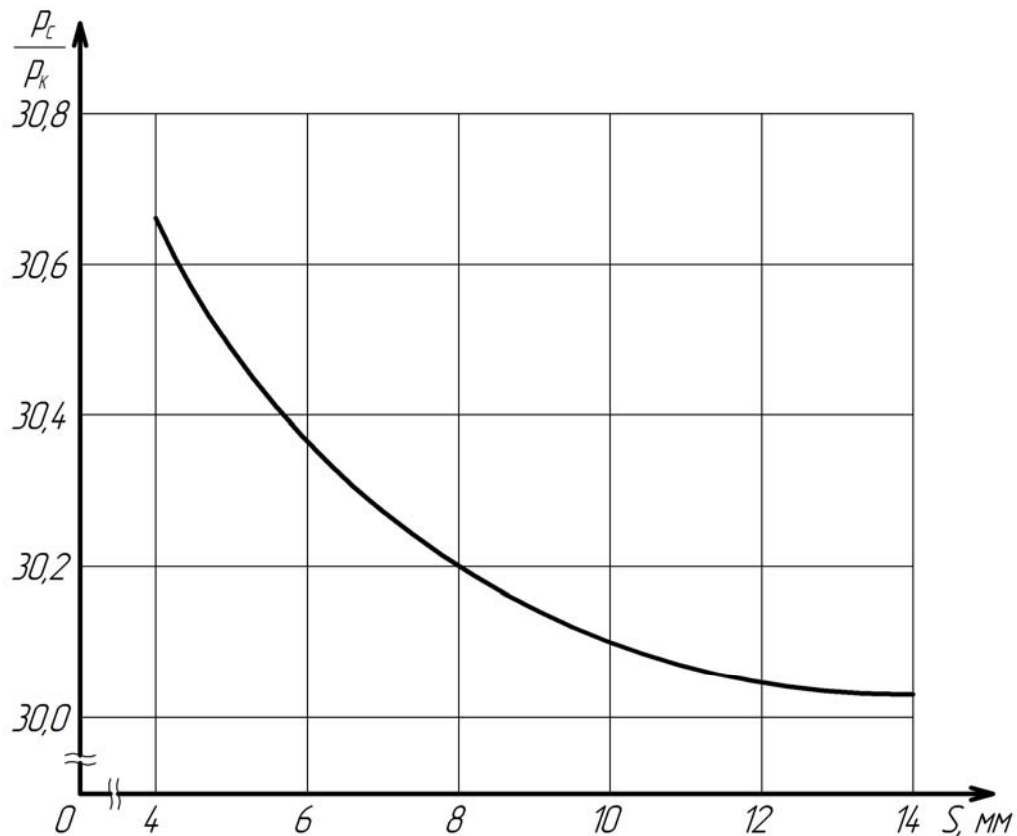


Рисунок 2.2 – Залежність показника щільності циліндра від зазорів у замках компресійних кілець дизеля K6S310DR

Якщо в кожному кільці при випуску з ремонту буде встановлений зазор 1-2 мм, то показник щільності $\frac{p_c}{p_k} = 30,5$, а при граничному зазорі 4 мм цей показник буде 30,14, тобто зменшиться на 1,17%.

Зменшення показника викликає зниження економічності дизеля – збільшення витрати палива, а збільшення зазору, викликаного зношенням кілець, збільшує витрату масла.

Маючи дані випробування якого-небудь типу дизеля при різному стані

циліндро-поршневої групи і відповідно витрату палива і масла для даного дизеля того ж типа, можна прогнозувати стан цього дизеля.

2.3 Нерозбірне діагностування поршневих машин локомотивів

2.3.1 Діагностування поршневих машин за струмом привідного двигуна

Якщо осцилографом зняти характеристику струму привідного двигуна та (рис. 2.3) порівняти з номінальною, що знята з нового компресора. При неспівпадінні контрольних точок провести повторне діагностування окремих вузлів.

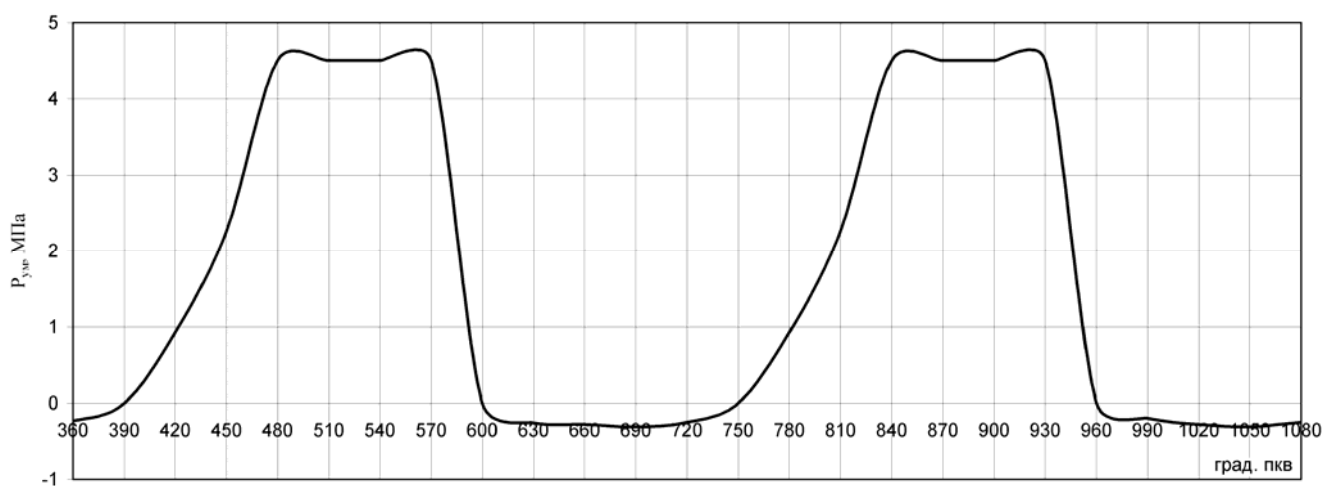


Рисунок 2.3 – Графік тиску компресора для одного циліндра (низького тиску)

Пояснення до осцилограми струму привідного двигуна. Поршневі компресори відносяться до двотактних машин. Тому один цикл роботи відповідає 360° обороту колінчастого вала. При цьому тиск одного циліндра компресора відповідає графіку (рис. 2.3).

Від 0° (390° на рис. 2.3) починається такт стиснення. Відбувається поступове збільшення тиску. При підключенні пневматичної системи компресора до стенда випробування компресорів з можливістю діагностування окремого циліндра на циліндри низького тиску діє протитиск 0,45 МПа. Тому клапанна коробка відкриється при збільшенні тиску понад 0,45 МПа (позначка 480°). Подальше

обертання до 570° супроводжується постійним тиском.

Надалі починається такт наповнення. Він супроводжується зниженням тиску в діапазоні 570° - 600° . В цей момент розширюється залишкове нагріте стиснене повітря (шкідливе). Воно, так мовити, допомагає електродвигуну приводу обертати колінчастий вал компресора. В діапазоні 600° - 750° спостерігаємо від'ємний тиск, при цьому відкриті впускні клапани.

Тиск двох циліндрів низького тиску з зовнішнім протитиском $0,45$ МПа та одного циліндра високого тиску з протитиском $0,9$ МПа відповідає діаграмі (рис. 2.4). Тиск наповнення циліндра високого тиску складає $0,45$ МПа, при цьому повітря поступає від окремих резервуарів низького тиску. Геометрично кут між суміжними циліндрами складає 60° , тому окремі графіки зміщені один від одного відповідно на 60° .

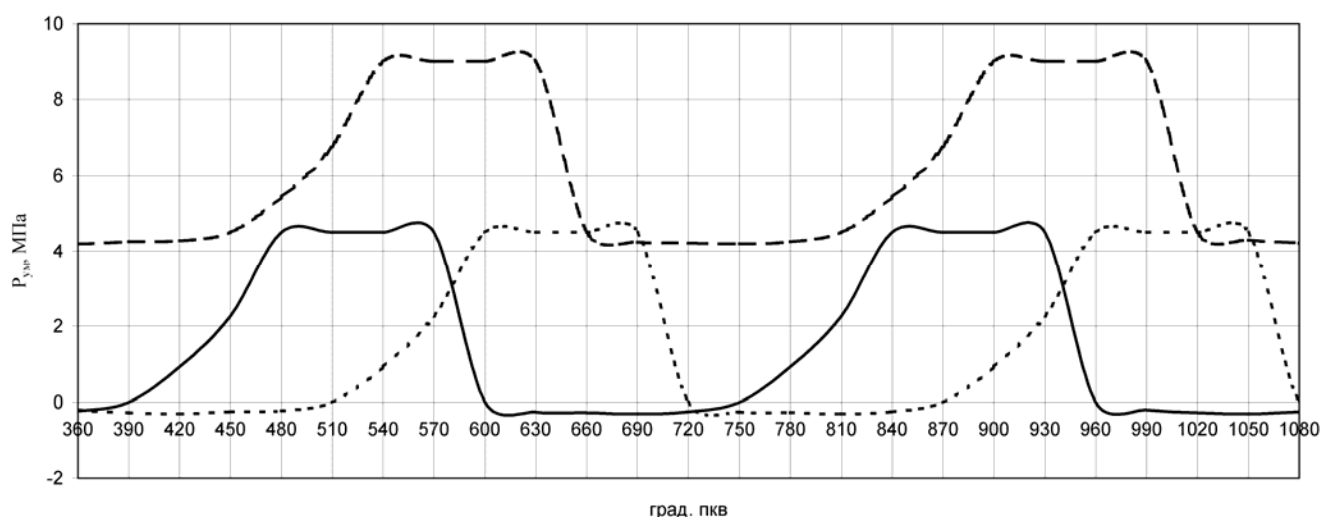


Рисунок 2.4 – Графік тиску компресора для кожного циліндра:

—, - - - – цилінди низького тиску; - · - – циліндр високого тиску

Якщо додати значення тиску по вертикальній осі відповідно графіку (рис. 2.3), то отримаємо сумарний умовний тиск компресора (рис. 2.5), який характеризує роботу електроприводу по куту повороту колінчастого валу, виражену в МПа.

На графіку залишаємо лише криву зміни умовного тиску, результат наводимо на рис. 2.6.

