

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПРОЕКТУВАННЯ ТУРБОКОМПАУНДНОЇ СИСТЕМИ
ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 21/29

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

А. В. Омельченко

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
« ___ » _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Омельченку Артему Валерійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проектування турбокомпаундної системи двигуна типу 6ЧН 21/29
2. Керівник роботи к.т.н., доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ___ ” _____ 20__ року № _____
3. Строк подання здобувачем роботи _____
4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 1020 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; ступінь стиснення – 15,8; температура навколишнього середовища – 20 °С.
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості застосування двигуна Yanmar 6N21AL-GV в якості дизель електростанції; Визначення вихідних даних та параметрів потоків робочих тіл для синтезу робочого процесу двигуна типу 6ЧН 21/29 при його роботі на номінальному режимі; Розробка турбокомпаундної системи для двигуна типу 6ЧН 21/29; Економічне обґрунтування впровадження системи турбокомпаунду; Організація охорони праці при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Попорений переріз двигуна; Схема турбокоспаундної установки; Гідромуфта; Загальний вид турбокоспаундної на двигуні; Графіки залежностей основних параметрів двигуна

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти**Керівник роботи**

_____ (підпис)

_____ (підпис)

/*А. В. Омельченко*/

(прізвище та ініціали)

/*О. А. Гогоренко*/

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
Розділ 1. Особливості застосування двигуна Yanmar 6N21AL-GV в якості дизель електростанції	6
1.1 Опис об'єкту застосування.....	7
1.2 Опис двигуна Yanmar 6N21AL-GV типу 6ЧН21/29.....	10
1.3 Визначення та обґрунтування режимів роботи двигуна	12
1.4 Основні режими роботи дизель-генератора.....	13
Розділ 2. Визначення вихідних даних та параметрів потоків робочих тіл для синтезу робочого процесу двигуна типу 6ЧН 21/29 при його роботі на номінальному режимі	15
2.1 Вибір математичної моделі для розрахунку номінального режиму двигуна.....	16
2.2 Вибір паспортних даних двигуна типу 6ЧН 21/29.....	17
2.3 Результати моделювання робочого циклу	22
2.4 Висновки по розділу.....	24
Розділ 3. Розробка турбокомпаундної системи для двигуна типу 6ЧН 21/29.....	25
3.1 Розрахунок потужності силової турбіни.....	28
3.2 Вибір вихідних даних для розрахунку проточної частини турбіни...	30
3.3 Розрахунок соплового апарату.....	33
3.4 Розрахунок робочого колеса турбіни	35
3.5 Розрахунок ККД та потужності газової турбіни	40
3.6 Розрахунок параметрів двигуна на часткових режимах роботи	42
3.7 Вузол гідродинамічної муфти в системі турбокомпаунда.....	51
Розділ 4. Економічне обґрунтування впровадження системи турбокомпаунду на двигун типу 6ЧН 21/29.....	56

4.1	Обґрунтування необхідності модернізації двигуна Yanmar системою турбокомпаунду	57
4.2	Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна виконується в американських доларах.....	58
4.3	Висновок по розділу.....	61
Розділ 5. Організація охорони праці при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння		62
5.1	Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні..	63
5.2	Розрахунок освітленості в машинному відділенні	73
Висновок		75
Література.....		76

Вступ

Згідно з завданням кафедри дана робота є проектом системи «Турбокомпаунду» для двигуна типу 6ЧН 21/29. Двигун має номінальну потужність 1020 кВт при 900 хв^{-1} обертів колінчатого валу.

Проектування системи «Турбокомпаунду» виконується з метою більш повного використання енергії відпрацьованих газів, що дасть можливість покращити показники економічності та підвищення потужності двигуна. Покращення зазначених показників можна забезпечити шляхом встановлення додаткової силової турбіни за турбіною турбокомпресора.

Відпрацьовані гази, що виходять з турбіни турбокомпресора, мають досить високу температуру, і їх можна використовувати для приводу ще однієї турбіни. Ця турбіна передає свою енергію колінчастому валу двигуна і називається силовою, а двигун обладнаний силовою турбіною – «Турбокомпаундним». За результатами моделювання робочого циклу дизельного двигуна Yanmar 6N21AL-GV (типу 6ЧН 21/29) потужністю 1020 кВт встановлено, що на номінальному режимі роботи температура відпрацьованих газів на вході в турбіну турбокомпресора становить близько $450 \text{ }^\circ\text{C}$, а на виході з неї – близько $300 \text{ }^\circ\text{C}$. Відхідні гази з такою енергією можна використовувати для отримання додаткової потужності.

					КРМ.142.6222м.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Магістрант		Омельченко А.В.			Розділ 1 Особливості застосування двигуна Yanmar 6N21AL-GV в якості дизель електростанції	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Гогоренко О.А.					6	9
Консультант						НУК		
Зав. каф.		Гогоренко О.А.						

1. Особливості застосування двигуна Yanmar 6N21AL-GV

в якості дизель електростанції

1.1 Опис об'єкту застосування

Дизельна електростанція (ДЕС) – це стаціонарна або рухома енергетична установка, обладнана електричним генератором з приводом від дизельного двигуна внутрішнього згоряння (рис. 1.1).

Дизельні електричні станції застосовують в якості автономного, резервного або аварійного джерела електроживлення споживачів електроенергії як в стаціонарних умовах.

Основна перевага дизельного генератора – можливість його використання протягом тривалого часу як основне джерело електроенергії. Дизельні двигуни істотно дорожчі за бензинові, але при цьому значно дешевші при експлуатації і мають більший ресурс роботи. Для якісного виробництва електроенергії протягом тривалого часу найкраще підходять двигуни, що працюють на низьких обертах, – до 1500 об/хв., що володіють зниженим рівнем шуму і збільшеним ресурсом. Вважається, що для нормальної роботи підключене устаткування повинне споживати навантаження в діапазоні 25...85 % від номінальної потужності. У потужних агрегатів при роботі на холостому ході можуть виникати проблеми із-за утворення нагару на клапанах або коксування кілець і, як наслідок, перебої в подачі електроенергії. Для профілактики рекомендується кожні 100 мотогодин влаштовувати сеанси роботи (не більше двох годин) з 100-відсотковим навантаженням. Основним електростанціям, на відміну від резервних, які набирають номінальні обороти за декілька хвилин, потрібно значно більше часу для набору номінальної потужності, проте потім вони можуть довгий час працювати без зупинки. При цьому час роботи залежатиме лише від запасів палива. Стандартний паливний бак електростанцій великої потужності розрахований приблизно на 8 годин роботи. Якщо є потреба забезпечити більший запас – встановлюють додаткові баки, що досить легко здійснити конструктивно.

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основним елементом пересувних і стаціонарних ДЕС є дизель-генератор, зібраний на загальній зварної рамі. Первинний двигун-дизель і генератор, який служить для перетворення механічної енергії двигуна в електричну, з'єднані між собою жорсткою муфтою.

Основним елементом дизельної електроустановки (станції або агрегату) є дизель-генератор, що складається з дизельного двигуна, електричного генератора трифазного змінного струму, систем охолодження, мастильної, подачі палива і пультів управління.

На дизельних електростанціях застосовують генератори типів СГД (синхронний генератор, дизельний), ЕСС (єдиної серії з самозбудженням) та ін.

Крім дизель-генератора ДЕС включає в себе:

- системи охолодження дизеля з насосами, баками і трубопроводами;
- системи живлення паливом дизеля з паливними баками, насосами і трубопроводами;
- системи змащення дизеля з олійними баками, масляними радіаторами, насосами і маслопроводів;
- системи запуску дизеля з електричним стартером, акумуляторною батареєю і зарядним генератором або повітряним з балонами компресором, пусковими клапанами і трубопроводами;
- системи підігріву дизеля з підігрівниками, лампами і змійовиками для підігріву, опалювально-вентиляційними установками;
- щити управління, захисту та сигналізації дизель-генераторів з комплектом з'єднувальних кабелів;
- щити розподілу електроенергії від ДЕС до споживача;
- акумуляторну батарею з випрямлячами для її підзарядки, яка служить для запуску дизеля і харчування постійним струмом схем управління, сигналізації, ланцюгів збудження.

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

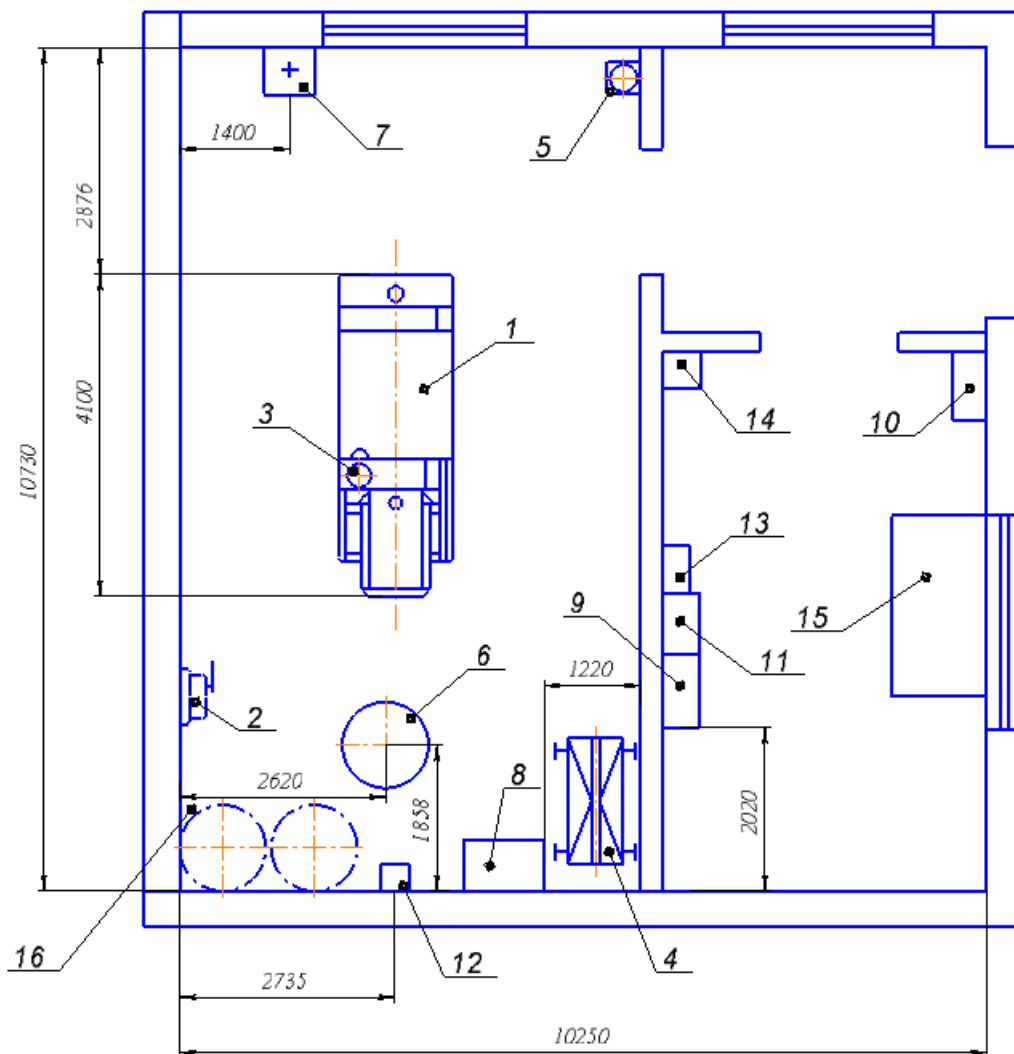


Рис. 1.1. План компонування обладнання дизельної електростанції.

1 – Дизель-генераторна установка ; 2 – ручний насос "Джерело"; 3 – трубо-
 повід відпрацьованих газів; 4 – кран козловий; 5 – вогнегасник; 6 – вентиля-
 тор даховий; 7 – раковина; 8 – щит управління «Щуп»; 9,10,11 – пристрій ро-
 зподільний навісний; 12 – лічильник електричної енергії; 13 – випрямний
 пристрій; 14 – ящик з акумулятором; 15 – стіл (з телефоном); 16 – Площадка
 для бочок з мастилом

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

1.2 Опис двигуна Yanmar 6N21AL-GV типу 6ЧН21/29

Двигун Yanmar 6N21AL-GV – рядний, 6-циліндровий, чотиритактний дизельний двигун з турбонадувом який працює в якості дизель – генераторної установки.

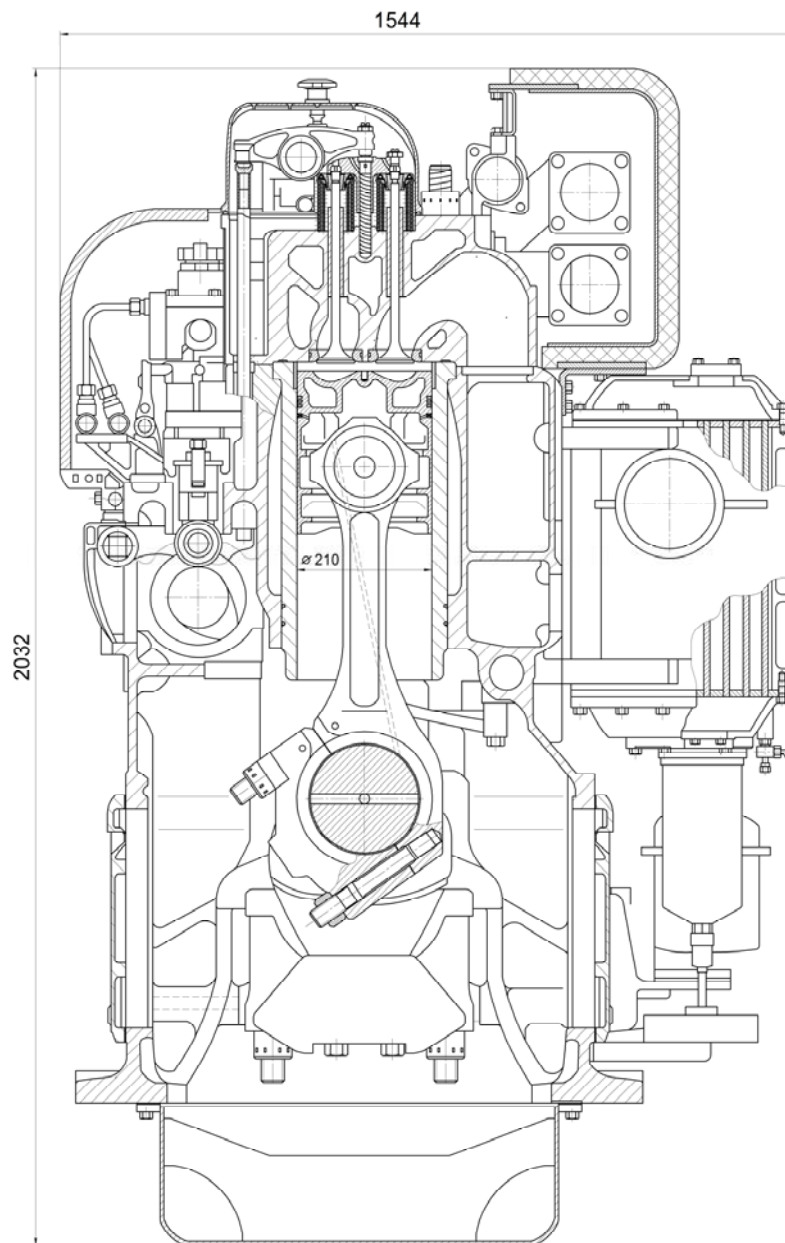


Рис. 1.2. Поперечний розріз двигуна Yanmar 6N21AL-GV

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222M.04.01.ПЗ

Лист

10

Таблиця 1.1 Специфікація двигуна

Модель	Одиниці виміру	6N21AL-GV	
Тип двигуна	-	Вертикальний , чотирьохтактний з водяним охолодженням	
Потужність	кВт	1020	
Кількість циліндрів	-	6	
Діаметр циліндра	мм	210	
Хід поршня	мм	290	
Об`єм двигуна	л	60,27	
Ступінь стиснення	-	15,8	
Оберти колінчастого вала	(об\хв)	900	
Напрямок обертання колінчастого вала	-	Проти годинникової стрілки	
Порядок роботи циліндрів	-	1-4-2-6-3-5-1	
Система наддуву	-	Турбонагнітач з повітряним охолоджувачем	
Система пуску	-	Пуск стисненим повітрям.	
Розміри двигуна	Довжина	мм	3,166
	Ширина	мм	1,544
	Висота	мм	2,032
Маса двигуна	кг	8600	