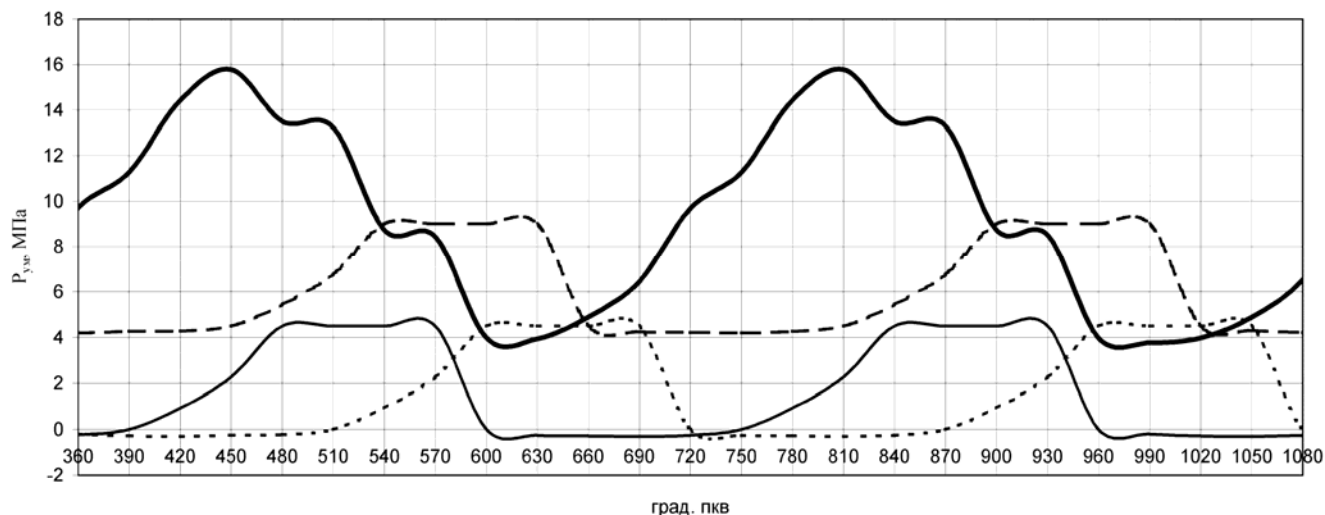


Рисунок 2.5 – Сумарний графік умовного тиску компресора:

—, - - - – цилінди низького тиску; - · - – циліндр високого тиску

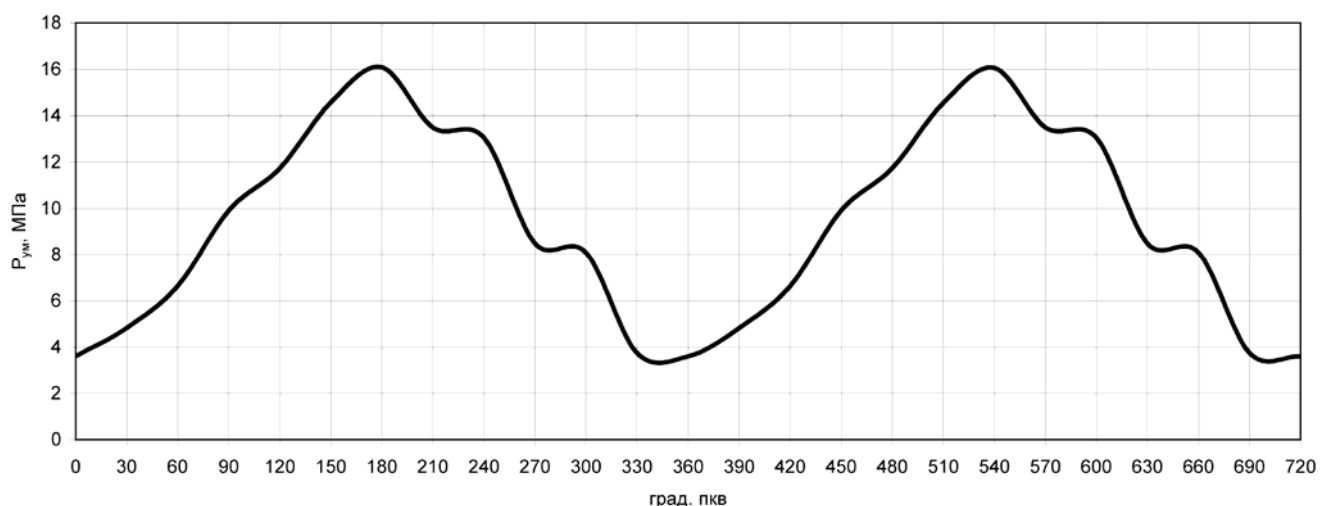


Рисунок 2.6 – Сумарний графік тиску компресора в перерахунку на умовний тиск

Розглянемо, що відбувається зі струмом приводу електродвигуна.

Якщо знехтувати втратами електроенергії на тертя в компресорі, ККД електродвигуна, залишивши лише витрату електроенергії на стиснення повітря в одному циліндрі низького тиску, то отримаємо наступну діаграму (рис. 2.7).

Значення струму привідного електродвигуна стенда випробування компресорів з можливістю діагностування окремого циліндра фіксуємо на шунті.

Шунт створює падіння напруги на ньому в мВ, що пропорційна струму, що проходить через шунт згідно закону Ома для ділянки електричного кола. Тому на

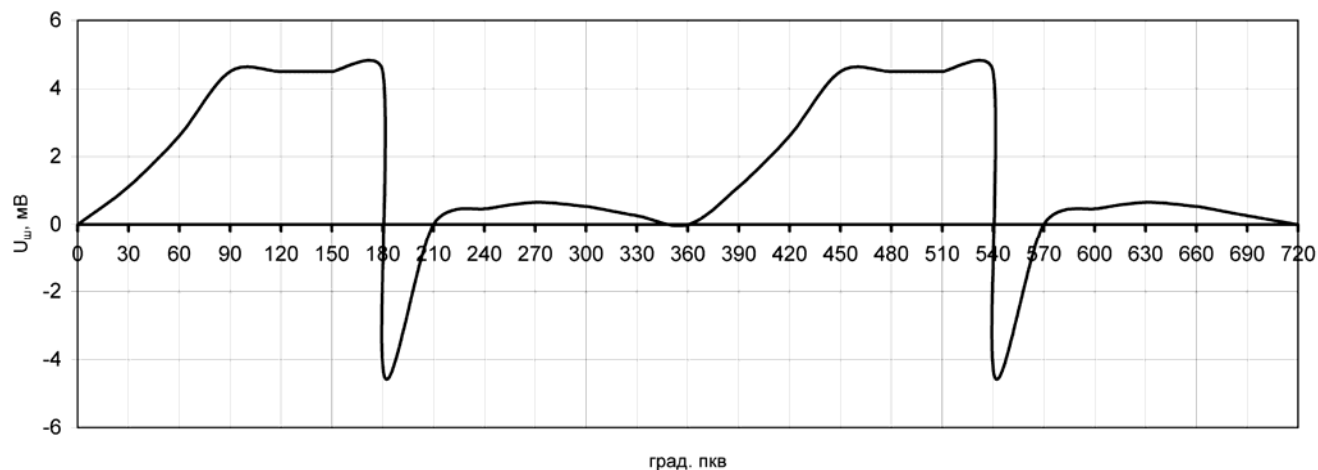


Рисунок 2.7 – Діаграма струму привідного двигуна для одного циліндра (низького тиску)

діаграмі 2.6 значення струму, що фіксується осцилографом наводимо у мВ.

У відповідності з рис. 2.7 бачимо характерне збільшення струму до позначки 90°. При відкритті клапанної коробки (та при постійному значенні тиску) струм залишається незмінним до позначки 180°.

При розширенні залишкового повітря в циліндрі до позначки 210° спостерігаємо різкий стрибок значення струму у від'ємні значення, оскільки залишкове повітря допомагає привідному електродвигуну обертати колінчастий вал компресора.

При відкритті всмоктувальних клапанів струм зростає, тому що виконується робота на свіжий заряд циліндра, що відбувається до позначки 360°.

Якщо на одній діаграмі поєднати графіки двох циліндрів низького тиску (кут між ними 120°) та одного циліндра високого тиску, то отримаємо діаграму (рис. 2.8).

При додаванні значень (ординат) струмів відповідних циліндрів, то отримаємо діаграму (рис. 2.9).

Якщо на діаграмі залишити лише сумарний струм, то отримаємо рис. 2.10. Він відображає роботу електроенергії, яка витрачається лише на стиснення повітря без врахування ККД електродвигуна та сил тертя в компресорі. Даний графік можна зняти осцилографом.

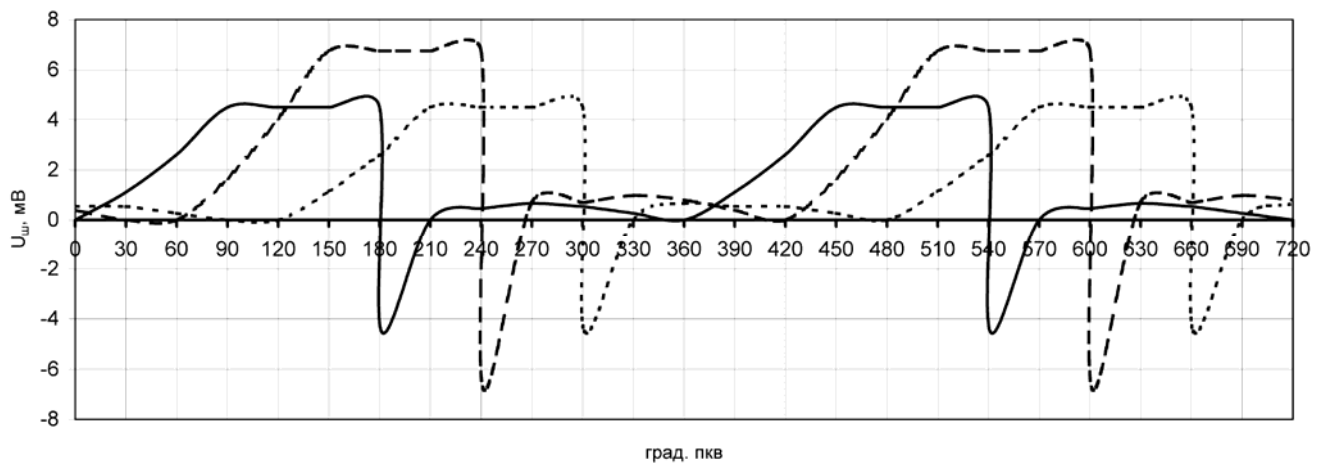


Рисунок 2.8 – Діаграма струму привідного двигуна для кожного циліндра:

—, - - - – цилінди низького тиску; - · - – циліндр високого тиску

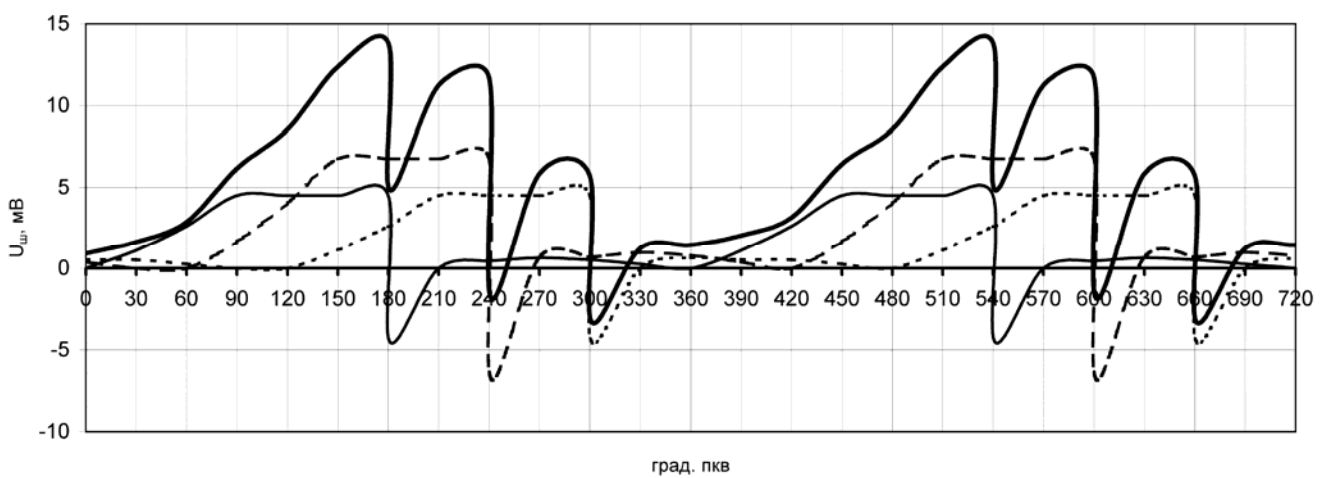


Рисунок 2.9 – Діаграма сумарного струму привідного двигуна

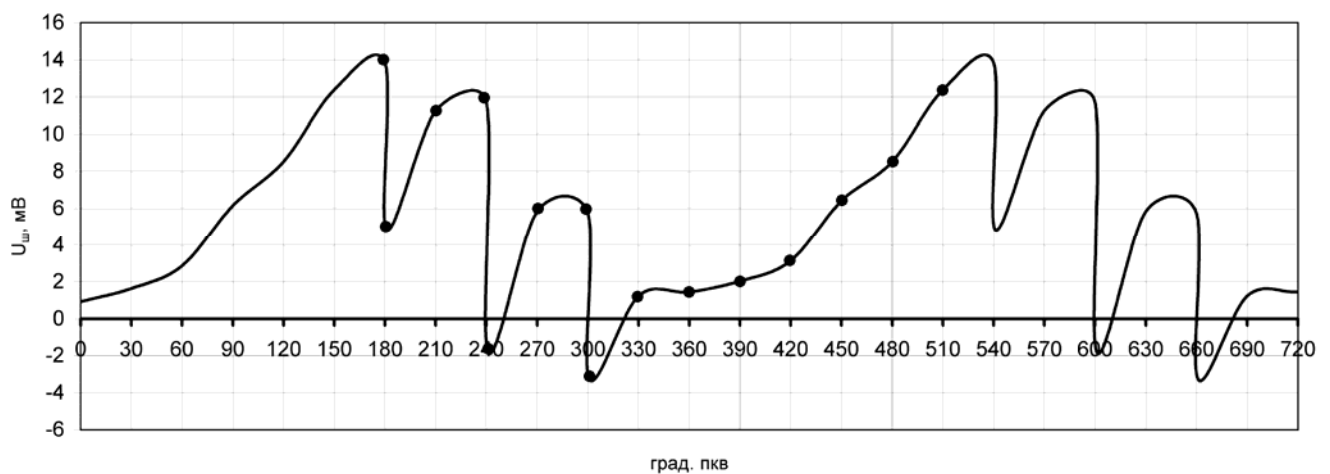


Рисунок 2.10 – Сумарна осцилограма струму привідного двигуна:

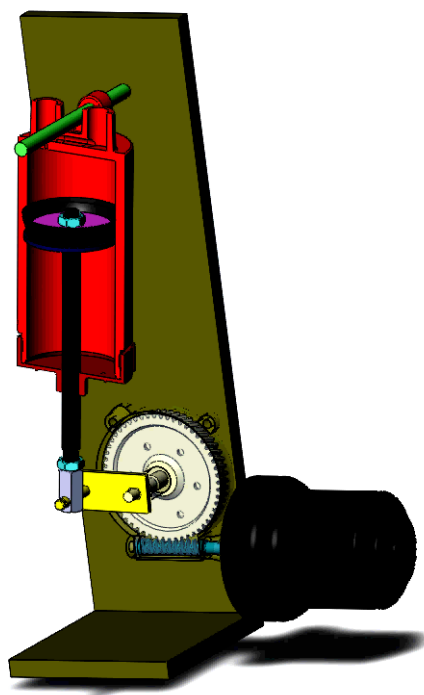
● – контрольні точки

На рис. 2.9 знаком ● позначені характерні точки на кривій струму.

Якщо зняти осцилограму еталонного компресора з заводськими параметрами (продуктивність, тиск, зазори цилінро-поршневої групи та ін.) та накладати її на осцилограму, що знята з компресора, що ремонтується в відділенні, то можна діагностувати деякі несправності порівнянням характерних точок на осцилограмі (несправності клапанної коробки для кожного циліндра, зазори цилінро-поршневої групи для кожного циліндра, ККД всього компресора).

2.3.2 Діагностування поршневих машин за витратою повітря

Для перевірки та обґрунтування даного методу технічного діагностування поршневих компресорів, на кафедрі «Локомотиви» було виготовлено масштабну модель одноциліндрового поршневого компресора з електричним приводом (рис. 2.11).



Параметри моделі:

- діаметр циліндра 55 мм;
- хід поршня 62 мм;
- продуктивність 0,013 м³/хв при частоті обертання 90 об/хв;
- об'єм резервуара 20 л.

Сигнали які надходять на екран монітора з моделі:

- частота обертання;
- струм навантаження;
- масова витрата повітря;
- ВМТ;
- температура стиснення.

Рисунок 2.11 – Масштабна модель одноциліндрового компресора

Діаграма переміщення поршня компресора наведена на рис. 2.12.

Для проведення дослідів створено програмно-апаратний комплекс діагностування, який дозволяє отримувати часові діаграми змінних параметрів

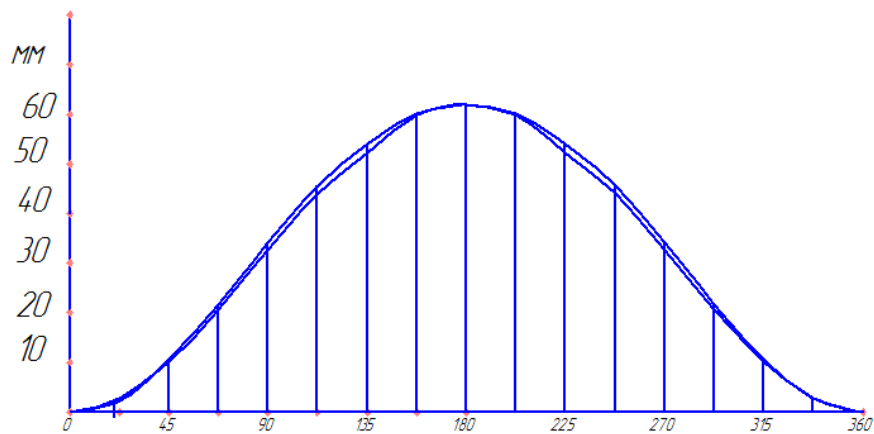


Рисунок 2.12 – Діаграма переміщення поршня компресора

(рис. 2.13). Для отримання та обробки діагностичних параметрів, було розроблено програмно-апаратний комплекс. Для отримання діагностичних даних було встановлено ряд датчиків:

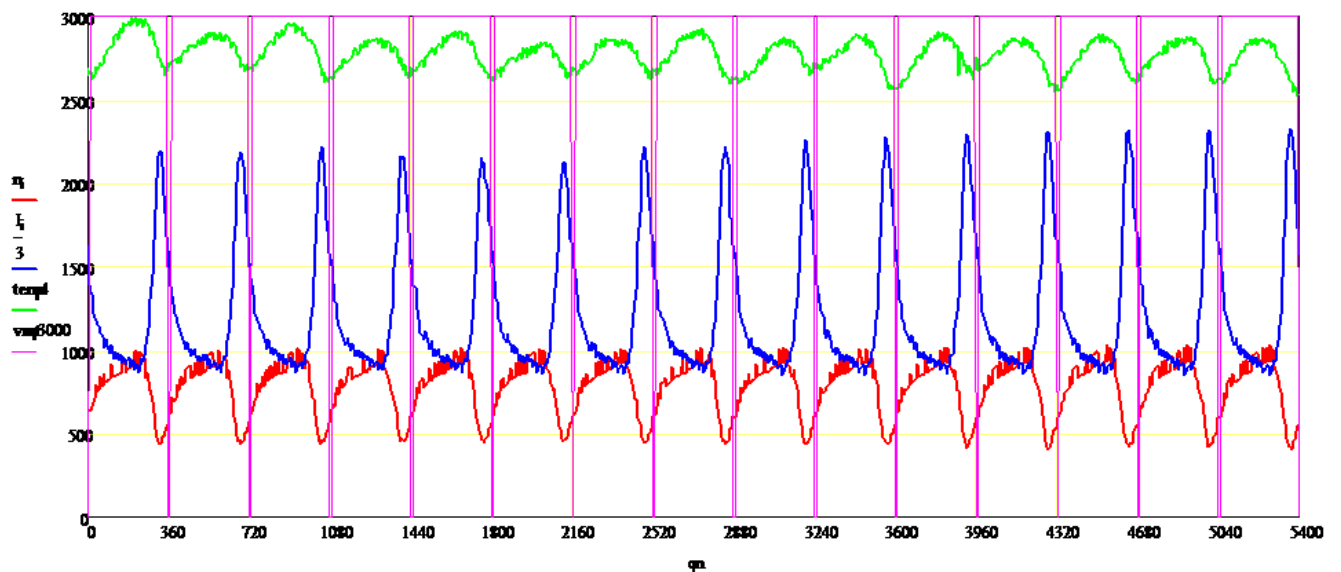


Рисунок 2.13 – Часова діаграма струму, частоти обертання та масової витрати повітря

- датчик частоти обертання (датчик Хола);
- датчик ВМТ (оптопара);
- датчик масової витрати повітря (терморезистор);
- датчик струму;
- датчик температури.

Датчики частоти обертання, ВМТ і масової витрати повітря виготовленні власноручно.

Для обробки сигналів та виведення їх на екран монітора комп'ютера було використано апаратну платформу Arduino.

При усередненні параметрів можна отримати індикаторну діаграму та інші вказані параметри (рис. 2.14, 2,15).