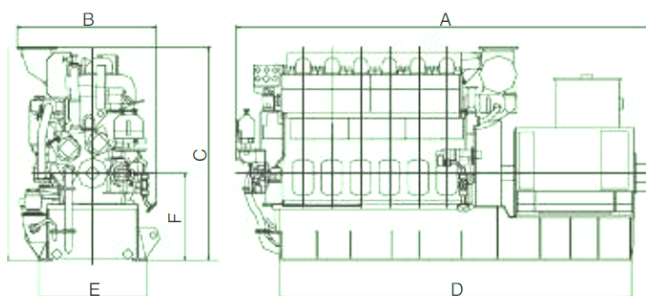


Рис. 1.3. Габаритні розміри двигуна

Таблиця 1.2. Габаритні розміри дизель- генератора

Позиція	Одиниці виміру	
A	мм	4871
B	мм	1544
C	мм	2410
D	мм	4100
E	мм	1180
F	мм	950

1.3 Визначення та обґрунтування режимів роботи двигуна

Режими роботи двигуна були вибрані згідно з рекомендаціями виробника двигуна. Розрахунки проводились для режимів від 100 % потужності двигуна до 30 %. Подальші режими не розраховувались, так як вони мають ряд негативних наслідки при довготривалому використанні.

При малому навантаженні на двигун в циліндри надходить недостатня кількість палива. Двигун не прогривається до необхідної температури. Через низьку температуру в циліндрах відбувається неповне згоряння палива, що призводить до підвищеного нагароутворення. А також незгоріле паливо змиває масляну плівку зі стінок циліндра і частково потрапляє в масляний картер. При такому режимі зазори в циліндро-поршневії групі не досягають експлуатаційних розмірів (збільшені), що призводить до зайвого потрапляння масла в циліндр, що також позначається на підвищеному нагароутворенні. Це також призводить до повільного підтікання масла в прокладці вихлопного колектора.

Відбувається скупчення нагару на клапанах, голівці поршня і вихлопному колекторі. Відбувається місцевий перегрів їх через накопичений нагару, який розжарюється, виникає ефект калильного запалювання, коли паливо запалюється раніше, ніж повинно при нормальній роботі двигуна, тобто, з'являється детонація, ударні навантаження на внутрішні деталі двигуна, що підвищує його знос.

При попаданні великої кількості палива в картер двигуна відбувається розрідження масла і падіння тиску в системі змащення двигуна. Це відбувається, коли на непрогрітій дизель-генератор подається повне навантаження, через форсунки в циліндри надходить багато палива і воно не встигає повністю згоріти. Здебільшого паливо надходить в картер двигуна. Так само паливо може потрапити в двигун, коли форсунка не розпилує паливо, а подає його струменем. Попадання палива в масло призводить до задирам труться деталей, збільшити робочу температуру двигуна, заклинювання окремих його деталей і виходу двигуна з ладу.

					КРМ.142.6222М.04.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.4 Основні режими роботи дизель-генератора

Характеристикою двигунів називається залежність величин, що характеризують роботу двигуна, від параметрів, що визначають режим його роботи. Залежно від виду величин можна розглядати характеристики потужності, питомої витрати палива, ККД, температури відпрацьованих газів та ін. Параметри, визначальні режими роботи двигуна, це – частота обертання колінчастого валу, встановлювана в процесі роботи електростанції, і подача палива на цикл, визначена положенням регулюючого органу – рейки паливного насоса.

Точка А (рис. 1.4) характеризує номінальний режим роботи двигуна. Через цю точку можна провести безліч можливих характеристик роботи двигуна. Існують такі характеристики роботи двигунів:

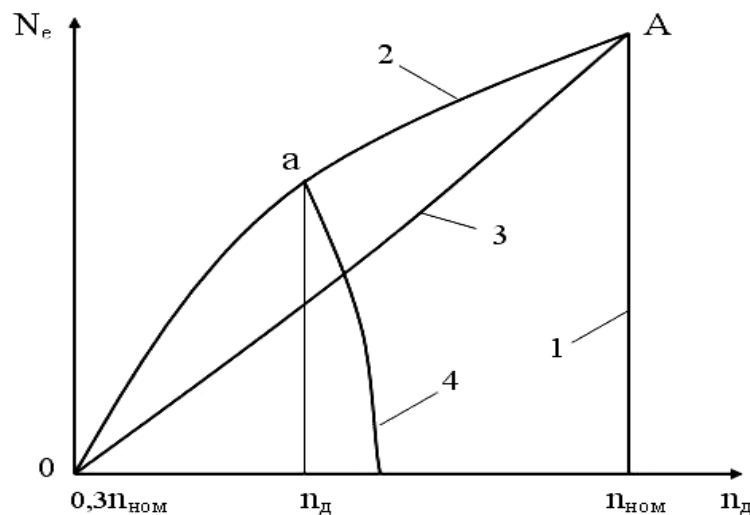


Рис. 1.4. Характеристики роботи дизель – генераторів:

1 – навантаження; 2 – зовнішня; 3 – генераторна; 4 – регуляторна

а) при постійній частоті обертання колінчастого валу і навантаженні (ефективній потужності), що змінюється, – *характеристика навантаження*;

б) при постійній максимальній цикловій подачі палива, що відповідає режиму номінальної (максимальної) потужності двигуна, – *зовнішня характеристика*;

в) при заданій схемі настройки генератора від частоти обертання – *генераторна характеристика*;

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

г) при мінімальних для всіх частот обертання колінчастого валу значеннях питомої ефективної витрати палива – *економічна характеристика*;

д) при максимально допустимій температурі деталей циліндро-поршневої групи (головним чином днища поршня в самій нагрітій точці) – *обмежувальна характеристика*.

Вказані характеристики відповідають стаціонарним (постійним) режимам роботи двигуна за нормальних атмосферних умов і незмінних температур охолоджуючих теплоносіїв (води і масла). В цих умовах відбувається їх отримання на стендах заводів – виробників.

За умов експлуатації електростанція має різні за тривалістю зупинки в роботі. В зимових умовах час роботи дизелів на холостому ходу істотно збільшується із – за необхідності постійної підтримки певного рівня температур води, масла і палива в баках, трубопроводах і агрегатах тепловоза.

Статистичні дані по роботі дизелів у на режимі холостого ходу і в період прогріву показують, що витрати палива складають до 16 % загальних витрат палива. Робота дизелів при малих навантаженнях також складає значну частину експлуатаційних режимів.

При перехідних процесах параметри роботи двигуна значно відрізняються від сталих. Дані характеристики не охоплюють і таких допоміжних режимів роботи двигуна, як режим холостого ходу. Важливі також і пускові режими роботи дизелів.

					КРМ.142.6222м.04.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

КРМ.142.6222м.04.02.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Магістрант		Омельченко А.В.			Розділ 2 Визначення вихідних даних та параметрів потоків робочих тіл для синтезу робочого процесу двигуна типу 6ЧН 21/29 при його роботі на номінальному режимі	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Гогоренко О.А.					15	10
Консультант						НУК		
Зав. каф.		Гогоренко О.А.						

2. Визначення вихідних даних та параметрів потоків робочих тіл для синтезу
робочого процесу двигуна типу 6ЧН 21/29
при його роботі на номінальному режимі

2.1 Вибір математичної моделі для розрахунку номінального режиму
двигуна

Проектування додаткової силової турбіни для двигуна повинно супроводжуватися розрахунком його теплового балансу. Математична модель, яка використовується для такого розрахунку, повинна адекватно описувати процеси теплообміну між робочим тілом і стінками циліндра, а також достовірно відображати вплив параметрів системи випуску відпрацьованих газів (перш за все, t_t , t_{zt}) на перебіг робочого циклу двигуна і параметри системи випуску газів.

Даним вимогам повною мірою відповідає математична модель робочого циклу турбопоршневого ДВС, розроблена на кафедрі ДВЗ НУК, що входить до складу програмного пакету «Бліц-PRO», який реалізований в середовищі програмування Visual Basic Access, вбудованої в Microsoft Excel. Вибір середовища програмування пояснюється вдалим поєднанням якостей повноцінної мови програмування (Visual Basic Access) і зручністю створення інтерфейсу (Microsoft Excel).

Основою для розрахунку робочого циклу турбопоршневого двигуна служить рівняння першого закону термодинаміки для відкритої системи, записане в диференціальній формі

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dm_j = d(mu) + pdV$$

де dQ – елементарна кількість теплоти, підведене до системи; dm_j , $i_j dm_j$ – елементарна маса і елементарна ентальпія, що надходить (+) або покидає (–) систему.

Після ряду перетворень, отримано узагальнене вираження для визначення приросту тиску за кутом повороту валу в ОТС, яка взаємодіє з n_1 тер-

					КРМ.142.6222М.04.02.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

модинамічними системами і обмінюється теплом з n_2 теплосприймаючої поверхнями. Чисельне інтегрування даного рівняння, спільно з рівняннями матеріального балансу і стану ідеального газу покладено в основу використовуваного алгоритму.

$$\frac{dp}{d\varphi} = p \left(\frac{dI_T + \sum_1^{n_1} \frac{dI_j}{d\varphi}}{c_v T m} + \frac{dQ_x}{c_v T m} - \sum_1^{n_2} \frac{dQ_{cti}}{c_v T m} + \frac{dQ_{и.т}}{d\varphi} - k \frac{d \ln V}{V d\varphi} + \frac{dv}{m/\mu} - \frac{c_{vm}}{c_v} \frac{\sum_1^{n_1} dm_j + dm_T}{m d\varphi} - \frac{d(c_v)_T}{c_v} \right)$$

В даному рівнянні dm_j , dI_j – елементарна маса і елементарна ентальпія, що надходить або покидає ОТС при взаємодії з j -й системою; dm_T , dI_T – елементарна маса і елементарна ентальпія, випарувався палива; dQ_x – енергія, що виділяється при згорянні палива; dQ_{ct} – теплота, відведена в стінки; $dQ_{и.т}$ – теплота, що витрачається на прогрівання і випаровування палива; $d(c_v)_T$ – приріст істинної теплоємності внаслідок зміни якості робочого тіла.

2.2 Вибір паспортних даних двигуна типу 6ЧН 21/29

В якості паспортних даних двигуна, які потрібні для налаштування математичної моделі були вибрані усі доступні дані з керівництва по експлуатації двигуна і приведені в табл 2.1 – 2.5.

Таблиця 2.1. Паспортні дані двигуна для ЦПГ

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Діаметр циліндра	мм	D_{cyl}	210
Хід поршня	мм	S_{pist}	640
Кількість циліндрів	-	i_{cyl}	6
Степінь стиснення	-	ε	15,8
Кривошипно-шатунне відношення	-	λ_{crank}	0,267
Товщина стінки циліндра	мм	δ_{lin}	20
Товщина стінки тронка поршня	мм	δ_{pist}	2,5
Товщина стінки головки поршня	мм	δ_{head}	18
Товщина стінки випускного колектора	мм	$\delta_{exh.wall}$	6

Таблиця 2.2. Паспортні дані двигуна для впускних клапанів

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Діаметр головки клапана	мм	$D_{int.v}$	68
Найменший діаметр впускного трубопроводу	мм	$d_{int.s}$	56
Діаметр стержня клапана	мм	$d_{int.v.sp}$	14
Кількість клапанів	-	$N_{int.v.}$	2
Довжина посадочного місця	мм	$b_{int.v}$	9
Хід клапана	мм	$h_{int.v}$	16
Кут сидіння клапана	°	$\alpha_{int.v.s}$	45
Мінімальне значення коефіцієнта розряду	-	$\mu_{int.v}$	0,84
Впускний клапан відкривається до ВМТ	°	ϕ_{IVO}	60
Впускний клапан закривається за НМТ	°	ϕ_{IVC}	50
Тривалість відкриття впускного клапана	°	$\phi_{i.o.t}$	110
Тривалість закриття впускного клапана	°	$\phi_{i.c.t}$	110

Таблиця 2.3. Паспортні дані двигуна для випускних клапанів

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Діаметр головки клапана	мм	$d_{exh.v}$	66
Найменший діаметр впускного трубопроводу	мм	$d_{exh.s}$	56
Діаметр стержня клапана	мм	$d_{exh.v.sp}$	14
Кількість клапанів	-	$N_{exh.v.}$	2
Довжина посадочного місця	мм	$b_{exh.v}$	7
Хід клапана	мм	$h_{exh.v}$	16
Кут сидіння клапана	°	$\alpha_{exh.v.s}$	45
Мінімальне значення коефіцієнта розряду	-	$\mu_{exh.v}$	0,742
Випускний клапан відкривається до НМТ	°	ϕ_{EVO}	68
Випускний клапан закривається за ВМТ	°	ϕ_{EVC}	55
Тривалість відкриття випускного клапана	°	$\phi_{e.o.t}$	110
Тривалість закриття випускного клапана	°	$\phi_{e.c.t}$	110

Таблиця 2.4. Паспортні дані двигуна для паливної системи

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Момент першого впорскування (до ВМТ)	°	$\phi_{start.inj}$	0
Тривалість першого впорскування	°	ϕ_{inj}	20
Кількість отворів для впорскування палива	-	$i_{inj.holes}$	12
Діаметр отворів для впорскування	мм	$d_{inj.holes}$	0,32

Таблиця 2.5. Паспортні дані двигуна для системи наддуву

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Втрата тиску в системі впуску	кПа	$\Delta p_{int.f}$	3
Втрати тиску у вихлопній системі	кПа	Δp_t	3
Область потоку на впускному колекторі	м ²	μF_s	0,04941
Область потоку на випускному колекторі	м ²	μF_t	0,0201
Відносний об'єм випускного колектору	-	$V_{exh.m.}/V_s$	2,1
Кількість циліндрів об'єднана одним випускним колектором	-	$i_{cyl.1exh}$	3
Еквівалентний діаметр випускного колектору	мм	$d_{exh.eqv}$	90
Відносний об'єм впускного колектору	-	$V_{int.m.}/V_s$	4,9
Кількість циліндрів об'єднана одним впускним колектором	-	$i_{cyl.1int}$	6
Еквівалентний діаметр впускного колектору	мм	$d_{int.eqv}$	141
Довжина впускного трубопроводу	мм	$L_{int.p}$	250
Діаметр впускного трубопроводу	мм	$d_{int.pipe}$	68
Довжина випускного трубопроводу	мм	$L_{exh.p}$	200
Діаметр випускного трубопроводу	мм	$d_{exh.p}$	66

Усі дані, яких не було в паспорті на двигун, були вибрані з проміжку значень для кожних даних, або взяті від двигунів прототипів і занесені в табл.