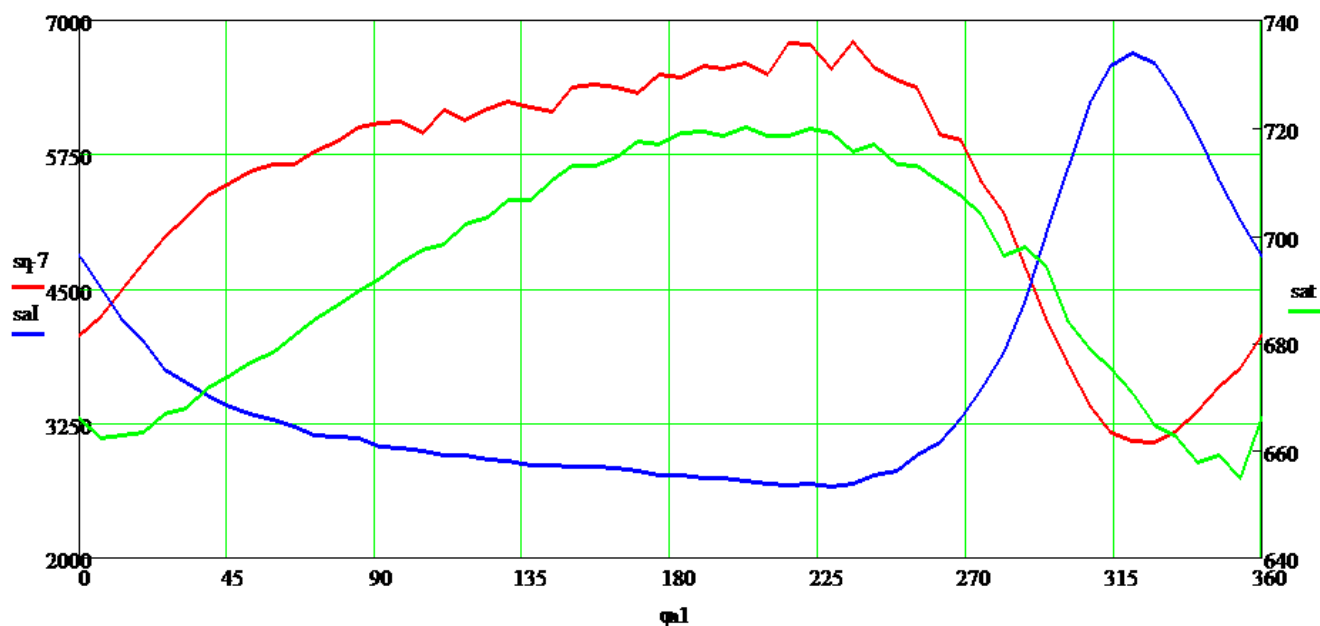


Рисунок 2.14 – Графік залежності струму, частоти обертів та витрати повітря від кута повороту колінчатого валу за один оберт колінчатого валу в розгорнутому вигляді

Отже, з урахуванням того, що перевірка адекватності математичної моделі виконувалась на масштабній моделі, в якій значення струму, тиску повітря та продуктивності співставляються з урахуванням коефіцієнтів, то за інтерпретаціями рис. 2.7 та 2.14 можна стверджувати, що математична модель описує пневматичні процеси компресора та електричні параметри привода.

2.3.3 Діагностування поршневих машин за продуктивністю

Стенд для контрольних випробовувань компресорів (рис. 2.16) є складовою частиною стенда обкатки компресорів. Він складається безпосередньо з

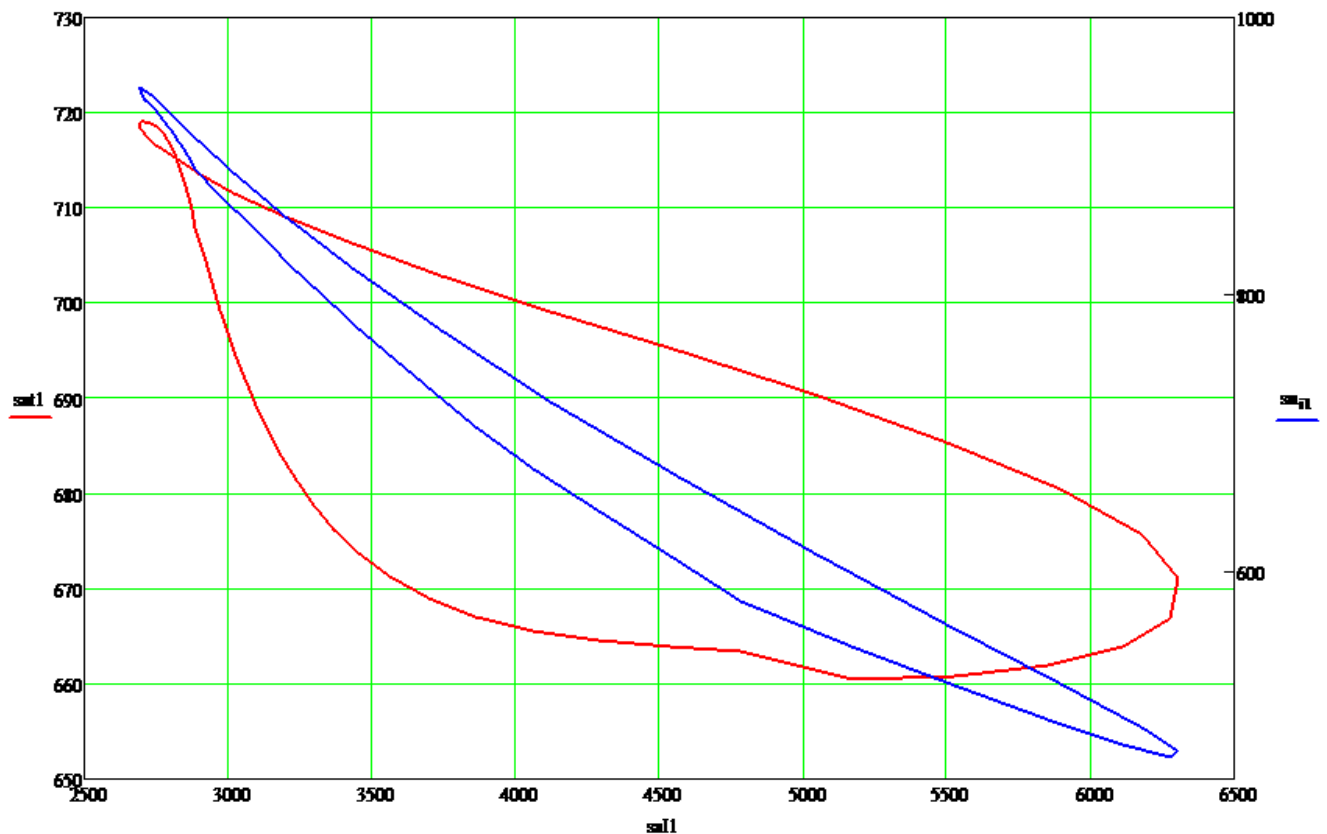


Рисунок 2.15 – Графік залежності масової витрати повітря та частоти обертання від струму навантаження

пневматичної системи – трьох резервуарів та трубок, охолоджуючої системи з примусовою витяжною системою та контрольно-вимірювальних приладів.

На кожному з резервуарів необхідно встановити електронний манометр для точного визначення тиску в резервуарі, електронний термометр визначення температури стисненого повітря та секундомір з автоматичним запуском (при включенні нагнітання) та автоматичною зупинкою (при наборі певного тиску). Також встановити додатковий термометр для визначення температури зовнішнього повітря.

Випробування компресора проводять наступним чином.

Перший етап. При порожніх резервуарах триходовими роз'єднують окремо пневматичні канали всіх циліндрів. На пульті керування налаштовують частоту обертання 1000 хв^{-1} . Запускають стенд. При цьому секундоміри починають відлік часу. При наборі тиску в резервуарі низького тиску $0,45 \text{ МПа}$ або в резервуарі

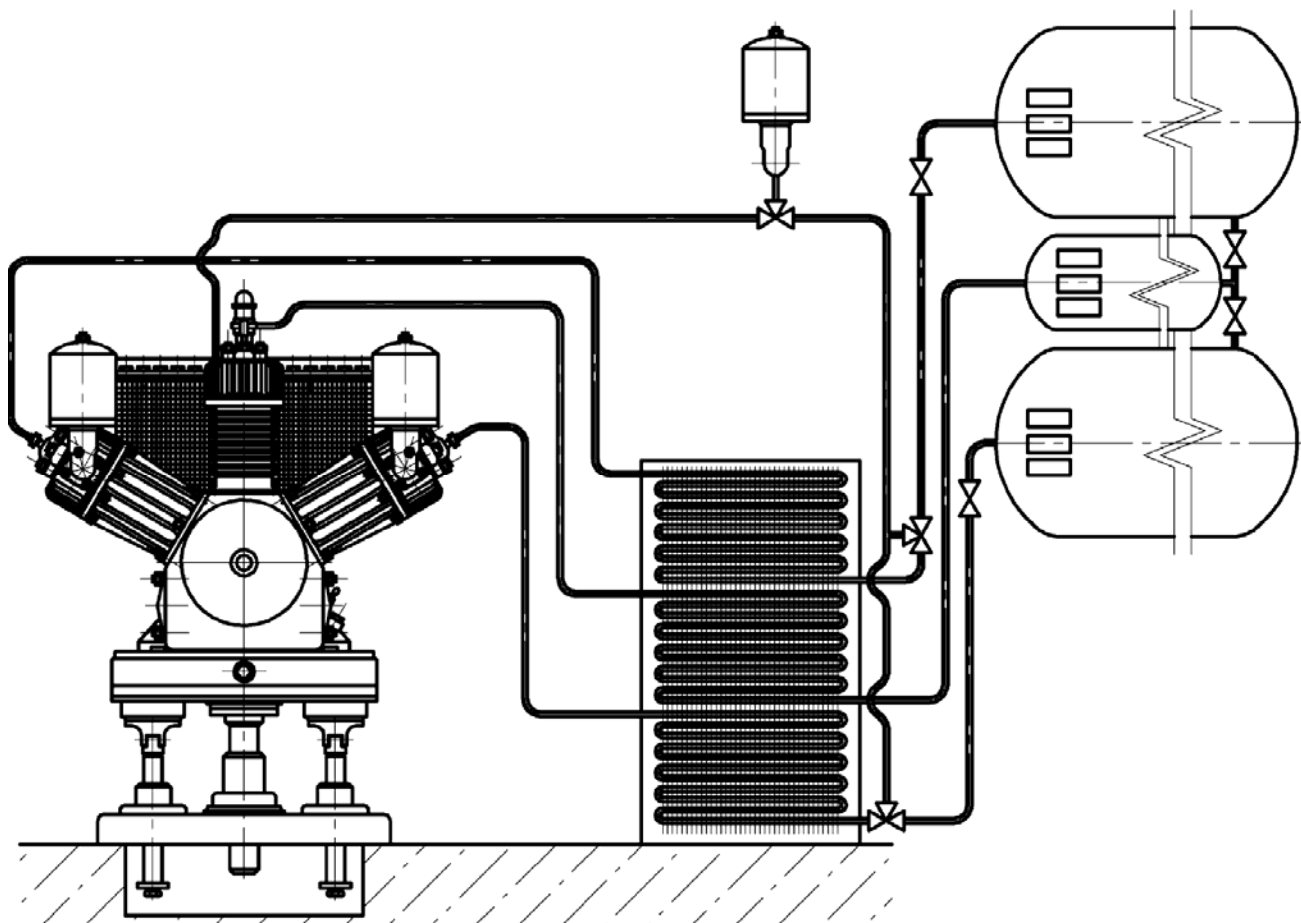


Рисунок 2.16 – Стенд контрольних випробовувань компресорів

високого тиску 0,9 МПа секундомір зупиняється. Час наповнення резервуару порівнюється з часом наповнення еталонного компресора. Якщо час наповнення збільшено, то є ймовірність збільшених зазорів циліндрово-поршневої групи або нещільність клапанної коробки.

Другий етап. Опорожнити резервуари. Триходовими кранами з'єднати нагнітальні канали низького тиску компресора зі всмоктувальним каналом циліндра високого тиску. Кранами з'єднати резервуари між собою. Встановити частоту обертання 1000 хв^{-1} . Запускають стенд. Чекають до збільшення тиску в резервуарах 0,9 МПа та автоматичної зупинки приводного двигуна. За даними секундоміра, манометра, термометрів стисненого повітря та навколишнього середовища визначити продуктивність компресора в $\text{м}^3/\text{хв}$ за формулою

$$Q = \frac{V}{t} \left(\frac{p_2 T_1}{p_1 T_2} - 1 \right), \quad (2.2)$$

де V – об’єм резервуара, м³;

t – час заміру тиску від p_1 до p_2 , с;

T_1, T_2 – абсолютна температура відповідно повітря в резервуарі та навколишнього середовища, К.