2.6 – 2.8

Таблиця 2.6. Підібрані дані для ЦПГ

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Загальна маса поздовжньо-рухомих деталей	кг	m_{osc}	45
Загальна маса обертово-рухомих деталей	кг	m_{rot}	67
Коефіцієнт тертя для статичного тертя	кПа	a_{fr}	75
Коефіцієнт тертя навантаження на циліндр	кПа/МПа	b_{fr}	5
Коефіцієнт тертя для швидкості двигуна	кПа/хв ⁻¹	c_{fr}	40
Множник	-	A	95
Коефіцієнт газообмінних процесів	-	C_1	6,18
Фактор для зазначених процесів	-	C_1'	2,28
Фактор для зазначених процесів	-	C_2	3,44
Частка теплоти тертя, що передаються в охолоджуючу рідину	%	$a_{fr.w}$	0,5
Частка теплоти тертя, переданого маслу	%	$a_{fr.oil}$	0,5
Коефіцієнт теплопровідності на стінці циліндрів	Вт/м·К	λ_{lin}	40
Коефіцієнт теплопровідності поршневої стінки	Вт/м·К	λ_{pist}	40
Коефіцієнт теплопровідності головки стінки циліндра	Вт/м·К	λ_{head}	40
Додатковий тепловий опір від відкладень на стінці циліндра	м ² ·К/кВт	R_{lin}	0,3
Додатковий тепловий опір від сажі	м ² ·К/кВт	R_{pist}	0,3
Додатковий тепловий опір від відкладень на головці блоку циліндрів	м ² ·К/кВт	R_{head}	0,3
Коефіцієнт теплопередачі від стінки циліндра до охоло-	кВт/м ² ·К	α_{lin}	2,5

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

KPM.142.6222M.04.02.ПЗ

Лист

19

джуючої рідини			
Коефіцієнт теплопередачі від стінки поршня до охолоджуючої рідини	кВт/м ² ·К	α_{pist}	0,75
Коефіцієнт теплопередачі від головної стінки до вимірювача охолодження	кВт/м ² ·К	α_{head}	2
Температура охолоджуючої рідини на стінці циліндрів	К	$T_{w.lin}$	358
Температура охолоджуючої рідини на поршневій стінці	К	$T_{w.pist}$	368
Температура охолоджуючої рідини на головці стінки циліндрів	К	$T_{w.head}$	358
Теплопровідність стінок випускних колекторів	Вт/м·К	λ_{exh}	35
Коефіцієнт теплоізоляції	Вт/м·К	λ_{ins}	0,005
Коефіцієнт коригування коефіцієнта теплопередачі від газів до стінок різноманіття	-	C_{ext}	0,35
Додатковий термічний опір від відкладень сажі на поверхні випускних колекторів	м ² ·К/кВт	$R_{wall.exh}$	4
Коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої стінки випускного колектору до охолоджуючої рідини	кВт/м ² ·К	$\alpha_{w.exh}$	0,05
Температура вимірювача охолодження для випускного колектору	К	$T_{w.exh}$	318

Таблиця 2.7. Підібрані дані для паливної системи

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Нижча теплота згорання палива	кДж/кг	Q_l	42700
Енергія активації палива	кДж/кмоль	E_a	22500
Цетанове число	-	CN	45
Частка вуглецю в паливі	-	g_C	0,873
Частка водню в паливі	-	g_H	0,125
Частка кисню у паливі			0,002
Паливна щільність	кг/м ³	ρ_{fuel}	860
Динамічна в'язкість палива	Па·с	μ_{fuel}	0,00344
Поверхневий натяг палива	Н/м	σ_{fuel}	0,028
Молярна маса палива	кг/кмоль	$\mu_{mass.fuel}$	220
Температура палива в форсунці	°С	t_{fuel}	50
Кількість отворів в форсунці	-	$i_{inj.holes}$	12
Діаметр отворів в форсунці	мм	$d_{inj.holes}$	0,32
Коефіцієнт у формулі для середнього діаметра крапель	-	E_C	1,35
Константа часу випаровування великих крапель введеного палива	-	$A_{z.i}$	10
Кількість експонент для мультиплікатора швидкості випаровування Y (включаючи вплив вихрового руху повітря в кінці стиснення)	-	m_Y	0,35
Коефіцієнт у формулі для довжини дизеля	-	D_f	3
Коефіцієнт конусного кута паливного спрею	-	A_{st}	0,0055
Зменшення швидкості випаровування палива завдяки взаємодії аерозолів з стінками камери згорання	-	X_o	0,7
Фактори створення моделі згорання	-	a_0	6000
	-	a_1	0,007

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

	-	a_2	10
	-	b_0	0,05
	-	m_{comb}	0,65
Додатковий час для використання рівнянь для згорання в період впорскування	мс	$\Delta\tau_k$	0,25
Відносний кут нахилу від горіння до мінімуму функції повітряного використання	-	Φ_{z0}	0,35
Мінімальне значення для функції повітряного використання	-	$\xi_{a.c0}$	0,4
Незгоріла паливна фракція	-	$\Delta U.F$	0,01
Коефіцієнти для констант швидкості реакції формування NO	-	A_{1p}	$13,6 \cdot 10^{-13}$
	-	B_{1p}	315700
	-	A_{1r}	$3,12 \cdot 10^{-13}$
	-	B_{1r}	1670
	-	A_{2p}	$1,33 \cdot 10^{-13}$
	-	B_{2p}	29600
Коефіцієнти прогнозування утворення сажі. δ_d - частина паливної крапельки, яка утворює сажу.	-	B_{1soot}	0,004
	-	$B_{2soot}\delta_d$	0,0017
	-	$B_{3soot}\delta_d$	0,0028
Коефіцієнт для корекції швидкості концентрації сажі за рахунок збільшення об'єму циліндра	-	B_{4soot}	0,75
Константи розподілу однорідності для ін'єкцій	-	n_{disp}	3

Таблиця 2.8. Підібрані дані для системи наддуву

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Температура навколишнього середовища	°C	t_0	20
Тиск навколишнього середовища	кПа	p_0	101,3
Вологість впускного повітря	%	ϕ_{air}	30
Нерівність внутрішньої стінки впускного ресивера	мм	$R_{a.int}$	0,2
Вихлопна колекторна нерівність внутрішньої стінки	мм	$R_{a.exh}$	0,2
Коефіцієнт збільшення тиску наддувного повітря	-	Π_k	3,52965
Температура теплоносія на вході повітряного охолодження	К	$T_{w1.CAC}$	298
Адіабатний ККД компресора	-	$\eta_{ad.c}$	0,83
Ефективний ККД турбіни	-	$\eta_{e.t}$	0,81
Еквівалентна площа потоку турбіни	м ²	μF_{turb}	0,00218

2.3 Результати моделювання робочого циклу

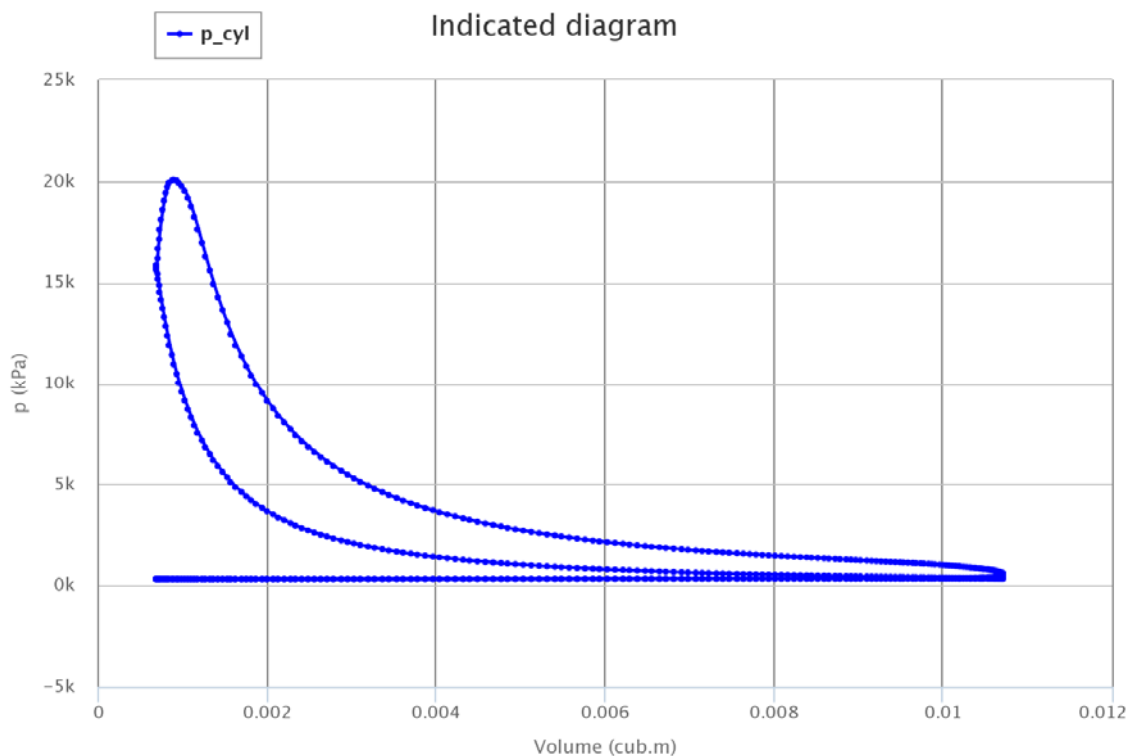


Рис. 2.1. Згорнута індикаторна діаграма двигуна YANMAR 6N21AL-GV

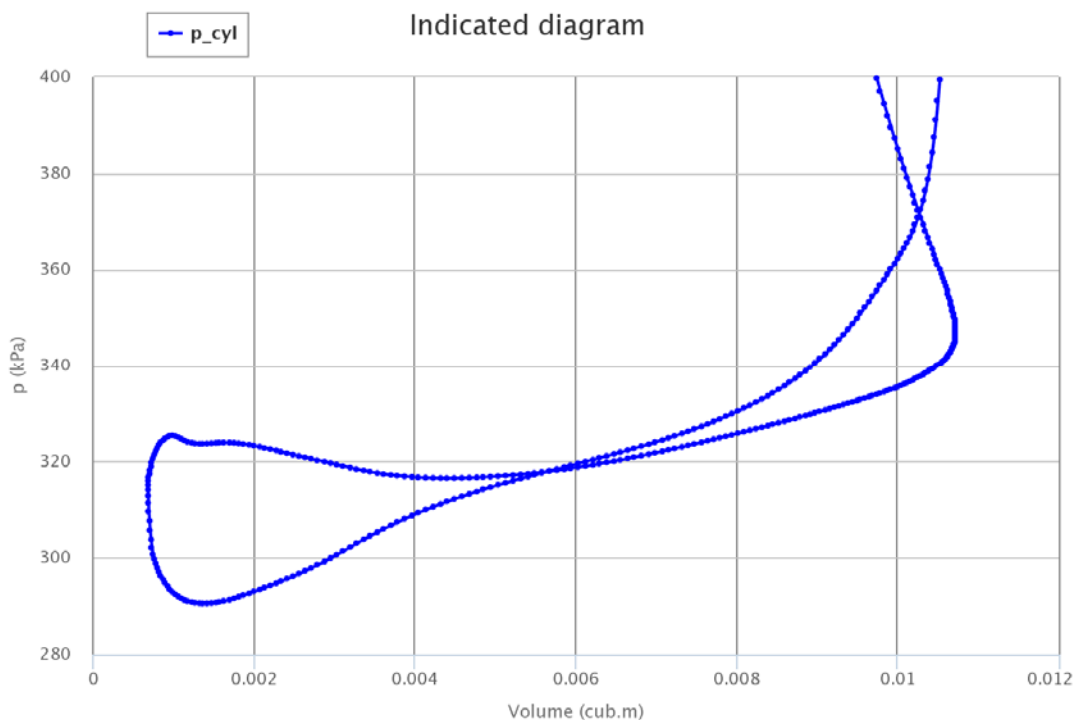


Рис 2.2. Такти наповнення та випуску на індикаторній діаграмі

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

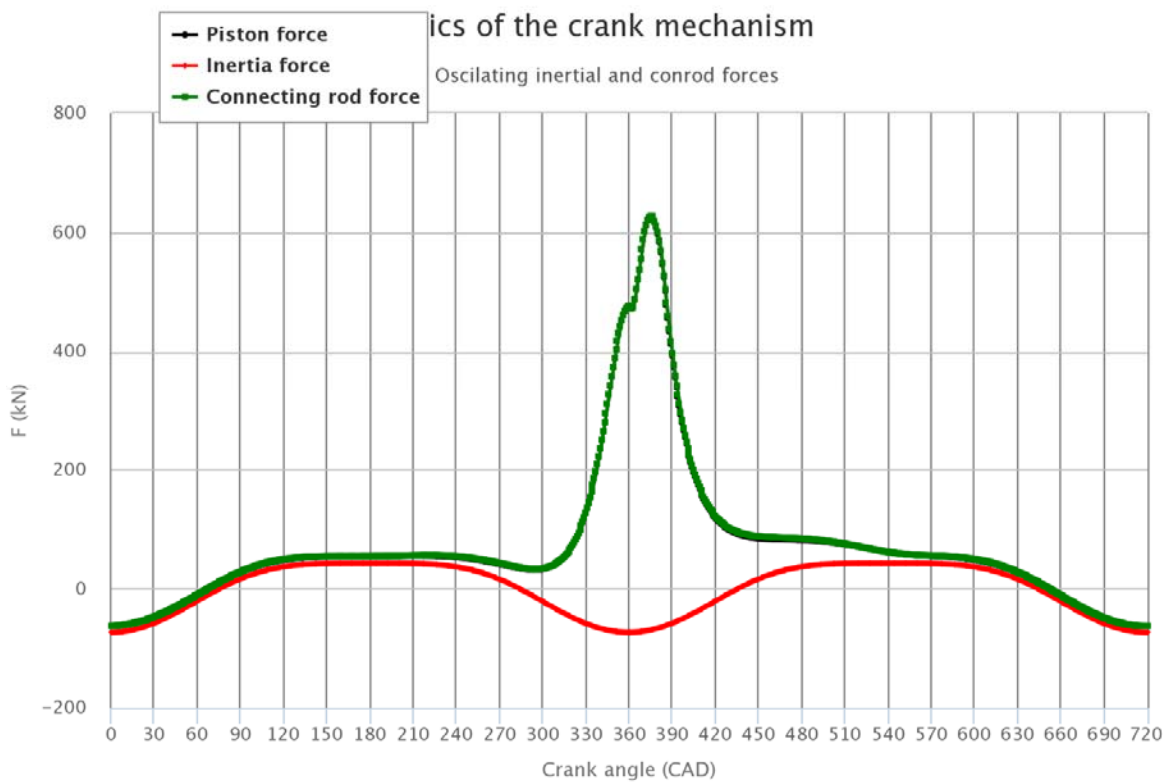


Рис. 2.3. Залежність сили від тиску газів, сили інерції та рухомої сили від кута повороту колінчастого валу (φ)

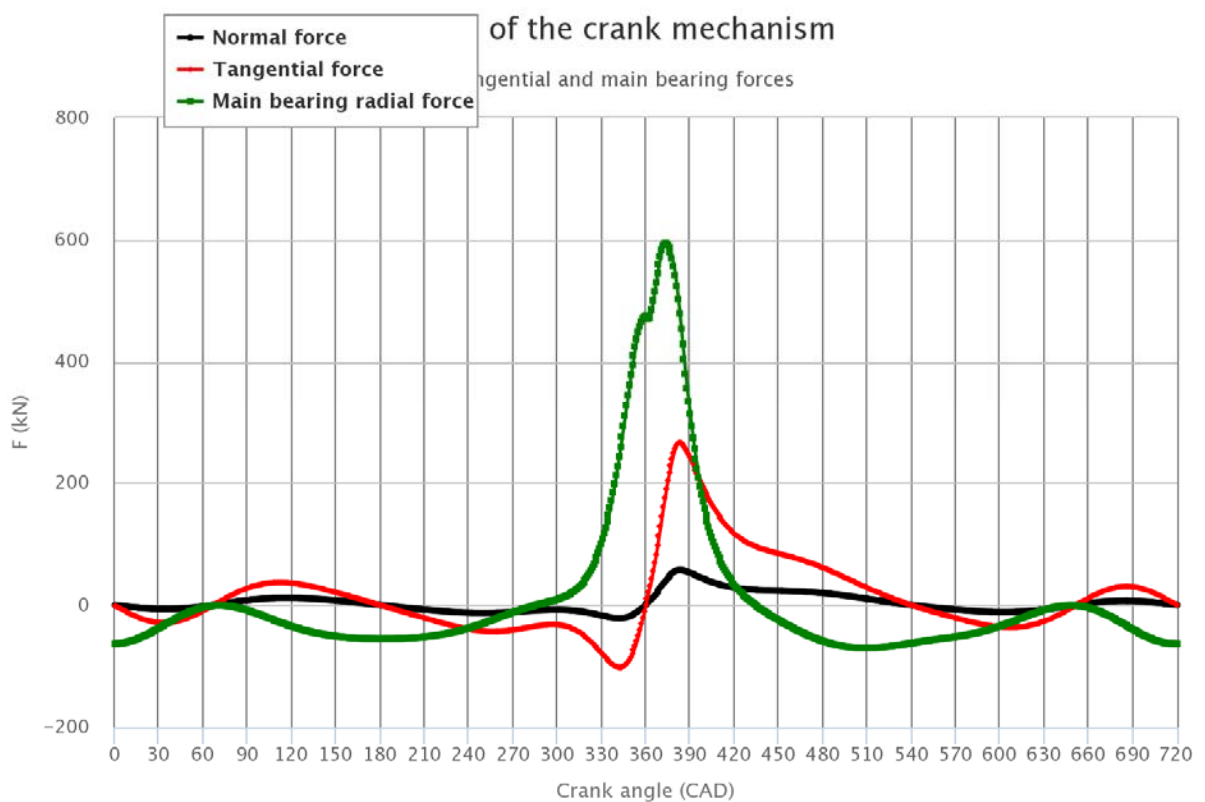


Рис. 2.4. Залежність бічної, радіальної та тангенціальної сил від кута повороту колінчастого валу (φ)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

2.4 Висновки по розділу

В результаті моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 21/29 отримано основні параметри, які зазначені в табл. 2.9 і використовуються в подальших розрахунках турбокомпаундної системи.

Таблиця 2.9. Основні параметри отримані з розрахунку

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Питома витрата палива	г/кВт·год	g_e	189,03
Коефіцієнт надлишку повітря	-	α	2,27
Кількість оксидів азоту у вихлопних газах	г/кВт·год	g_{NO}	1,18
Масовий розхід випускних газів	Кг/с	G_{exh}	2,077
Середня температура у випускному трубопроводі	°С	t_t	443,13
Температура газів на виході з турбіни	°С	t_{zt}	301,64
Максимальний тиск в циліндрі	МПа	p_z	20,075
Максимальна температура в циліндрі	°С	t_z	1544,23
Механічний ККД	%	η_m	91,48
Ефективний ККД	%	η_e	44,59

КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Магістрант		Омельченко А.В.			Розділ 3 Розробка турбокомпаундної системи для двигуна типу 6ЧН 21/29	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Гогоренко О.А.					25	31
Консультант						НУК		
Зав. каф.		Гогоренко О.А.						

3. Розробка турбокомпаундної системи для двигуна типу 6ЧН 21/29

Всі втрати енергії при роботі дизельного двигуна можна розділити на дві групи: механічні і теплові. Дизелі відносяться до числа найбільш економічних двигунів. ККД кращих зразків сягає 50...51 %, однак і в дизелях втрачається значна кількість теплової енергії: 30...40 % – з вихлопними газами і 10...20 % – з охолоджуючими рідинами (водою і маслом).

Поряд з традиційними методами, які застосовуються для підвищення потужності і економічності дизельних двигунів, такими як вдосконалення робочого процесу, підвищення ККД агрегатів наддуву та ін., в дизелебудуванні йде активний пошук нетрадиційних схем комбінованих установок. Одним із шляхів подальшого підвищення потужності і покращення експлуатаційних характеристик сучасного дизеля може бути застосування схеми системи газотурбінного наддуву з вільним турбокомпресором і силовою турбіною – турбокомпаундної системи. Перевага такої системи в тому, що, по-перше, відбувається більш повне використання енергії відпрацьованих газів, по-друге, потужність, що виробляється силовою турбіною, може служити для збільшення потужності двигуна, або, при збереженні потужності силової установки, для розвантаження його поршневої частини, що призведе до підвищення показників надійності і довговічності циліндро-поршневої групи двигуна.

Відпрацьовані гази, що виходять з турбіни турбокомпресора, мають досить високу температуру, і їх можна використовувати для приводу ще однієї турбіни. Ця турбіна передає свою енергію колінчастому валу двигуна і називається силовою, а двигун обладнаний силовою турбіною – турбокомпаундним. За результатами моделювання робочого циклу дизельного двигуна Yanmar 6N21AL-GV (типу 6ЧН 21/29) потужністю 1020 кВт встановлено, що на номінальному режимі роботи температура відпрацьованих газів на вході в турбіну турбокомпресора становить близько 450 °С, а на виході з неї – близько 300 °С. Відхідні гази з такою енергією можна використовувати для отри-

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Лист
						26
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

мання додаткової потужності. Оскільки при встановленні силової турбіни підвищується протидія у випускному тракті і збільшується робота виштовхування, підвищення потужності виходить невеликим – на 5...8 %. Ефективність застосування силової турбіни підвищується при використанні заходів щодо обмеження втрат теплоти в систему охолодження, оскільки при цьому зростає температура відпрацьованих газів.

Для реалізації турбокомпаундної системи в конструкції двигуна необхідно передбачити з'єднання силової турбіни з задньою частиною колінчатого валу. Зазвичай таке поєднання відбувається через 3-х ступінчатий редуктор з передаточним числом 25...30 (рис. 3.1).

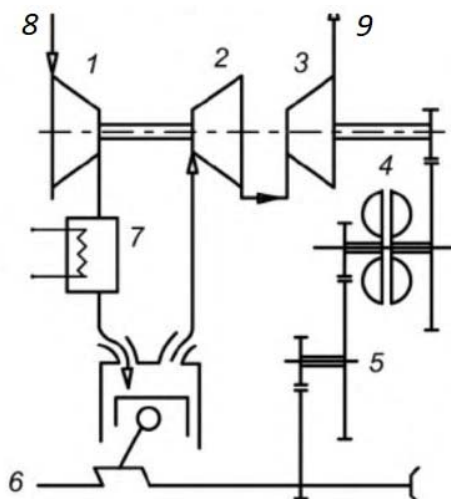


Рис. 3.1. Схема турбокомпаундного двигуна

- 1 – компресор; 2 – турбіна турбокомпресора; 3 – силова турбіна;
4 – гідромуйфта; 5 – редуктор; 6 – колінчастий вал; 7 – охолоджувач наддувального повітря; 8 – вхід повітря; 9 – вихід вихлопних газів

Оскільки в задній частині колінчатого валу діють максимальні крутильні коливання, щоб не вивести з ладу редуктор і силову турбіну, доводиться встановлювати гідромуйфту для згладжування крутильних коливань. Гідромуйфта також може відключати привід силової турбіни на малих навантаженнях, коли вона неефективна.

Кожна технічна система має ряд переваг і недоліків. До переваг турбокомпаундної системи, окрім зазначених вище, слід також віднести: зменшен-

ня витрати палива на 3 % при тривалій роботі двигуна на режимі номінальної потужності; збільшення тиску у випускному колекторі призводить до збільшення кількості вихлопних газів, які залишаються в циліндрі під час продувки, що можна розцінити, як свого роду внутрішню EGR для зменшення шкідливих викидів, зокрема NO_x; покращена реакція двигуна та керованість. До недоліків турбокомпаундної системи слід віднести: збільшення маси, надійності та вартості двигуна за рахунок застосування додаткових агрегатів – зубчатої передачі, гідравлічної муфти та силової турбіни; низька ефективність при часткових навантаженнях двигуна; збільшення габаритів двигуна. З урахуванням того, що переважний час стаціонарний дизель-генератор Yanmar працюватиме на режимі номінальної потужності і буде розміщений в машинному відділенні електростанції, то частина недоліків не є критичною.

Результати моделювання робочого циклу дизель-генератора Yanmar 6N21AL-GV підтвердили збільшення потужності на 60 кВт при застосуванні турбокомпаундної системи. Техніко-економічний аналіз також підтвердив доцільність застосування турбокомпаундної системи для дизель-генератора Yanmar за умови його роботи на режимі номінальної потужності протягом 16 годин на добу, а строк окупності проекту при щоденному використанні електростанції не перевищить двох років.

3.1 Розрахунок потужності силової турбіни

Турбокомпаунд – система яка використовує енергію вихлопних газів за традиційним турбокомпресором, що покращує силові, потужнісні характеристики дизеля і підвищує його ККД (на 5...8 %).

Вибір потужності турбокомпаундної установки, кВт

$$P_{t.c} = (0,05 \div 0,08) \cdot N_e,$$

$$P_{t.c} = (0,05 \div 0,08) \cdot 1020 = 51 \div 81,6 \text{ кВт},$$

де $P_{t.c}$ – потужність турбокомпаундної установки, N_e – потужність двигуна на номінальному режимі.

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для подальшого розрахунку було прийнято, що на даному двигуні система турбокомпаундної установки на номінальному режимі повинна видавати приблизно 61 кВт.

$$P_{t.c} = \frac{k_t}{k_{t-1}} \cdot R_t \cdot T_{zt}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{zt}}{p_{zt.2}} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right) \cdot \eta_{t.c} \cdot G_{exh},$$

$$P_{t.c} = \frac{1,33}{1,33-1} \cdot 0,287 \cdot (301,646 + 273,3) \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{101,3 + 28}{28} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}} \right) \cdot 0,75 \cdot 2,077 = 60,892, \text{ кВт}$$

де k_t – Попереднє значення показника адіабати для турбіни вибираємо з діапазону (1,32...1,35); R_t – Питома газова стала для сухого повітря (≈ 287 кДж/(кг·К)); T_{zt}^* – Температура на виході з колеса турбіни турбокомпресора на номінальному режимі двигуна (К); p_{zt} – тиск у випускному тракті (кПа); $p_{zt.2}$ – тиск у випускному тракті, що здійснює додаткова силова турбіна; $\eta_{t.c}$ – ККД силової турбіни (0,68...0,84); G_{exh} – витрата випускних газів турбокомпресором на номінальному режимі (кг/с).

Корегуючи додатковий тиск, котрий здійснює додаткова турбіна у випускному тракті, можна корегувати потужність турбокомпаундної установки.

Для розрахунку номінального режиму з урахуванням додаткової силової турбіни в середовищі «Blitz-PRO» потрібно змінити параметр Δp_t – втрата тиску у випускній системі та корегувати параметр P_k – коефіцієнт збільшення тиску для свіжого заряду (щоб звести баланс потужності компресора та турбіни).

Таблиця 3.1. Порівняння основних параметрів двигуна на номінальному режимі без додаткової силової турбіни та з додатковою силовою турбіною

Параметр	Одиниці вимір.	Познач.	Значення	
			Без «Т-К»	З «Т-К»
Питома витрата палива	г/кВт·год	g_e	189,03	193,36
Коефіцієнт надлишку повітря	-	α	2,27	1,804
Кількість оксидів азоту у вихлопних газах	г/кВт·год	g_{NO}	1,18	1,397
Масовий розхід випускних газів	кг/с	G_{exh}	2,077	1,624
Середня температура у випускному трубопроводі	°С	t_t	443,13	562,979
Температура газів на виході з турбіни	°С	t_{zt}	301,64	449,8
Максимальний тиск в циліндрі	МПа	p_z	20,075	19,2
Максимальна температура в циліндрі	°С	t_z	1544,23	1819,336
Механічний ККД	%	η_m	91,48	90,765
Ефективний ККД	%	η_e	44,59	43,6

Питома витрата палива g_e (г/кВт·год) з урахуванням потужності турбокомпаундної системи:

$$g_e = \frac{g_e^r}{\frac{N_e + P_{t.c}}{N_e}}$$

$$g_e = \frac{193,36}{\frac{1020 + 60,89}{1020}} = 182,474,$$

де g_e^r – питома витрата палива на номінальному режимі без урахування потужності турбокомпаунда ; N_e – потужність двигуна на номінальному режимі
 $P_{t.c}$ – потужність турбокомпаундної установки.