При нормальній продуктивності (не нижче 5,3 м³/х.) компресор подати на складання ТРС.

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ НЕРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕПЛОВИЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

На підставі розглянутих розробок пропонуємо систему нерозбірного діагностування теплових силових енергетичних установок, яка буде визначати втрати свіжого заряду в циліндрах дизеля під час стиснення. За визначеними втратами маси повітря можна визначати ступінь зношеності циліндро-поршневої групи дизеля.

3.1 Датчик витрати повітря

Датчик витрати повітря служить для вимірювання кількості (об'єму або маси) споживаного повітря. З боку вхідної частини корпусу датчика розташована сітка або ламінуючі соти, які вирівнюють потік повітря по всій площі повітроміра. У різних варіантах систем застосовуються датчики з аналоговим вихідним сигналом або з цифровим. У першому випадку залежно від витрати повітря змінюється напруга вихідного сигналу датчика, у другому випадку – частота або пористість.

Існують різні конструкції датчиків витрати повітря, але кожен із них можна віднести до одного з двох типів – датчики об'ємної витрати повітря і датчики масової витрати повітря.

Датчики масової витрати повітря кращі, оскільки вимірюють безпосередньо масову витрату повітря (ДМВП враховує температуру і тиск атмосферного повітря). Їх конструкція не має рухомих механічних частин, вони мають велику швидкодію і точність. Крім того, значення вихідного сигналу ДМВП не залежить від температури повітря. Але через складну конструкцію датчиків масової витрати повітря, в ранніх системах керування застосовувалися в основному датчики об'ємної витрати повітря.

Датчик масової витрати повітря (рис. 3.1) є датчиком термоанемометричного типу і видає на контролер частотно-імпульсний сигнал

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

(2-10 кГц), що змінюється в прямій залежності від пройденої через нього кількості повітря. Чим більша кількість повітря пройдена через датчик, тим вищою є частота сигналу ДМВП. За частотою імпульсів ДМВП контролер судить про кількість повітря.



Рисунок 3.1 – Електрична схема датчика для вимірювання масової витрати повітря

Інформація датчика дозволяє визначити режим роботи двигуна й розрахувати циклове наповнення циліндрів повітрям на сталих режимах роботи двигуна, тривалість яких перевищує 0,1 секунди. Чутливий елемент датчика побудований на принципі терморезистивного анемометра і виконаний у вигляді платинової нитки, яка нагрівається. Нитка нагрівається електричним струмом, а за допомогою термодатчика та схеми управління датчика її температура вимірюється і підтримується постійною. Якщо через датчик потік повітря збільшується, то платинова нитка починає охолоджуватися, схема керування датчика збільшує струм нагріву нитки, поки температура її не відновлюється до початкового рівня, таким чином величина струму нагрівання нитки пропорційна витраті повітря. Вторинний перетворювач датчика перетворює струм нагріву нитки у вихідну напругу постійного струму. Із плином часу нитка забруднюється,

що призводить до зміщення градувальної характеристики датчика. Для очищення нитки від бруду після вимкнення системи керування нитка прокалюється до 900-1000°C імпульсом струму протягом 1 секунди. Формує імпульс блок керування. Датчик має пластмасовий корпус, виконаний у вигляді патрубку з прохідним перетином 60 мм в діаметрі, на кінцях патрубка встановлені захисні решітки (рис. 3.1). У трубі корпусу розміщений чутливий елемент датчика (платинова нитка) і терморезистор (рис. 3.2).



Рисунок 3.1 – Датчик масової витрати повітря

У верхній частині датчика розміщені: плата вторинного перетворювача, закрита герметичним пластмасовим корпусом, шестиконтактна вилка з'єднувача; потенціометр регулювання.

У конструкції даного датчика використовуються три термоелемента. Один (центральний) використовується для визначення температури навколишнього середовища, а два інших підігрівають повітря до заданої температури, що перевищує температуру навколишнього повітря. Масова витрата повітря визначається шляхом виміру електричної потужності, яка необхідна для підтримки заданого перевищення температури, і перетворенням цього значення

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

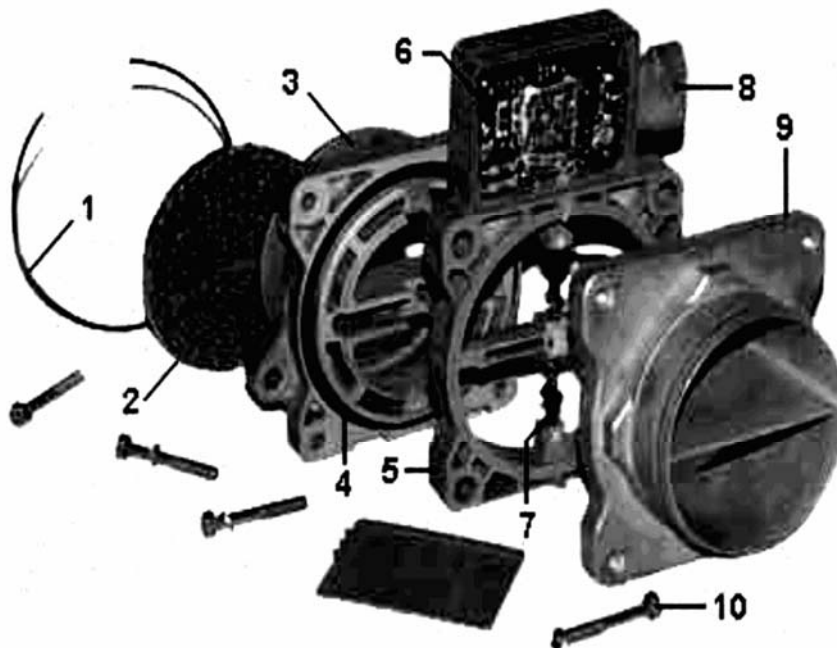


Рисунок 3.2 – Конструкція датчику масової витрати повітря (ДМВП):

1 – кільце-фіксатор фільтра; 2 – фільтр; 3 – фланець впускний; 4 – ущільнювальне гумове кільце; 5 – корпус датчика; 6 – електронна плата; 7 – термоелементи; 8 – контактний роз'єм; 9 – фланець випускний; 10 – гвинти кріплення елементів

потужності в частотноімпульсний сигнал. Фільтр служить для запобігання попаданню в корпус датчика великих частинок, які можуть вивести з ладу термоелементи. Крім того, він виконує роль розсіювача повітря для забезпечення рівномірного повітряного потоку. Фільтр встановлюється у впускному фланці і фіксується кільцем-фіксатором. Ущільнювальні гумові кільця встановлені з обох сторін корпусу датчика і служать для запобігання підсмоктування повітря. Особливої уваги заслуговує ущільнювальне кільце між корпусом датчика і випускним фланцем. Якщо в цьому місці відбуватиметься підсмоктування повітря, воно може бути не враховано системою. Ідентифікувати повітряне підсмоктування без застосування спеціального мультитестера досить проблематично.

Параметри датчика:

- напруга електроживлення, В..... 8-16;
- струм споживання, А, не більше 1,0;

- діапазон вимірюваної витрати повітря, кг/год 0-500;
- опір між виводами 3-2 (вихід), Ом 2,9-3,5;
- опір між виводами 4-1 (пропалення), кОм 20-25;
- опір між виводами 6-1 (регулятор), кОм 0-1,0.

При включеному живленні на виході датчика повинна бути напруга $1,4 \pm 0,04$ В. Опір потенціометра регулювання встановлюється в середнє положення 0,45-0,55 кОм, один повний оберт гвинта дорівнює приблизно 0,035 кОм, збільшення опору досягається шляхом обертання гвинта за годинниковою стрілкою, зменшення – проти годинникової.

Датчик має нелінійну залежність вихідної напруги від масової витрати повітря:

- 15 кг/год 2,3323-2,3599 В;
- 30 кг/год 2,6240-2,6572 В;
- 60 кг/год 2,9800-3,0214 В;
- 120 кг/год 3,4208-3,4820 В;
- 280 кг/год 4,1977-4,2711 В;
- 480 кг/год 4,7089-4,7857 В.

Чутливість датчика змінюється від 30 мВ/(кг/год) на початку характеристики до 3 мВ/(кг/год) наприкінці характеристики. При установці датчика потрібно правильно його орієнтувати: стрілка, зображена на корпусі датчика, має співпадати з напрямком повітряного потоку; орієнтація датчика навколо вертикальної осі повинна бути строго фіксована і збігатися з положенням датчика, визначеним документацією заводу-виробника. Підключення датчика до джгута проводиться за допомогою шестиконтактних з'єднувачів із фіксатором.

Ресурс ДМВП не регламентується. Потрапляння в корпус датчика сторонніх часток може вивести його з ладу. Кожна конструкція витратоміра має свої характерні несправності. Для витратомірів «лопатевого» типу – це знос струмоведучих поверхонь потенціометрів, утворення маслянистих відкладень на робочих елементах.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

3.2 Вибір та обґрунтування типу математичної моделі

Сучасна математика дає надзвичайно потужні й універсальні засоби дослідження. Практично кожне поняття в математиці, кожен математичний об'єкт, починаючи від поняття числа, є математичною моделлю. Під час побудови математичної моделі досліджуваного об'єкта чи явища виділяють ті його особливості, риси та деталі, які, з одного боку, містять більш-менш повну інформацію про об'єкт, а з іншого – допускають математичну формалізацію. Математична формалізація означає, що особливостям та деталям об'єкта можна поставити у відповідність певні адекватні математичні поняття: числа, функції, матриці тощо. Тоді зв'язки та відповідності, виявлені та передбачувані в досліджуваному об'єкті між окремими його деталями та складовими частинами, можна записати за допомогою математичних відношень: рівностей, нерівностей, рівнянь. У результаті маємо математичний опис досліджуваного процесу або явища, тобто його математичну модель. Однак побудована математична модель має відповідати таким вимогам як універсальність, адекватність, точність, економічність та ін.

Універсальність характеризує повноту відображення моделлю досліджуваних властивостей реального об'єкта. Для моделі руху поїзда універсальність виражається у можливості її використання для різних профілів ділянок, варіативних мас складу, серій локомотива та ін.

Адекватність моделі руху поїзда показує здатність відображати потрібні властивості об'єкта, а саме техніко-економічні характеристики, з похибкою, не вищою, ніж задана.

Точність оцінюється ступенем збігу значень характеристик реального об'єкта та значень відповідних характеристик, отриманих за допомогою моделей. Точність можна визначити порівнянням результатів реальної поїздки з розрахованими: дані швидкістемірної стрічки, витрата енергоресурсів, час ходу та ін.

Економічність визначається витратами ресурсів пам'яті ЕОМ та часу на

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

реалізацію та експлуатацію моделей. Для моделей, які працюють на стаціонарних ЕОМ, економічність не є настільки вагомою вимогою порівняно з програмно-слідкуючими моделями оперативного прийняття рішення (бортовими), оскільки останні мають надавати інформацію в разі зміни факторів: сигналів світлофорів, температури перегріву електричних машин та ін.

Використання математичних моделей для опису фізичних об'єктів є загальновизнаним та затребуваним. Для побудови моделі, що базується на фізичних законах і дає можливість обчислити точне значення будь-якої величини, у будь-який момент часу, доцільно використати детерміновану модель. Але зважаючи на певні невідомі чинники, такі як технічний стан тягового рухомого складу, основний опір руху складу та локомотива, поїзна ситуація та ін., ця задача не є детермінованою. Тому математична модель поїзда має враховувати ймовірність того, що деякі майбутні значення змінних будуть лежати в певному інтервалі. Така модель класифікується як стахостична.

При моделюванні ДВЗ, він розглядається як динамічна система, яка працює в усталеному режимі лише в окремих інтервалах часу. Перехідні процеси призводять до зміни всіх внутрішніх параметрів системи, серед яких потужність, витрата повітря та ін., та деяких зовнішніх: температура, вологість та ін. Тому за характером математична модель ДВЗ та привода є динамічною.

3.3 Математичне моделювання втрати свіжого заряду в циліндрах дизеля під час стиснення

Моделювання виконуємо в програмному пакеті Maple.

Вводимо параметри дизеля K6S310: діаметр циліндра та радіус кривошипа:

$$> d := \frac{310}{1000};$$

$$d := \frac{31}{100}$$

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

$$> r := \frac{180}{1000}$$

$$r := \frac{9}{50}$$

Визначаємо функцію зміни об'єму циліндра залежно від кута повороту колінчастого валу

$$> v := \frac{3.14 \cdot d \cdot d}{4} \cdot \text{abs}(\cos(\text{convert}(\text{phi degrees}, \text{radians})) \cdot r - r);$$

$$v := 0.07543850000 \left| \frac{9}{50} \cos\left(\frac{1}{180} \phi \pi\right) - \frac{9}{50} \right|$$

Визначаємо функцію зміни об'єму циліндра залежно від кута повороту колінчастого валу за умови відставання на 1°

$$> v1 := \frac{3.14 \cdot d \cdot d}{4} \cdot \text{abs}(\cos(\text{convert}((\text{phi} - 1) \text{ degrees}, \text{radians})) \cdot r - r)$$

$$v1 := 0.07543850000 \left| \frac{9}{50} \cos\left(\frac{1}{180} (\phi - 1) \pi\right) - \frac{9}{50} \right|$$

Наводимо зміну об'єму циліндра в межах циклу по оберту колінчастого валу 0-720° (рис. 3.3)

$$> \text{plot}(v, \text{phi} = 0 .. 720)$$

Моделюємо умовну швидкість поршня в циліндрі (рис. 3.4)

$$> \text{skorP} := \text{abs}(\sin(\text{convert}(\text{phi degrees}, \text{radians})) \cdot r)$$

$$\text{skorP} := \frac{9}{50} \left| \sin\left(\frac{1}{180} \phi \pi\right) \right|$$

$$> \text{plot}(\text{skorP}, \text{phi} = 0 .. 720)$$

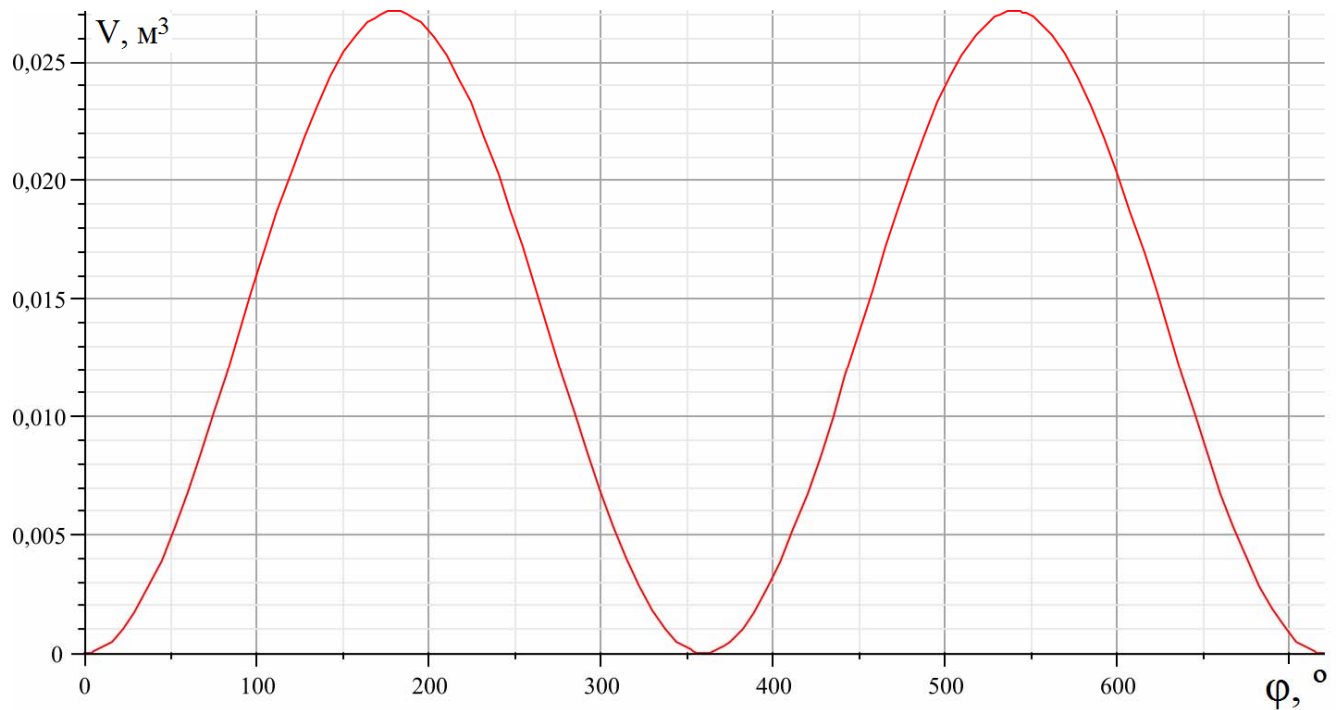


Рисунок 3.3 – Зміна об'єму циліндра в межах циклу по оберту колінчастого валу

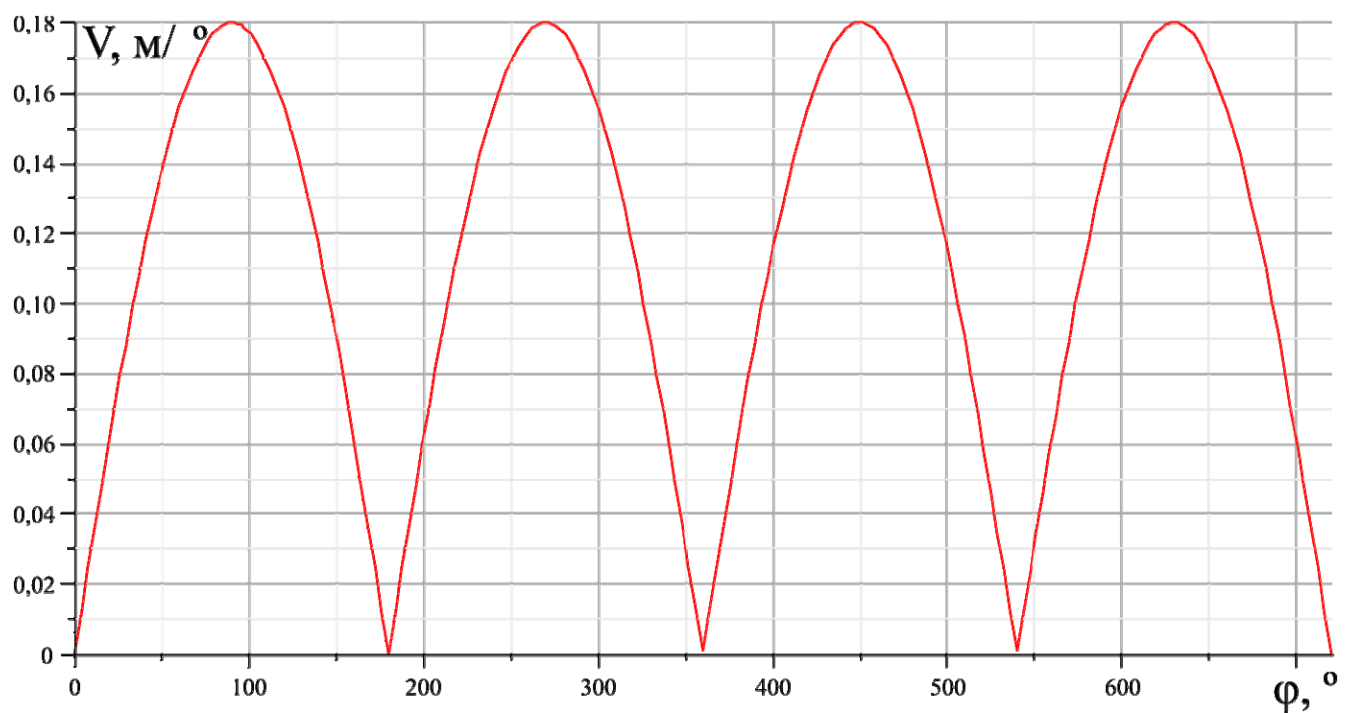


Рисунок 3.4 – Умовна швидкість поршня в циліндрі

Моделюємо обсяг повітря на впуску та випуску одного циліндра з урахуванням зазорів замків компресійних кілець (рис. 3.5)


```
> skVp := plot(v - v1, phi=0..180) : skVip := plot(abs(v - v1)
· 0.973, phi= 540..720) : display(skVp, skVip)
```

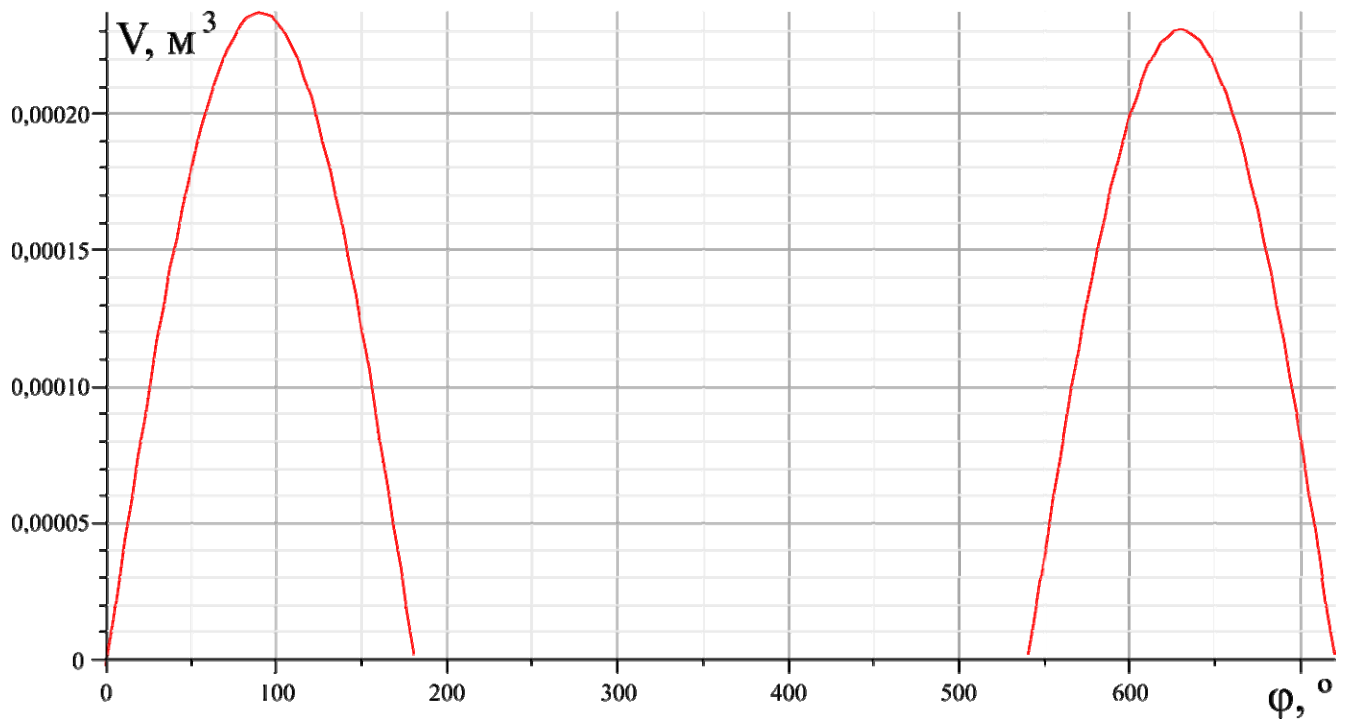


Рисунок 3.5 – Обсяг повітря на впуску та випуску одного циліндра з урахуванням зазорів замків компресійних кілець