3.2 Вибір вихідних даних для розрахунку проточної частини турбіни

- Потужність газової турбіни: $P_{т.пр} = 60,89$ кВт;
- Витрата газів через турбіну: $G_T = 1,624$ кг/с;
- ККД газової турбіни: $\eta_{т.пр} = 0,75$ %;
- Температура газів перед турбіною: $T_T = 723,1$ К
- Опір тракту на виході з турбіни: $\Delta p_T = 0,003$ МПа
- Кількість лопаток соплового апарату: $z_c = 11$
- Кількість лопаток робочого колеса: $z_k = 10$
- Частота обертання ротора: в $n_{тк} = 23000$ об/хв

- Коефіцієнт витоку прожувного повітря: $\nu = 0,009$
- Газова стала для відпрацьованих газів: $R_T = 207,585 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
- Коефіцієнт швидкості: $\phi = 0,95$

3.2.1 Тиск на виході з турбіни, в МПа

$$p_2 = p_0 + \Delta p_T$$

$$p_2 = 0,104$$

3.2.2 Питома адіабатна робота турбіни, в Дж/кг

$$L_{T.ад} = \frac{10^3 \times P_{T.пр}}{G_T \times \eta_{T.пр}}$$

$$L_{T.ад} = 49991,8$$

3.2.3 Приймаємо із заданого діапазону $\kappa_T = (1,32 \dots 1,35)$ попереднє значення показника адіабати для турбіни.

$$\kappa_{T.пр} = 1,34$$

3.2.4 Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{1}{\left[1 - \frac{(\kappa_{T.пр} - 1) \cdot L_{T.ад}}{\kappa_{T.пр}} \right]^{\frac{\kappa_{T.пр}}{\kappa_{T.пр} - 1}}}$$

$$\pi_T = 1,416$$

3.2.5 Температура після турбіни при адіабатному розширенні, в К

$$T_{2.ад} = T_m \cdot \left(\frac{1}{\pi_m} \right)^{\frac{\kappa_{T.пр} - 1}{\kappa_{T.пр}}}$$

$$T_{2.ад} = 662$$

3.2.6 Середня температура газів у процесі розширення, в °С

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_m + T_{2.ад}) - 273$$

$$t_{cp} = 419,5$$

3.2.7 Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		31

$$\alpha_m = \frac{\alpha}{1-\nu}$$

$$\alpha_m = 1,82$$

3.2.8 Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{n.3} = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_m}$$

$$a_{n.3} = 22,206$$

$$b_{n.3} = \left(427 + \frac{184}{\alpha_m} \right) \cdot 10^{-5}$$

$$b_{n.3} = 5,281 \cdot 10^{-3}$$

3.2.9 Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при V=const

$$\mu C_v = a_{n.3} + b_{n.3} \cdot t_{cp}$$

$$\mu C_v = 24,421$$

3.2.10 Уточнене значення показника адіабати

$$\kappa_m = 1 + \frac{8.314}{\mu C_v}$$

$$\kappa_m = 1,34$$

3.2.11 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta\kappa = \frac{|\kappa_{m.пр} - \kappa_m|}{\kappa_{m.пр}} \cdot 100$$

$$\Delta\kappa = 0,033$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[D_k] < 0,2 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

3.2.12 Тиск газів перед турбіною, в МПа

$$p_m = \pi_m \cdot p_2$$

$$p_m = 0,148$$

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.2.13 Теоретична швидкість по повному перепаду тисків у турбіні, в м/с

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot L_{m.ad}}$$
$$c_0 = 316,202$$

3.2.14 Відносна колова швидкість робочого колеса. Приймаємо на основі заданого статистичного діапазону $u_{1.б} = 0,55 \dots 0,65$.

$$u_{1.б} = 0,65$$

3.2.15 Колова швидкість робочого колеса, в м/с

$$u_1 = u_{1.б} \cdot c_0$$
$$u_1 = 205,531$$

3.2.16 Діаметр колеса турбіни, в м

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n_{mk}}$$
$$D_1 = 0,171$$

3.3 Розрахунок соплового апарату (СА)

3.3.1 Ступінь реактивності турбіни. Приймаємо на основі заданого статистичного діапазону $\rho_m = 0,45 \dots 0,55$.

$$\rho_m = 0,45$$

3.3.2 Робота адіабатного розширення газів в СА, в Дж/кг

$$L_{c.ad} = (1 - \rho_m) \cdot L_{m.ad}$$
$$L_{c.ad} = 27495,5$$

3.3.3 Тиск газів на виході із СА, в МПа

$$p_1 = p_m \cdot \left[1 - \frac{(k_m - 1) \cdot L_{c.ad}}{k_m \cdot R_m \cdot T_m} \right]$$
$$p_1 = 0,141$$

3.3.4 Швидкість на виході із СА при надкритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_m}{k_m + 1} \cdot R_m \cdot T_m}$$

$$c_1 = 393,923$$

3.3.5 Швидкість на виході із СА при докритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{1 - \rho_m} \cdot c_0$$

$$c_1 = 222,776$$

3.3.6 Температура газів на виході із сопла, в К

$$T_1 = T_m - \frac{c_1^2 \cdot (k_m - 1)}{2 \cdot R_m \cdot k_m}$$

$$T_1 = 692,7$$

3.3.7 Щільність газів, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^6 \cdot p_1}{R_m \cdot T_1}$$

$$\rho_1 = 0,979$$

3.3.8 Прохідний перетин соплового апарату, в м²

$$f_1 = \frac{G_m}{\rho_1 \cdot c_1}$$

$$f_1 = 7,443 \cdot 10^{-3}$$

3.3.9 Відносний внутрішній діаметр СА, вибираємо із заданого статистичного діапазону $D_{с.в} = 1,05 \dots 1,10$

$$D_{с.в} = 1,1$$

3.3.10 Внутрішній діаметр соплового апарату, в м

$$D_c = D_{с.в} \cdot D_1$$

$$D_c = 0,188$$

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.3.11 Крок решітки СА на внутрішньому діаметрі, в

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c}$$

$$t_c = 0,054$$

3.3.12 Товщина лопаток СА на виході, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\delta_c = 0,0015 \dots 0,0020$ м

$$\delta_c = 0,002$$

3.3.13 Коефіцієнт загромадження соплового апарату

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c}$$

$$\tau_c = 0,963$$

3.3.14 Кут виходу потоку, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\alpha_1 = 14^\circ \dots 19^\circ$

$$\alpha_1 = 14$$

3.3.15 Ширина соплової решітки, в м

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin(\alpha_1 \cdot \text{deg})}$$

$$b_c = 0,054$$

3.4 Розрахунок робочого колеса (РК) турбіни

3.4.1 Радіальні складові швидкостей c_1 та w_1 на вході в РК, в м/с

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1 \cdot \text{deg})$$

$$c_{1r} = 53,895$$

$$w_{1r} = c_{1r}$$

$$w_{1r} = 53,895$$

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.4.2 Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1 \cdot \text{deg})$$

$$c_{1u} = 216,159$$

3.4.3 Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1$$

$$w_{1u} = 10,628$$

3.4.4 Відносна швидкість входу потоку на РК, в м/с

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1r}^2}$$

$$w_1 = 54,932$$

3.4.5 Кут входу потоку на РК при відносному русі, в °

$$\beta_1 = \frac{a \tan\left(\frac{w_{1r}}{w_{1u}}\right)}{\text{deg}}$$

$$\beta_1 = 78,845$$

3.4.6 Швидкісний коефіцієнт, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\psi = 0,85 \dots 0,95$

$$\psi = 0,9$$

3.4.7 Ступінь радіальності турбіни, попереднє оцінювання

$$r_{np} = 0,62$$

3.4.8 Відносна швидкість виходу потоку з РК, в м/с

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + \rho_m \cdot c_0^2 - (1 - r_{np}^2) \cdot u_1^2}$$

$$w_2 = 133,508$$

3.4.9 Температура газів на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 - \frac{\rho_m \cdot c_0^2 - w_2^2 \cdot \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)}{\left(\frac{2 \cdot k_m \cdot R_m}{k_m - 1}\right)}$$

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_2 = 667,773$$

3.4.10 Щільність газів на виході з РК, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^6 \cdot p_2}{R_m \cdot T_2}$$

$$\rho_2 = 0,752$$

3.4.11 Коефіцієнт втрат газів у радіальному зазорі, приймаємо на основі заданого статистичного діапазону значень $\xi_{вт} = 0,02 \dots 0,03$

$$\xi_{вт} = 0,02$$

3.4.12 Прохідний перетин робочих лопаток на виході, в м²

$$f_2 = \frac{G_m}{(1 + \xi_{вт}) \rho_2 \cdot w_2}$$

$$f_2 = 0,016$$

3.4.13 Товщина лопаток РК на виході, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\delta_2 = 0,001 \dots 0,002$ м

$$\delta_2 = 0,001$$

3.4.14 Кут лопаток на виході, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\beta_2 = 30^\circ \dots 35^\circ$

$$\beta_2 = 33$$

3.4.15 Середній діаметр РК на виході, в м

$$D_{2,np} = D_1 \cdot r_{np}$$

$$D_{2,np} = 0,106$$

3.4.16 Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_{2,np}}{z_k}$$

$$t_2 = 0,033$$

3.4.17 Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2}$$

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\tau_2 = 0,97$$

3.4.18 Висота робочих лопаток на виході з РК, в м

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2,np} \cdot \tau_2 \cdot \sin(\beta_2)}$$

$$l_2 = 0,049$$

3.4.19 Відносний діаметр маточини колеса турбіни, вибираємо із заданого статистичного діапазону $D_{0,в} = 0,2...0,3$ м

$$D_{0,в} = 0,24$$

3.4.20 Діаметр маточини колеса турбіни

$$D_0 = D_{0,в} \cdot D_1$$

$$D_0 = 0,041$$

3.4.21 Зовнішній діаметр колеса на виході, в м

$$D_3 = D_0 + 2 \cdot l_2$$

$$D_3 = 0,139$$

3.4.22 Середній діаметр колеса на виході, (уточнене значення), в м

$$D_2 = \sqrt{0,5 \cdot (D_0^2 + D_3^2)}$$

$$D_2 = 0,103$$

3.4.23 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta D_2 = \frac{|D_{2,np} - D_2|}{D_{2,np}} \cdot 100$$

$$\Delta D_2 = 2,981$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta D_2] < 5$ %, тому розрахунок можна продовжити далі.

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Лист
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.4.24 Уточнення ступеня радіальності

$$r = \frac{D_2}{D_1}$$

$$r = 0,602$$

3.4.25 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta r = \frac{|r_{np} - r|}{r_{np}} \cdot 100$$

$$\Delta r = 2,981$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta r] < 5 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

3.4.26 Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 , в м/с

$$u_2 = r \cdot u_1$$

$$u_2 = 123,63$$

3.4.27 Осьові складові швидкостей c_2 та w_2 , в м/с

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2 \cdot \text{deg})$$

$$w_{2a} = 72,714$$

$$w_{2a} = c_{2a}$$

$$c_{2a} = 72,714$$

3.4.28 Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2 \cdot \text{deg})$$

$$w_{2u} = 111,969$$

3.4.29 Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2$$

$$c_{2u} = 11,661$$

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.4.30 Абсолютна швидкість виходу потоку з РК

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$$

$$c_2 = 73,643$$

3.4.31 Кут виходу потоку з колеса в абсолютному русі, в °

$$\alpha_2 = \frac{a \tan\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right)}{\text{deg}}$$

$$\alpha_2 = 80,889$$

3.5 Розрахунок ККД та потужності газової турбіни

3.5.1 Втрати в сопловому апараті, в Дж/кг

$$L_{rc} = (1 - \phi^2) \cdot L_{c.ad}$$

$$L_{rc} = 2680,8$$

3.5.2 Втрати в робочому колесі, в Дж/кг

$$L_{rk} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \cdot \frac{w_2^2}{2}$$

$$L_{rk} = 2090,5$$

3.5.3 Втрати з вихідною швидкістю, в Дж/кг

$$L_{rc2} = \frac{c_2^2}{2}$$

$$L_{rc2} = 2711,6$$

3.5.4 Середня щільність газів у РК, в кг/м³

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho = 0,866$$

3.5.5 Коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\beta_{mv} = 3 \dots 5$ кДж м/(кг·с)

$$\beta_{mv} = 5$$

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.5.6 Втрати на тертя і вентиляцію, в Дж/кг

$$L_{m\vartheta} = \beta_{m\vartheta} \cdot \frac{D1^2}{G_m} \cdot \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \cdot \rho \cdot 10^3$$

$$L_{m\vartheta} = 674,2$$

3.5.7 Втрати на перетікання в радіальному зазорі, в Дж/кг

$$L_{\vartheta m} = \xi_{\vartheta m} \cdot \frac{c_0^2}{2}$$

$$L_{\vartheta m} = 999,8$$

3.5.8 Загальні внутрішні втрати в турбіні, в Дж/кг

$$L_{2m} = L_{rc} + L_{rk} + L_{rc2} + L_{m\vartheta} + L_{\vartheta m}$$

$$L_{2m} = 9157$$

3.5.8 Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{L_{2m}}{L_{m.ad}}$$

$$\eta_{oi} = 0,817$$

3.5.9 Механічний ККД турбокомпресора, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\eta_{mm} = 0,94...0,97 \%$

$$\eta_{mm} = 0,94$$

3.5.10 ККД турбіни

$$\eta_m = \eta_{oi} \cdot \eta_{mm}$$

$$\eta_m = 0,768$$

3.5.11 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \eta_m = \frac{|\eta_{m.np} - \eta_m|}{\eta_{m.np}} \cdot 100$$

$$\Delta \eta_m = 2,376$$

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta\eta_m] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

3.5.12 Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_m = 10^{-3} \cdot G_m \cdot L_{m.ad} \cdot \eta_m$$

$$P_m = 62,337$$

3.5.13 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta P_m = \frac{|P_{m.np} - P_m|}{P_{m.np}} \cdot 100$$

$$\Delta P_m = 2,376$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta P_m] < 3 \%$, тому розрахунок можна закінчити.

3.6 Розрахунок параметрів двигуна на часткових режимах роботи

В якості основних існує два режими експлуатації дизельної електростанції: тривалий і резервний (аварійний). Перший застосовується для забезпечення постійної роботи, другий – для короткочасного включення при збоях в системі основного харчування. Розраховуючи режим роботи дизельної електростанції, необхідно врахувати різницю між максимальною і номінальною потужністю. Тривала робота можлива лише в номінальному режимі, що не перевищує 80...90 % від максимальної потужності. Максимальна потужність вказана на випадок короткочасних пікових навантажень допускається лише на короткі проміжки часу, не більше години. В іншому випадку можливий перегрів і відключення генератора. Також слід врахувати, що мінімальна потужність повинна бути не менше 25...30 % від номінальної.

В середовищі «Blitz-PRO» розрахунок часткових режимів виконувався зниження потужності від номінальної, зміною значення додаткового супротиву Δp_t який виникав від додаткової силової турбіни системи «Турбокомпа-

					КРМ.142.6222М.04.03.ПЗ	Лист
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

унду» на виході з колеса турбіни ТКР, зменшенням значення коефіцієнта збільшення тиску надувного повітря Π_k , зміною тривалості впорску φ_{inj} .

Розрахунок додаткового супротиву для часткових режимів $\Delta p_t'$, в кПа

$$\Delta p_t' = \Delta p_t^r \cdot \left(\frac{G_{exh}}{G_{exh}^r} \cdot \frac{T_{exh}}{T_{exh}^r} \cdot \frac{p_{exh}}{p_{exh}^r} \right)^2,$$

де Δp_t^r – супротив на виході із турбіни ТКР на номінальному режимі; $G_{exh}, T_{exh}, p_{exh}$ – витрата випускних газів, температура випускних газів, тиск випускних газів на частковому режимі; $G_{exh}^r, T_{exh}^r, p_{exh}^r$ – витрата випускних газів, температура випускних газів, тиск випускних газів на номінальному режимі роботи двигуна.

Розрахунок тривалості впорскування φ_{inj} в ° п.к.в

$$\varphi_{inj} = 5 + \left(\varphi_{inj}^r - 10 \right) \cdot \frac{q_f}{q_f^r}$$

де φ_{inj}^r – тривалість впорскування на номінальному режимі, ° п.к.в; q_f – маса палива за цикл на частковому режимі; q_f^r – маса палива на номінальному режимі роботи двигуна.