При їх накладанні отримуємо різницю (рис. 3.6)

```
> skVip := plot(abs(v - v1) · 0.973, phi=0..180) : display(skVp,
skVip)
```

Моделюємо втрати обсягу повітря на впуску та випуску для всіх циліндрів дизеля. Для п'ятого циліндра моделюємо підвищені зазори поршневих кілець (рис. 3.7).

```
> phi := 30 : j := 0 : while phi ≤ 150 do
    ugol1_j := phi; ugol2_j := phi + 120; ugol3_j := phi + 240; ugol4_j
    := phi + 360; ugol5_j := phi + 480; ugol6_j := phi + 600; ugol7_j
    := phi - 120; ugol8_j := phi + 720;
    skorost_j := evalf(v - v1); phi := phi + 1; j := j + 1; od:
```

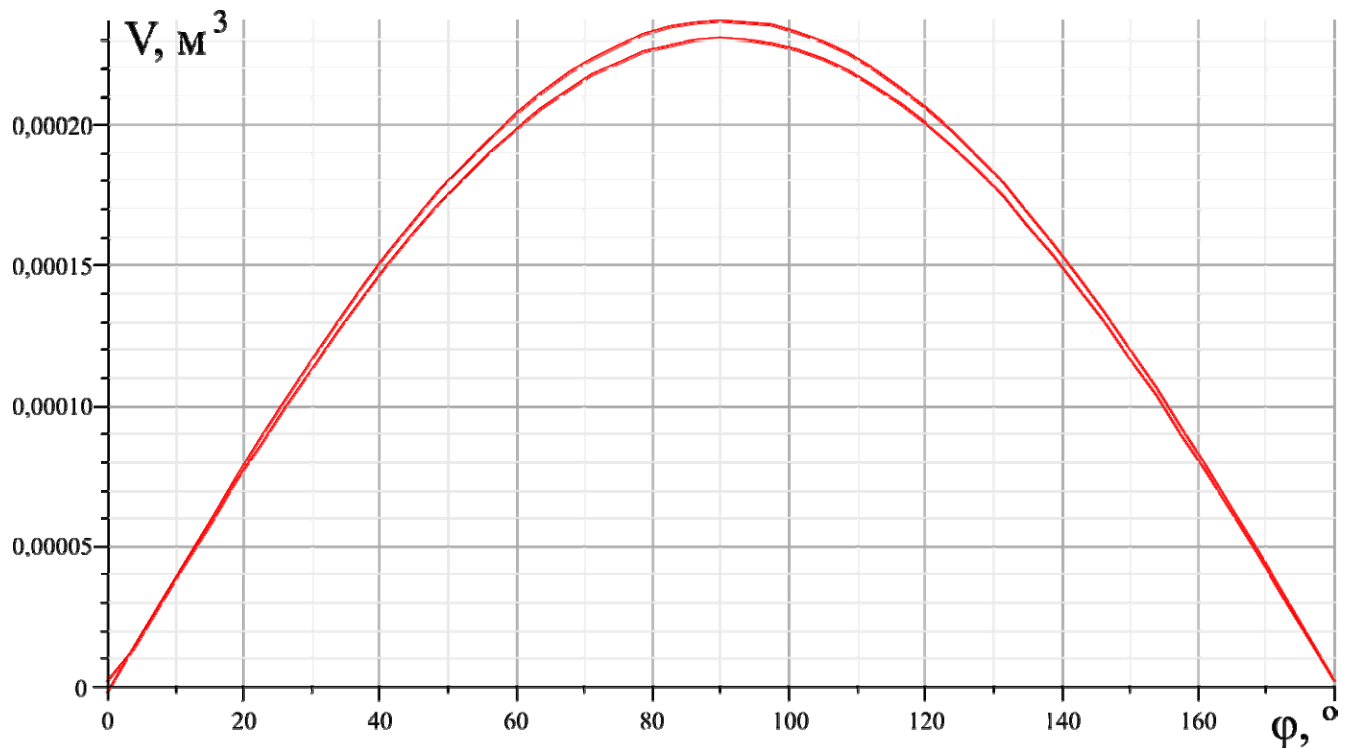


Рисунок 3.6 – Суміщені графіки обсягу повітря на впуску та випуску одного циліндра з урахуванням зазорів замків компресійних кілець

```
> skorost := convert (skorost, list) : ugol1 := convert (ugol1, list) :
    ugol2 := convert (ugol2, list) : ugol3 := convert (ugol3, list) :
    ugol4 := convert (ugol4, list) : ugol5 := convert (ugol5, list) :
    ugol6 := convert (ugol6, list) : ugol7 := convert (ugol7, list) :
    ugol8 := convert (ugol8, list) :
```

```
> S1 := plot (ugol1, skorost) ; S2 := plot (ugol2, skorost) ; S3
    := plot (ugol3, skorost) ; S4 := plot (ugol4, skorost) ; S5
    := plot (ugol5, skorost * 0.973) ; S6 := plot (ugol6, skorost) ; S7
    := plot (ugol7, skorost) ; S8 := plot (ugol8, skorost) ;
```

S1 := PLOT(...)

S2 := PLOT(...)

S3 := PLOT(...)

S4 := PLOT(...)

S5 := PLOT(...)

$S6 := PLOT(...)$

$S7 := PLOT(...)$

$S8 := PLOT(...)$

$\text{> display}(S1, S2, S3, S4, S5, S6, S7, S8)$

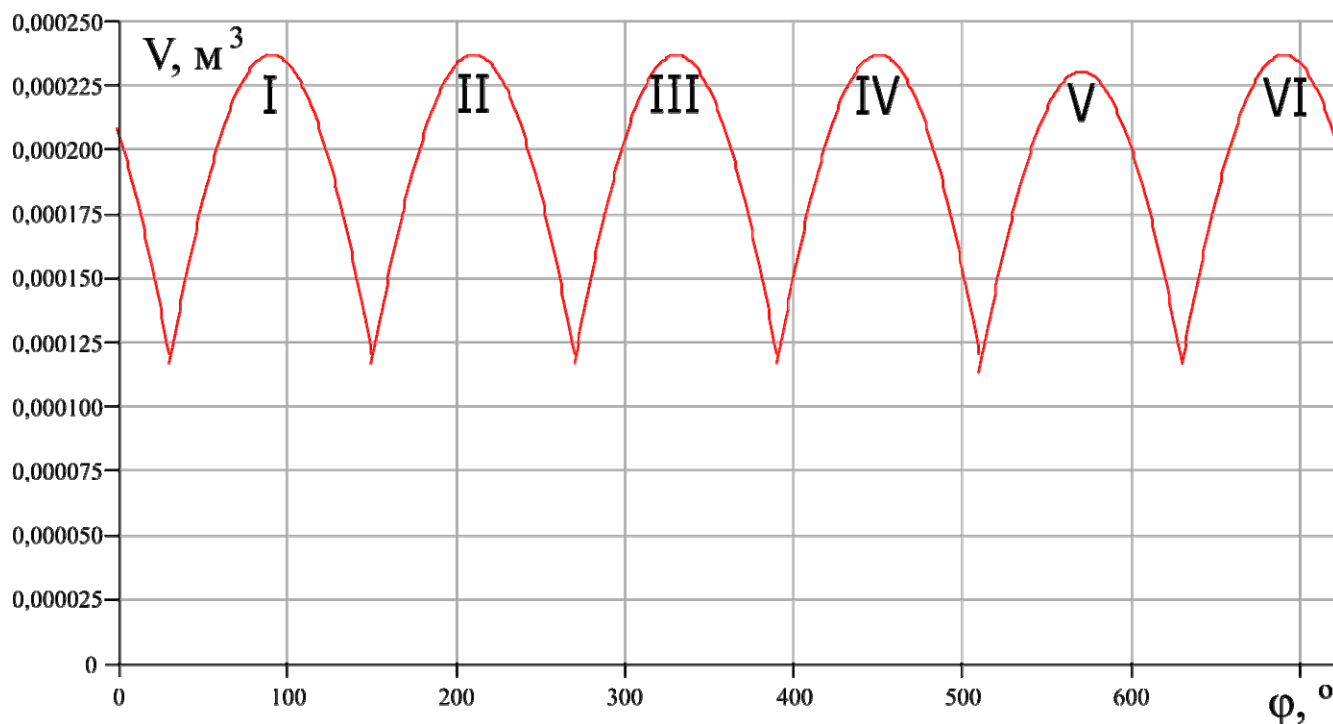


Рисунок 3.7 – Втрати обсягу повітря на впуску та випуску для всіх циліндрів дизеля

Для підтвердження точності математичної моделі необхідно проводити експериментальні дослідження на дизельному двигуні.

4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ БЕЗРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕПЛОВИЗНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

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 [14].

4.1 Розрахунок капітальних витрат на систему нерозбірного діагностування теплових силових енергетичних установок

Розраховуємо капітальні витрати на закупівлю та встановлення безрозбірного діагностування. 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 нерозбірного діагностування теплових силових енергетичних установок складають

$$K_1 = C \cdot m, \quad (4.1)$$

де C – вартість системи нерозбірного діагностування теплових силових енергетичних установок, $C = 5300,00$ грн згідно даних виробника

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

окремих елементів;

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

$$K_1 = 5300,00 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці встановлення системи нерозбірного діагностування $B_{з/н}$ двох працівників складають

$$B_{з/н} = ГТС \cdot t \cdot 2; \quad (4.2)$$

де t – фактичний час роботи працівника по встановленню системи нерозбірного діагностування, $t=4$ год;

$ГТС$ – годинна тарифна ставка працівника.