Таблиця 3.2. Показники двигуна на номінальному та часткових режимах роботи двигуна з системою «Турбокомпаунду»

Режим роботи двигуна, % від потужності номіналу			100	90	80	70	60	50	40	30
Параметр	Одиниці вимір.	Познач.								
Потужність	кВт	N_e	1020	918	816	714	612	510	408	306
Оберти двигуна	об/хв	n	900	900	900	900	900	900	900	900
Коефіцієнт надлишку повітря	-	α	1,804	1,874	1,949	1,972	2,05	2,183	2,36	2,57
Крутний момент	Н·м	M_e	10821	9740	8658	7575	6494	5411	4329	3247
Середній ефективний тиск	кПа	p_e	2256	2031	1805	1579	1357	1128	902	677
Ефективний	-	η_e	43,6	43,34	43,2	42,7	42,3	41,7	40,67	38,9

ККД										
Механічний ККД	-	η_m	90,7	90,2	89,5	88,4	87,1	85,3	82,9	79,3
Питома витрата палива	г/кВт·год	g_e	182,47	184,69	186,26	189,7	192,5	196,5	202,7	213,3
Максимальний тиск в циліндрі	МПа	p_z	19,2	17,6	16,3	14,9	13,8	12,5	11	9,7
Максимальна температура в циліндрі	°С	t_z	1819	1781	1752	1730	1703	1648	1573	1490
Тиск за компресором	кПа	p_k	282,1	264,3	244,2	214,7	196,1	176,1	157	137,3
Температура за компресором	°С	t_k	141,8	132,8	121,7	107,8	94,8	82,3	69,7	55,4
Середній тиск перед турбіною	кПа	p_t	276,7	258,8	239,2	213,3	195,5	177	159,1	141,2
Середня температура перед турбіною	°С	t_t	563	544,7	521,2	527,8	498	473,9	446,5	421,9
Середній тиск за турбіною	кПа	p_{zt}	132,3	128,6	125,3	121,7	118,5	115,5	112,6	109,8
Середня температура за турбіною	°С	t_{zt}	449,8	439,3	433,1	428,7	422,2	414,5	400	390,1
Тривалість вприску	° п.к.в	φ_{inj}	20	18,9	17,4	16	14,5	13	11,6	10,2
Концентрація оксидів азоту в випускній системі	ppm	-	428	430,2	447	481,4	501,2	528,2	553	568,8
Витрата вихлопних газів	кг/с	G_{exh}	1,62	1,52	1,4	1,2	1,09	0,96	0,82	0,67
Коефіцієнт збільшення тиску надувного повітря	-	P_k	2,86	2,68	2,48	2,2	1,99	1,79	1,56	1,39

Таблиця 3.3. Порівняння параметрів двигуна на часткових режимах роботи двигуна без системи та з системою «Турбокомпаунду»

Режим роботи двигуна, % від потужності номіналу			100	90	80	70	60	50	40	30
Параметр	Одиниці вимір.	Познач.								
Потужність двигуна без «ТК»	кВт	N_e	1020	918	816	714	612	510	408	306
Потужність системи «ТК»	кВт	N_e	60,89	48,73	38,7	28,9	21,1	14,6	9,2	5
Питома витрата палива без системи «ТК»	г/кВт·год	g_e	189	190,4	192,3	194,9	1971,9	203	210	222,2
Питома витрата палива з «ТК»	г/кВт·год	$g_e^{t,c}$	182,4	184,7	186,2	189,7	192,4	196,5	202,6	213,3

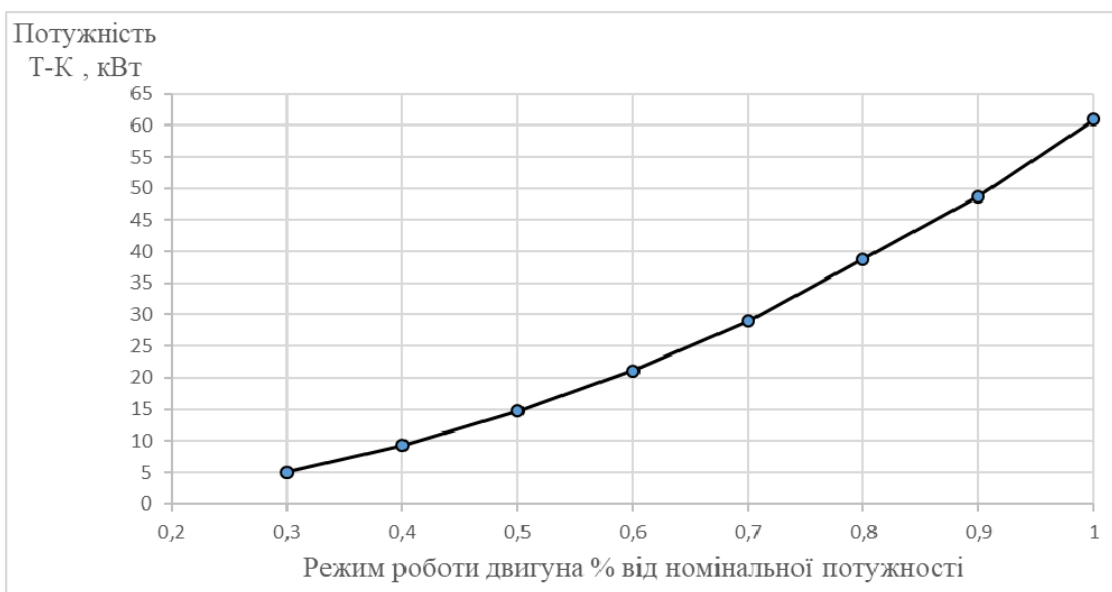


Рис. 3.1. Потужність турбіни «Турбокомпаунду» на різних режимах роботи двигуна

Потужність, кВт

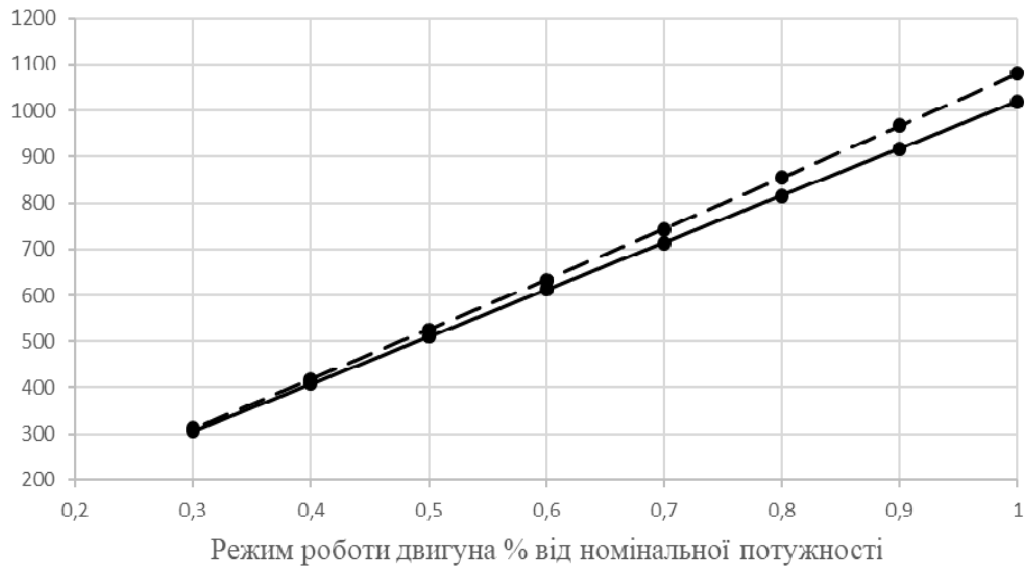


Рис. 3.2. Порівняння потужностей на часткових режимах роботи двигуна без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

Питома витрата палива, g_e , г/кВт*ч

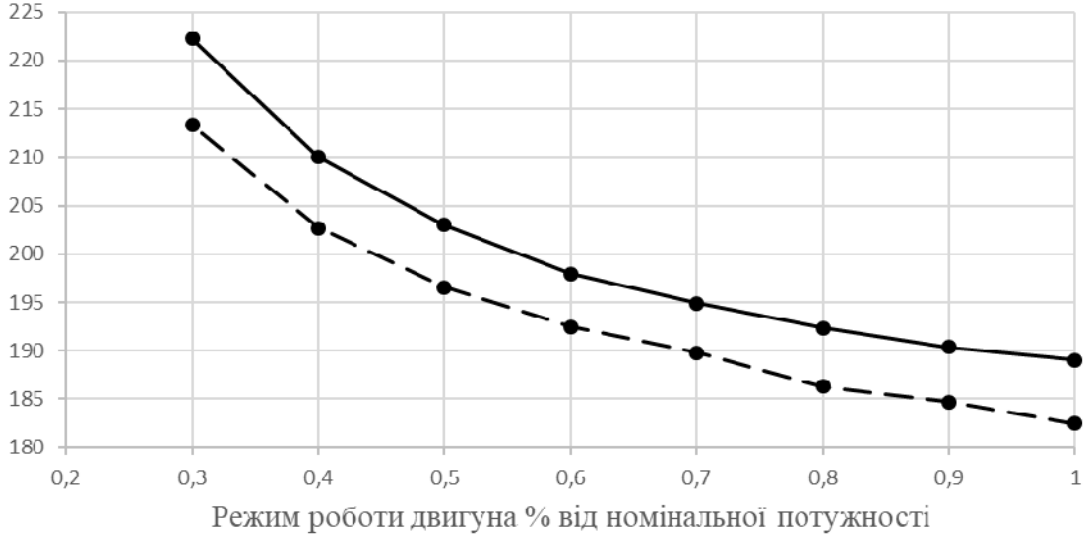


Рис. 3.3. Питома витрата палива двигуна без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

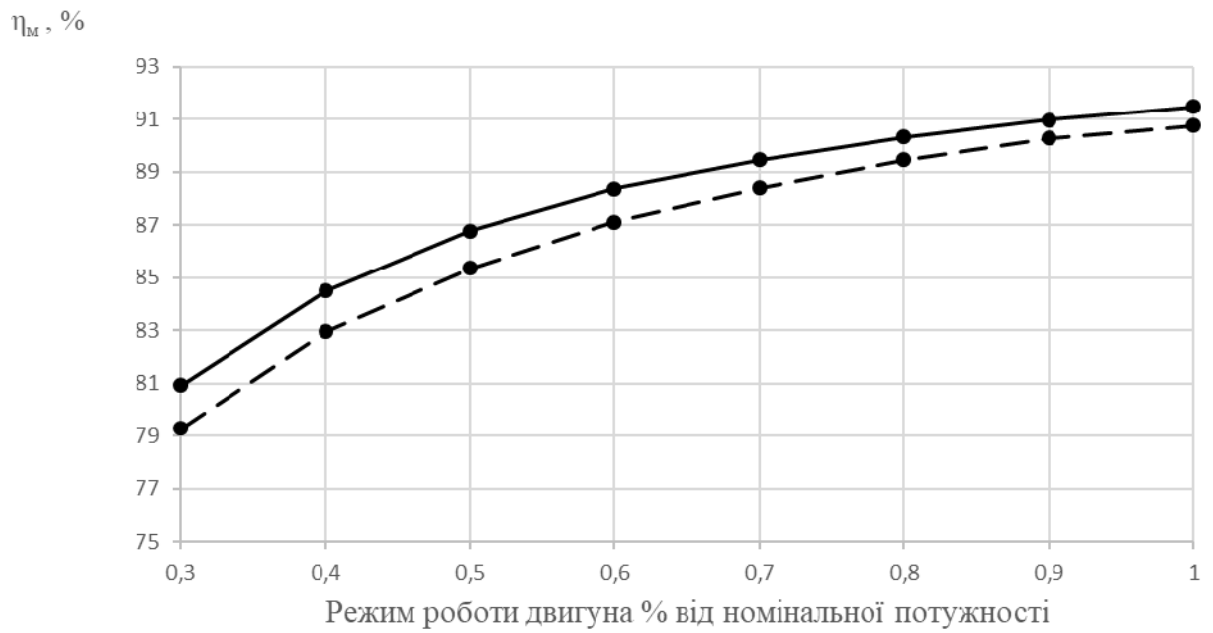


Рис. 3.4. Механічний ККД двигуна без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

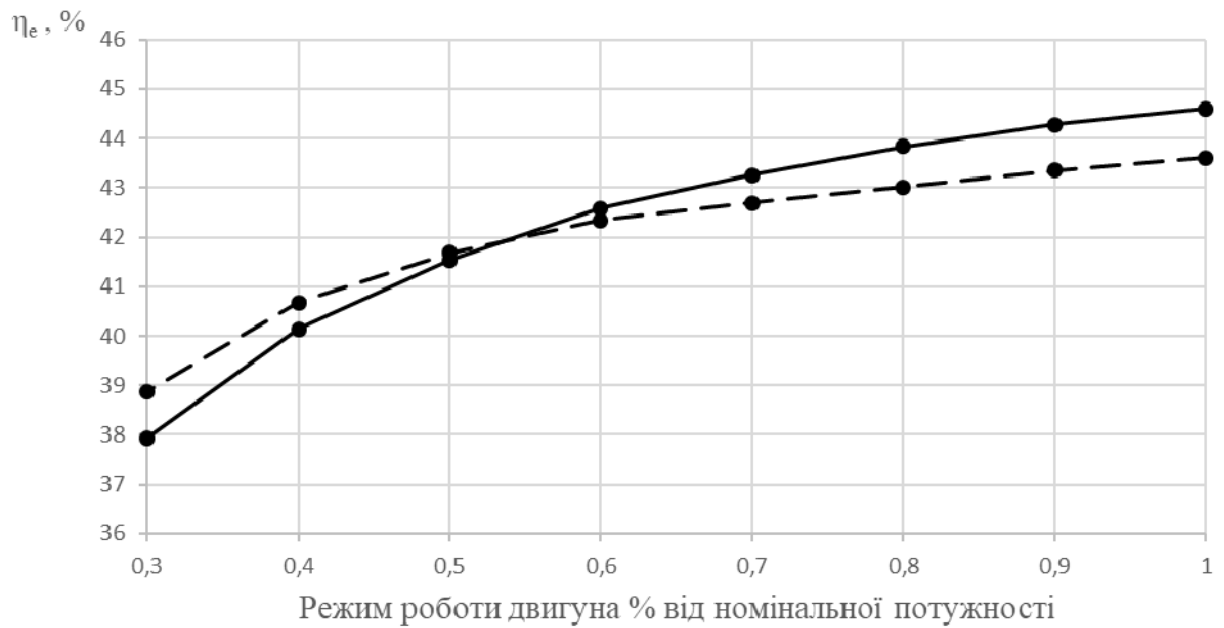


Рис. 3.5. Ефективний ККД двигуна без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