При встановленні стенду залучені слюсарі 5 розряду. Годинна тарифна ставка працівника складає 22,52 грн.

$$B_{з/н} = 22,52 \cdot 4 \cdot 2 = 180,16 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів B_{cc} складають

$$B_{cc} = B_{з/н} \cdot 0,375; \quad (4.3)$$

$$B_{cc} = 180,16 \cdot 0,375 = 67,56 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення ремонту складає

$$A_{відр} = \frac{B_{перв} - B_{лікв}}{B_{перв} \cdot T_{кор.в}} \cdot 100, \quad (4.4)$$

де $B_{перв}$ – балансова вартість основних засобів, $B_{перв}=150$ грн;

$B_{лікв}$ – ліквідаційна вартість основних засобів, $B_{лікв}=20$ грн;

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

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_{відр} = \frac{150 - 20}{150 \cdot 2} \cdot 100 = 43,3 \text{ грн.}$$

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

$$B_{\text{прям}} = B_{з/п} + B_{сс} + A_{відр}; \quad (4.5)$$

$$B_{\text{прям}} = 180,16 + 67,56 + 43,3 = 291,02 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально-виробничого та адміністративного персоналу

$$B_{\text{заг.вир}} = B_{\text{прям}} \cdot 0,45; \quad (4.6)$$

$$B_{\text{заг.вир}} = 291,02 \cdot 0,45 = 130,96 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{заг.госп}} = B_{\text{прям}} \cdot 0,55; \quad (4.7)$$

$$B_{\text{заг.госп}} = 291,02 \cdot 0,55 = 160,06 \text{ грн.}$$

Витрати на встановлення обладнання K_2 складають

$$K_2 = B_{\text{прям}} + B_{\text{заг.вир}} + B_{\text{заг.госп}}; \quad (4.8)$$

$$K_1 = 291,02 + 130,96 + 160,06 = 582,04 \text{ грн.}$$

Загальні капітальні витрати складають

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

$$K = 5300,00 + 582,04 = 5882,04 \text{ грн.}$$

4.2 Розрахунок витрат на діагностування тепловозних силових енергетичних установок до впровадження запропонованої технології

Матеріальні витрати B_m на діагностування тепловозних силових

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

енергетичних установок дорівнюють 0, оскільки не витрачаються матеріали.

Витрати на оплату праці $B_{з/п}$ слюсаря п'ятого розряду складають при фактичному часі роботи слюсаря, що витрачається на ремонт $t=2,5$ год.

$$B_{з/п} = 22,52 \cdot 2,5 \cdot 1 = 56,30 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів $B_{сс}$ складають

$$B_{сс} = 56,30 \cdot 0,375 = 21,11 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення діагностування тепловозних силових енергетичних установок складає при $B_{перв}$ – балансовій вартості основних засобів, $B_{перв}=1200$ грн; $B_{лікв}$ – ліквідаційній вартості основних засобів, $B_{лікв}=0$ грн; $T_{кор.в}$ – терміні корисного використання основних засобів, $T_{кор.в}=5$ років.

$$A_{відр} = \frac{1200 - 0}{1200 \cdot 5} \cdot 100 = 20 \text{ грн.}$$

Прямі витрати $B_{прям}$ складають суму вище перерахованих

$$B_{прям} = 53,60 + 21,11 + 20 = 97,41 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу $B_{заг.вир}$

$$B_{заг.вир} = 97,41 \cdot 0,45 = 43,83 \text{ грн.}$$

$$B_{заг.госп} = 97,41 \cdot 0,55 = 53,58 \text{ грн.}$$

Витрати електроенергії $B_{еле}$ складають

$$B_{еле} = C_{еле} \cdot \kappa \cdot t, \quad (4.10)$$

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

де $C_{еле}$ – ціна 1 кВт·год електроенергії, $C_{еле}=1,36$ грн/(кВт·год);

κ – потужність електричного устаткування, $\kappa=30$ кВт;

t – час експлуатації електричного устаткування, $t=2,5$ год.

$$B_{еле} = 1,36 \cdot 30 \cdot 2,5 = 102,00 \text{ грн.}$$

Собівартість діагностування тепловозних силових енергетичних установок C_1 за існуючою технологією складає

$$C_1 = B_{прям} + B_{заг.вир} + B_{заг.госп} + B_{еле}; \quad (4.11)$$

$$C_1 = 97,41 + 43,85 + 53,58 + 102,00 = 296,84 \text{ грн.}$$

При діагностуванні однієї тепловозної силової енергетичної установки вартість складає $C_1=296,84$ грн.

Але слід зауважити, що згідно статистичних даних, через непланові ремонти ремонтні підприємства витрачають додаткові кошти на ремонт дизелів. Тому значення C_1 необхідно подвоїти, тобто $C_1=593,68$ грн.

4.3 Розрахунок витрат на діагностування тепловозних силових енергетичних установок після впровадження удосконаленої технології

При впровадженні технології, дизелі замість непланового ремонту будуть проходити діагностування. Це дозволить виявляти несправності ще до постановки дизеля на локомотив та підвищить надійність останнього. При цьому будуть відсутні відмови дизелів, що обумовить відсутність непланових ремонтів по виходу дизеля з ладу.

Витрати на оплату праці $B_{з/н}$ слюсаря п'ятого розряду п'ятого розряду складають при фактичному часі роботи слюсаря на стенді випробувань компресорів $t=3,5$ год.

$$B_{з/н} = 22,52 \cdot 3,5 \cdot 1 = 78,82 \text{ грн.}$$

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Відрахування до соціальних фондів B_{cc}

$$B_{cc} = 78,82 \cdot 0,375 = 29,56 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення випробувань складає при $B_{перв}$ – балансовій вартості основних засобів, $B_{перв}=5300$ грн; $B_{лікв}$ – ліквідаційній вартості основних засобів, $B_{лікв}=500$ грн; $T_{кор.в}$ – терміні корисного використання основних засобів, $T_{кор.в}=10$ років.

$$A_{відр} = \frac{5300 - 500}{5300 \cdot 10} \cdot 100 = 9,05 \text{ грн.}$$

Прямі витрати $B_{прям}$ складають суму вище перерахованих

$$B_{прям} = 78,82 + 29,56 + 9,05 = 117,43 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу $B_{заг.вир}$

$$B_{заг.вир} = 117,43 \cdot 0,45 = 52,84 \text{ грн.}$$

$$B_{заг.госп} = 117,43 \cdot 0,55 = 64,59 \text{ грн.}$$

Витрати електроенергії $B_{еле}$ складають

$$B_{еле} = 1,36 \cdot 30 \cdot 3,5 = 142,80 \text{ грн.}$$

Собівартість випробування C_2 одного дизеля складає

$$C_2 = B_{прям} + B_{заг.вир} + B_{заг.госп} + B_{еле}; \quad (4.12)$$

$$C_2 = 117,43 + 52,82 + 64,59 + 142,80 = 377,64 \text{ грн.}$$

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту

Термін окупності $T_{ок}$ визначається за формулою

$$T_{ок} = \frac{K}{C_1 - C_2}, \quad (4.13)$$

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

$$T_{ок} = \frac{5882,04}{593,68 - 377,64} = 27,2,$$

приймаємо $T_{ок} = 27$ дизелів.

Величина економічного ефекту визначається за формулою

$$E = C_1 - C_2; \quad (4.14)$$

$$E = 593,68 - 377,64 = 216,04 \text{ грн.}$$

Отже можна зробити висновок, що впровадження діагностування тепловозних силових енергетичних установок є доцільним рішенням. За розрахунком, термін окупності системи складає 27 дизелів. Економічний ефект при цьому складає 216 грн на один дизель. Також використання нерозбірного діагностування дизелів зменшує програму їх ремонту за рахунок відсутності непланових відмов з причини виходу з ладу дизеля (циліндро-поршневої групи), що в свою чергу зменшить витрати депо, які пов'язані з простоем на непланових ремонтах.

Враховуючи вищевикладене бачимо, що впровадження нерозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок є економічно обґрунтованим.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При розробці магістерської дипломної роботи на теми «Удосконалення методів безрозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок» розглянуто декілька з основних питань експлуатації локомотивів – зниження відсотку несправних локомотивів, підвищення коефіцієнта готовності локомотива до виконання роботи, оскільки силова енергетична установка є першою ланкою, яка відповідає за створення тягових властивостей тепловоза.

Надано короткий огляд розвитку дизелів. Проаналізовано конструктивні особливостей, основні пошкодження та методи відновлення шестициліндрових рядних дизелів. Особливу увагу приділено конструктивним особливості дизелів серії K6S310DR.

Виконано аналіз конструктивних особливостей, основних пошкоджень та методів відновлення шестициліндрових рядних дизелів. На підставі аналізу несправностей та пошкоджень дизелів та огляду технології ремонту розроблено систему нерозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок.

При удосконаленні методів безрозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок розглянуто індикаторні діаграми при межі стиснення. Обрано та обгрунтовано тип математичної моделі, виконано теоретичне моделювання втрати свіжого заряду в циліндро-поршневій групі.

Економічну ефективність удосконалення методів безрозбірного діагностування тепловозних силових енергетичних установок доведено розрахунком строку окупності та економічного ефекту.

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Надійність та технічна діагностика рухомого складу: Методичні вказівки до практичних занять /Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна; Уклад.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь, Я. В. Болжеларський, О. Б. Очкасов. – Дніпропетровськ: ДПТ, 2005. – 30 с.
2. Надійність та технічна діагностика рухомого складу: Методичні вказівки до виконання контрольної роботи /Дніпропетр. держ. техн. універ. залізн. трансп. Уклад.: Б.Є. Боднар, Д.В. Бобирь, Я.В. Болжеларський. Дніпропетровськ: ДПТ, 2002. – 20 с.
3. Галкин В.Г., Парамзин В.П., Четвергов В.А. Надежность тягового подвижного состава: Учебн. пособие для ВУЗов ж.-д. трансп.- М.: Транспорт, 1981. – 184 с.
4. Нотик З.Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ: Пособие машинисту. – М.: Транспорт, 1990. – 381с.
5. Шванштейн Я.А., Майоров Э.Г., Шалаев С.С. Тепловоз ЧМЭЗ, ЧМЭ2. М.: Транспорт, 1970. – 376 с.
6. Правила заводского ремонта тепловозов ЧМЭ2 и ЧМЭЗ. М.: Транспорт, 1972. – 180 с.
7. Рахматулин М.Д. Технология ремонта тепловозов: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1983. – 319 с.
8. Коробов П. Н. Математическое программирование и моделирование экономических процессов / П. Н. Коробов. – Санкт-Петербург: ДНК, 2010. – 363 с.
9. Интрилигатор М. Математические методы оптимизации и экономическая теория / М. Интрилигатор. – Москва: Прогресс, 1975. – 606 с.
10. Каган А. В. Математическое моделирование в электромеханике. В 2-х ч. Ч. 2: Письменные лекции / А. В. Каган. – Санкт-Петербург: СЗТУ, 2002. – 73 с.
11. Половко А. М. Интерполяция. Методы и компьютерные технологии их реализации / А. М. Половко, П. Н. Бутусов. – Санкт-Петербург: БВХ-Петербург, 2004. – 320 с.

					0032.170146.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

12. Мышкис А. Д. Элементы теории математических моделей / А. Д. Мышкис.
– Изд. 3-е, испр. – Москва: КомКнига, 2007. – 192 с.
13. Экономика железнодорожного транспорта: Учебник для вузов /И.В. Белов,
В.Г. Галабурда и др. – М.: Транспорт, 1989. – 351с.
14. Фінансово-економічний аналіз діяльності підприємств: Навч. посіб.
/М.Я. Коробов – К.: Т-во Знання, 2000. – 378 с.

					0032.170146.000.03MP.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		