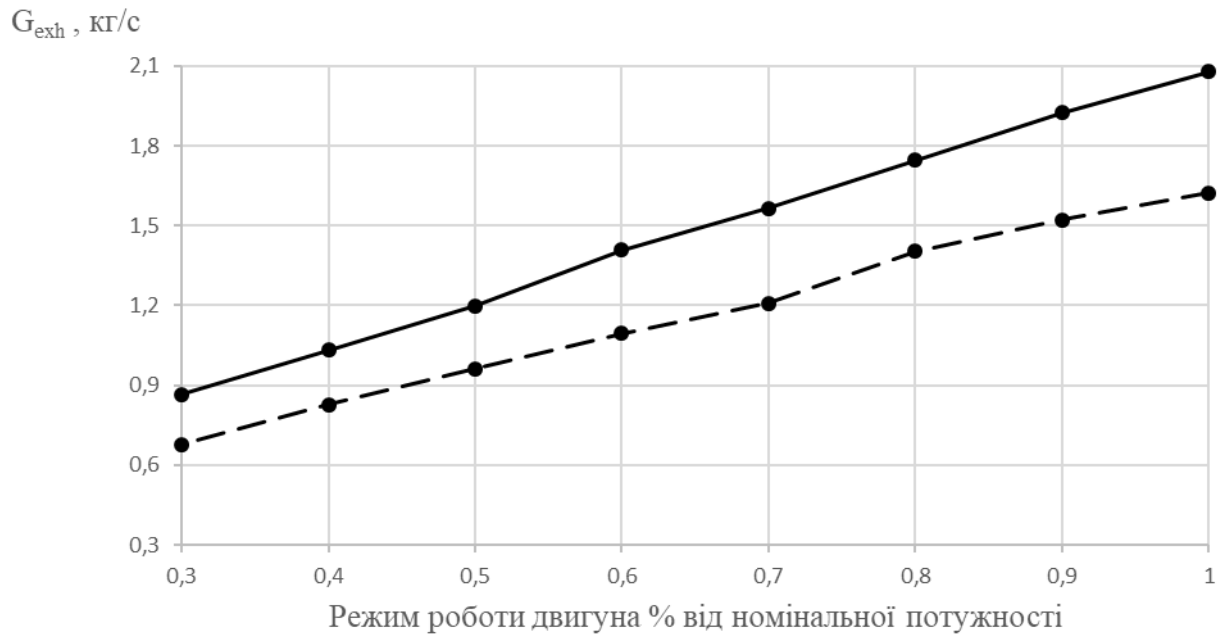


Рис. 3.6. Витрата відпрацьованих газів двигуном без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

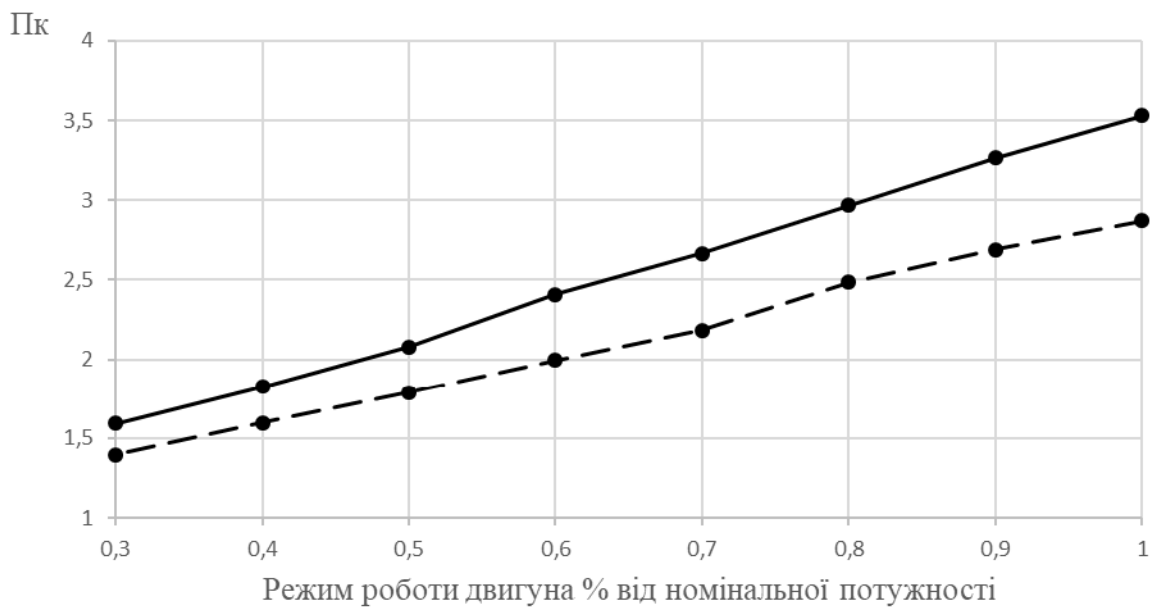


Рис. 3.7. Ступінь підвищення тиску надувного повітря без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

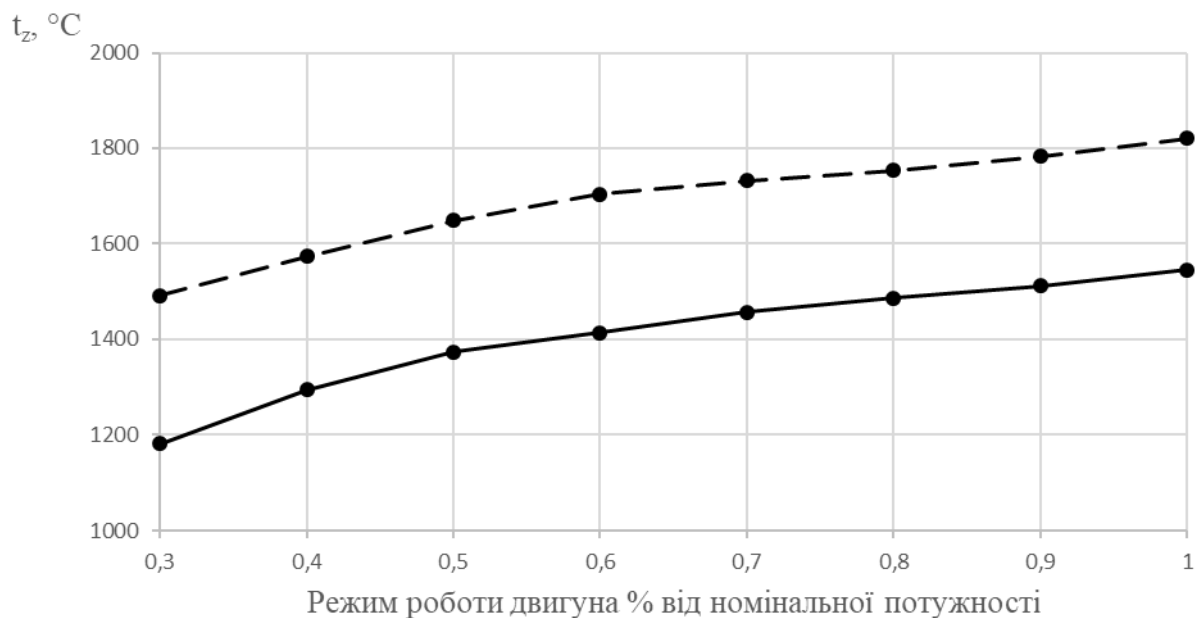


Рис. 3.8. Максимальна температура в циліндрі двигуна на часткових режимах без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

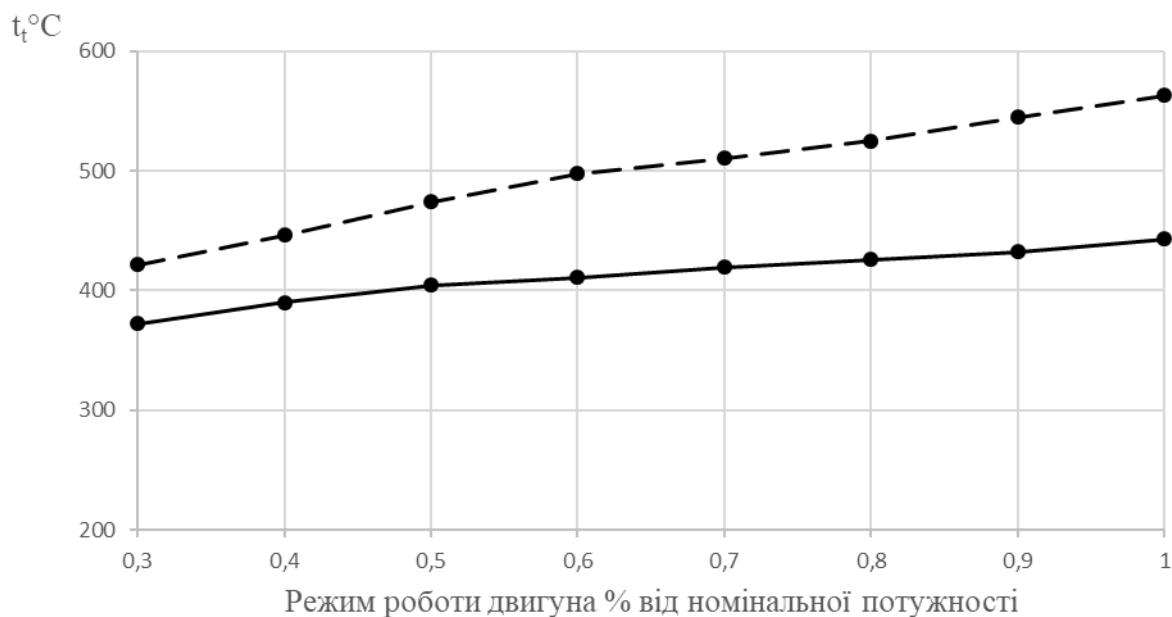


Рис. 3.9. Температура відпрацьованих газів перед турбіною ТКР на часткових режимах роботи двигуна без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

$t_{zt} \text{ } ^\circ\text{C}$

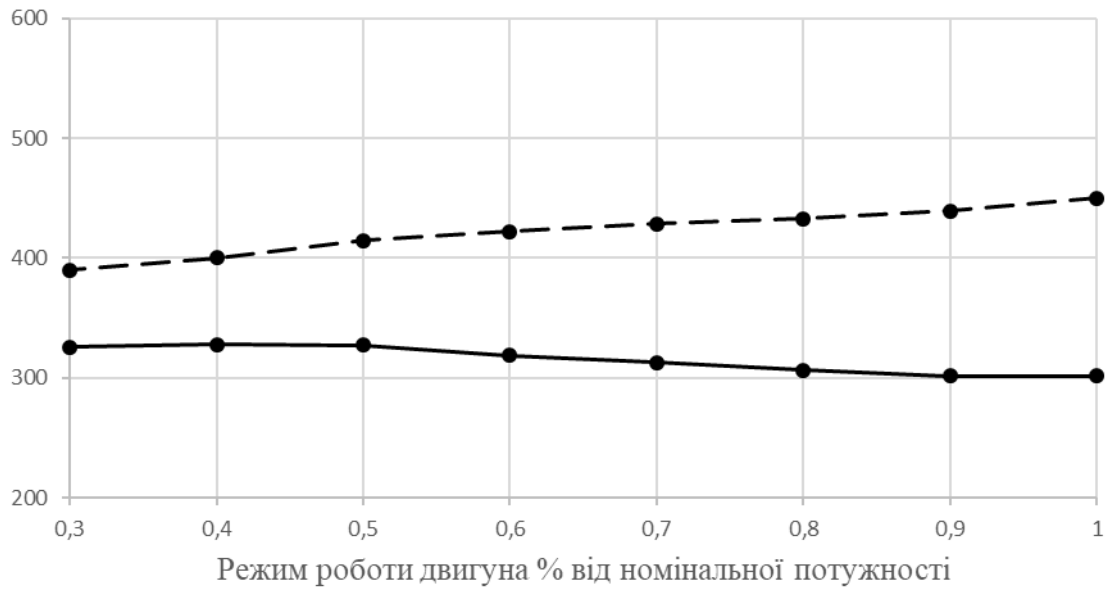


Рис. 3.10. Температура відпрацьованих газів за турбіною ТКР на часткових режимах роботи двигуна без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

$p_z \text{ , кПа}$

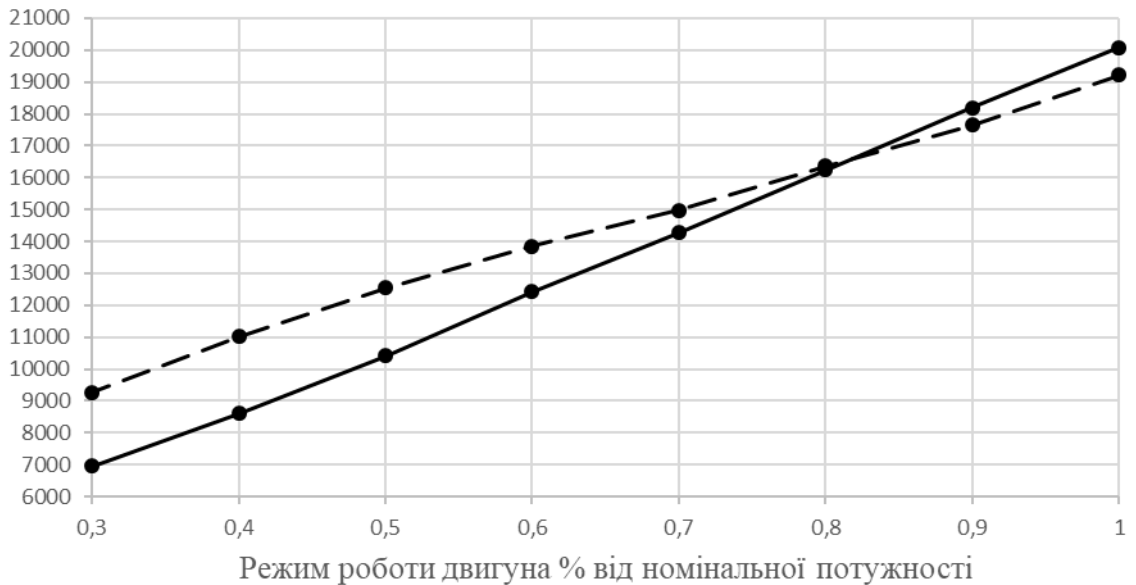


Рис. 3.11. Максимальний тиск в циліндрі двигуна на часткових режимах без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

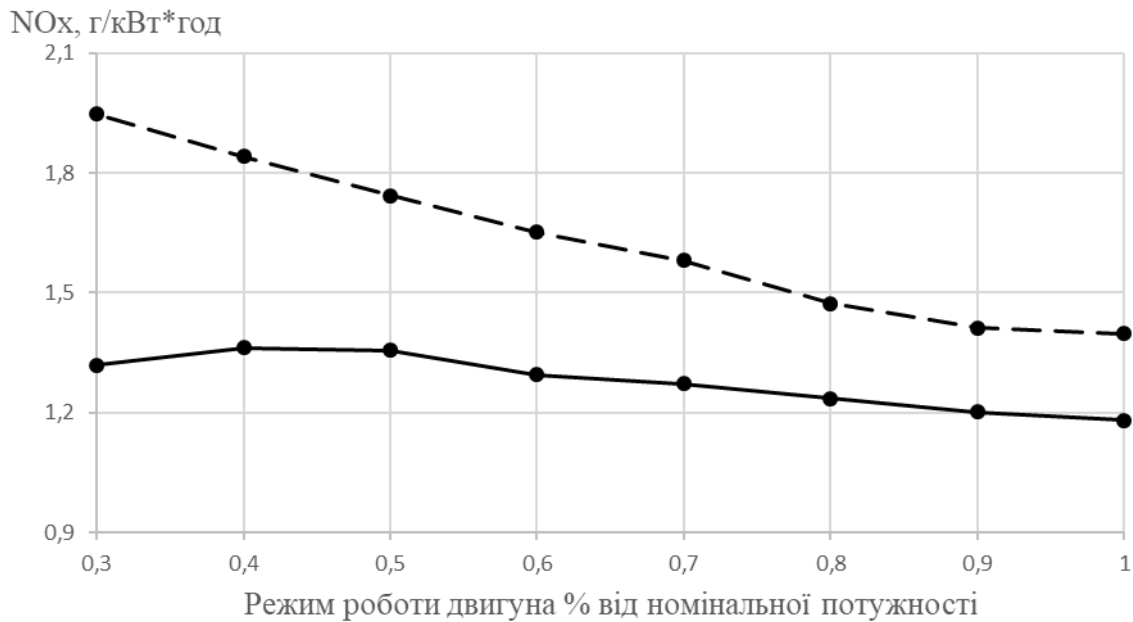


Рис. 3.12. Викиди оксидів азоту на часткових режимах роботи двигуна без системи «ТК» (суцільна лінія), та з системою «ТК» (пунктирна лінія)

3.7 Вузол гідродинамічної муфти в системі турбокомпаунда

Сучасний розвиток двигунобудування показує, що останнім часом активно проводяться пошукові роботи по створенню систем турбокомпаунда для дизелів вантажних автомобілів великого тонуажу (20...40 тон), наприклад, фірми Volvo, Scania і т. д.

Турбокомпаунд – система яка використовує енергію вихлопних газів за традиційним турбокомпресором, що покращує силові, потужності характеристики дизеля і підвищує його КПД (на 5...7 %). Досвід показує що для узгодження характеристик турбокомпаундної турбіни (ТКТ) і дизеля, а також для виключення крутильних коливань в вузлах передачі механічної енергії від турбіни на колінчастий вал дизеля необхідна постановка гідромуфти (ГМ).

Гідродинамічна зв'язок між ведучим (Насос) і веденим (турбіна) валами забезпечує незалежність їх обертання, завдяки чому досягається: плавний запуск і поступове збільшення частоти обертання; не пропускання через себе (або істотне обмеження) крутильних коливань; безшумність роботи; відсут-

ність тертьових пар (а, отже, і відсутність практичного зносу у деталей ГМ); плавність роботи і узгодження частот обертання ТКТ і колінчастого вала дизеля; згладжування стрибків і пульсацій на всіх швидкісних і навантажувальних режимах силової установки в експлуатаційних умовах, наприклад, для таких транспортних засобів, як вантажні автомобілі великого тоннажу і т. д.

У даній роботі зроблена спроба розробити вузол гідромуфти для дизель-генератора Yanmar 6N21AL-GV, максимальні значення потужності (N_e^{\max}) і крутного моменту (M_e) якого становили $N_e^{\max} = 1020$ кВт, $M_e = 10823,12$ Нм при частотах обертання колінчастого вала 900 об/хв.

Вузол ГМ вбудований між вихідним валом ТКТ і зубчастим редуктором колінчастого вала (рис. 3.13). Конструктивна схема являє собою: косозубу циліндричну передачу від ТКТ, колесо якої сидить на валу насоса ГМ, а на валу турбінного колеса ГМ розміщена шестерня косозубої циліндричної передачі, колесо якої зачіпається з редуктором колінчастого вала (рис. 3.13). Вузол ТКТ (конструкція, розміри, характеристики і т.д.) і вузол редуктора були розраховані і їх параметри входили в вихідні дані технічного завдання на опрацювання вузла гідромуфти, що представлено в таблиці 1. Зокрема, максимальна потужність ТКТ і частота обертання її становили відповідно 61 кВт і 23000 об/хв.

Розглянемо трохи детальніше конструкцію вузла гідромуфти, представлену на рисунку 3.13. Корпус 1 і кришка корпусу 2, центрована один щодо одного конічними штифтами (на рис. 3.13 не показані), затягуються гвинтами 28, утворюючи порожнину, в яку встановлюється гідромуфта в зборі з валами, підшипниками, і зубчастим колесом 9 вхідний (швидкохідної) ступені зубчастої косозубої циліндричної передачі. Провідну частину ГМ утворюють провідний вал 6 в зборі з зубчастим колесом 9 (розміщеному на шліцах), втулкою 12, підшипником 17, кожухом 5, приєднаним болтами 25 до насосного колеса 3, закріпленому на опорному валу 8 за допомогою шліцьового з'єднання і стопорним кільцем 21. Провідна частина ГМ, що приводиться в обертання за допомогою зубчастого колеса 9 від шестерні, встановленої кон-

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Лист
						52
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

сольно на валу турбокомпаундної турбіни (на рис. 3.13 не показані), спирається на двох кулькових радіальних підшипниках 16 і 17.

Турбінне колесо 4, що кріпиться за допомогою шліцьового з'єднання і стопорного кільця 22 до веденого валу 7, на якому встановлена шестерня 10 вихідний (тихохідної) ступені зубчастої косозубой циліндричної передачі (зубчасте колесо не показано на рис. 3.7.1) до упору у втулку 11 і закріплена гайкою 23, утворюють провідну частину ГМ. Вона спирається на двох опорах: кульковому радіальному підшипнику 18 (фіксується стопорним кільцем 20), і роликовому конічному підшипнику з наполегливим бортом на зовнішньому кільці 19.

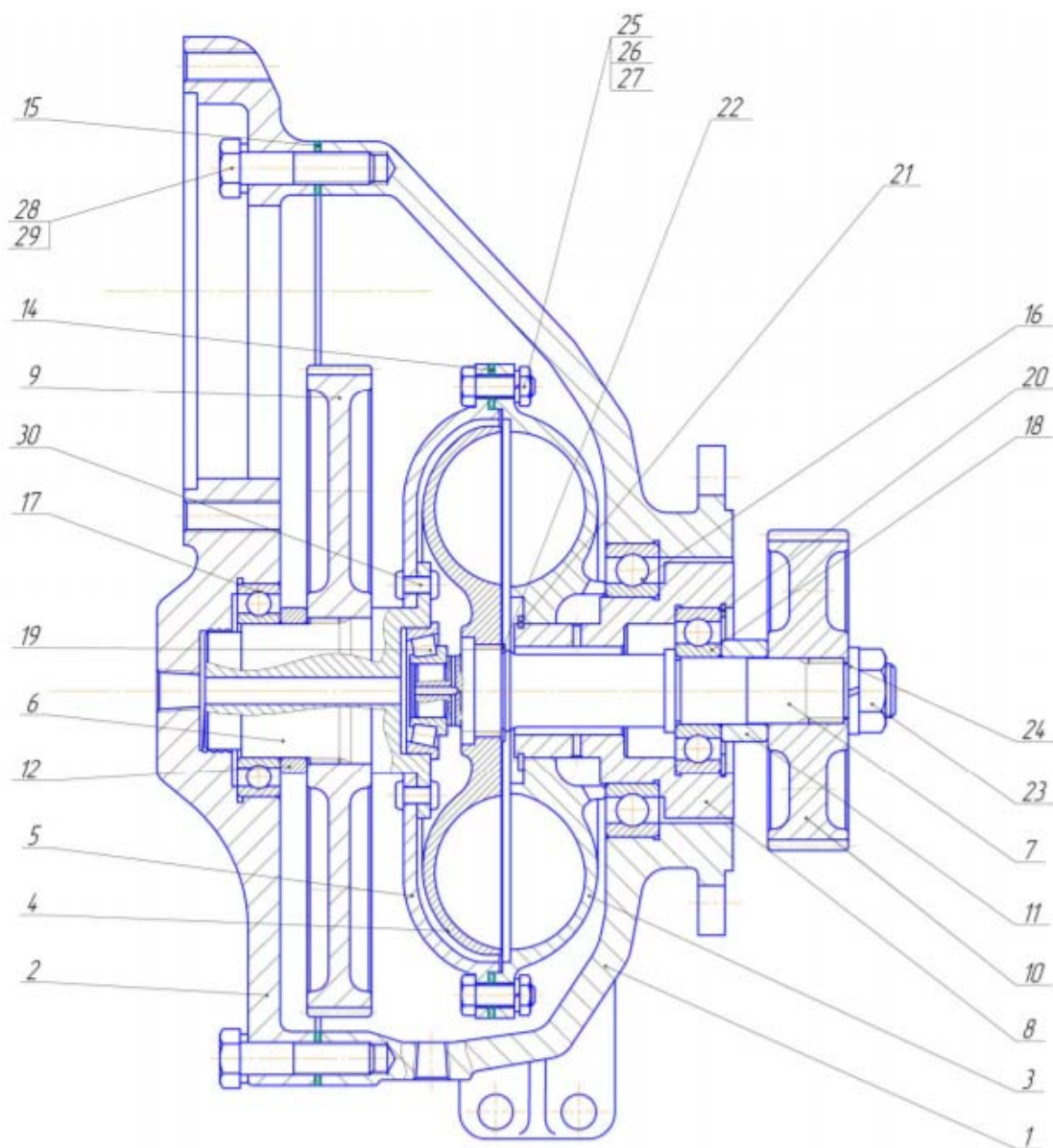


Рис. 3.13. Вузол гідродинамічної муфти

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

Між корпусом 1 і кришкою корпусу 2 встановлена регулювальна проставка 15 з ущільнювальними прокладками і також: між кожухом 5 і насосним колесом 3 – регулювальне кільце 14 з ущільнювальними прокладками. Вони є компенсаторами накопичених похибок в осьових розмірних ланцюгах і призначені для досягнення при складанні та забезпечення працездатності підшипникових вузлів, як це прийнято в високошвидкісних вузлах, наприклад, при складанні газотурбінних двигунів. Товщини регулювальної проставки 15 і регулювального кільця 14 призначаються розрахунком розмірних ланцюгів, а точність при складанні забезпечується різними технічними прийомами (спеціальні пристосування, елементи селективного складання, і т. д.). Передбачалося, що мастило зубчастих передач, підшипників і прокачування масла в ГМ з метою її охолодження, здійснюється циркуляційної масляної системи, що включає: масляний насос дизеля, що забирає масло з картера двигуна, спеціальні клапани, що забезпечують заданий тиск в напірній гілці магістралі, систему відповідних каналів в конструкції окремих деталей вузла ГМ (на рис. 3.13 показані тільки деякі канали та отвори під штуцери), трубопроводи, штуцери і т. д., як це виконано, наприклад в системі турбокомпаунда фірми «Scania». Опрацювання цих питань виходить за рамки цієї роботи, де вони вирішені принципово.

Таблиця 3.4. Вихідні дані і результати розрахунків параметрів системи турбокомпаунду

Параметр	Позначення	Одиниці виміру	Вихідні параметри		Результати розрахунків		Зубчаті передачі		Розрахунки
			Двигун без Т-К	Турбіна Т-К	Гідромуфта				
					Вал насоса	Вал турбіни	Передаточне число		
			Режим навантаження				Передаточне число		Режим навантаження
			Максимальна потужність				1 ступінь	2 ступінь	Максимальна потужність
Потужність	Ne	кВт	1020	60,89	59,67	57,3	4,9016	5,213	55,0168
Частота обертання	n	об/хв	900	23000	4692,3	4692,3			900
Крутний момент	Me	Нм	10823	25,28	116,6	116,6			583,763
ККД	η	-			0,98	0,96	0,98	0,98	

З табл. 3.4 видно, що система турбокомпаунда, до складу якої входить пропонуванний вузол ГМ, підвищує потужність і крутний момент дизеля (без турбокомпаунда) на номінальному режимі, зазначеному у табл. 3.1, $N_e = 55,0168$ кВт; $M_e = 583,763$ Н·м.

					КРМ.142.6222м.04.03.ПЗ	Лист
						55
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

КРМ.142.6222м.04.04.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Магістрант		Омельченко А.В.			Розділ 4 Економічне обґрунтування впро- вадження системи турбокомпаун- ду на двигун типу 6ЧН 21/29	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Гогоренко О.А.					56	6
Консультант					НУК			
Зав. каф.		Гогоренко О.А.						

4. Економічне обґрунтування впровадження системи турбокомпаунду на двигун типу 6ЧН 21/29

4.1 Обґрунтування необхідності модернізації двигуна Yanmar системою турбокомпаунду

В умовах світової кризи все більшого значення набувають заощадні технології і раціоналізація витрат на експлуатації енергетичного обладнання. Такі проблеми часто вирішуються за рахунок використання двигунів іноземного виробництва, тим самим не задіяний потенціал нашої країни як у виробництві нових двигунів, так і в їх ремонті і модернізації. Знизити затрати на експлуатацію, а також покращити показники екологічності можливо і для двигунів за умови певних модернізацій. Одна з таких – це вдосконалення системи відпрацьованих газів двигуна типу 6ЧН 21/29 (YANMAR 6N21AL-GV). Вдосконалена система забезпечить більш повне використання енергії відпрацьованих газів.

Метою проектування і модернізації є створення економічно кращого об'єкту, тому необхідно визначити економічний ефект і обґрунтувати економічну ефективність впровадження в експлуатацію двигуна з системою турбокомпаунду в порівнянні з аналогічним двигуном без системи турбокомпаунду.

Економічна ефективність від впровадження системи турбокомпаунду двигуна визначається за методичними вказівками «Методика використання нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Метод призначений для вирішення таких завдань:

1. Техніко-економічного обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунку фактичної ефективності впровадження нової техніки.

					КРМ.142.6222м.04.04.ПЗ	Лист
						57
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

При визначенні економічного ефекту від впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою відпрацьованих газів в порівнянні з двигуном без системи турбокомпаунду.

У табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна типу 6ЧН 21/29 без системи турбокомпаунду та з системою

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун без системи «ТК»	Двигун з системою «ТК»
Потужність, кВт		N_e	1020	1080,69
Частота обертання, хв^{-1}		n	900	900
Діаметр циліндра, м		D	0,21	0,21
Хід поршня, м		S	0,29	0,29
Вага, кг		G	8600	8630
Габарити, м:	довжина	A	4871	4871
	ширина	B	1544	1544
	висота	C	2410	2410
Питомі витрати палива, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_p	0,189	0,182
Питомі витрати масла, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_m	0,0572	0,0573
Механічний ККД		η_m	0,9148	0,90765
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		ϵ_{\min}	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,9	0,849
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	5475	5475
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{пер}$	5475	5475
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	110000	110000
Ціна установки, \$.		Π	392593	422593
Ціна палива, \$./т		Π_p	1070	1070
Ціна масла, \$./т		Π_m	1969	1969
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна виконується в американських доларах \$.

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_p \cdot N_e \cdot t.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна з системою «ТК» відповідно маємо:

$$N_1 = 0,9 \cdot 1020 \cdot 5475 = 5026050 \text{ кВт за рік,}$$
$$N_2 = 0,849 \cdot 1080,69 \cdot 5475 = 5026050 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років: $T = \frac{t_{кр}}{t}$.

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна з системою «ТК» відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{110000}{5475} = 20,0 \text{ років,}$$
$$T_1 = \frac{110000}{5475} = 20,0 \text{ років.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, \$:

$$З_{п} = g_{п} \cdot N \cdot Ц_{п} \cdot 10^{-3}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна з системою «ТК» відповідно маємо:

$$З_{п1} = 0,189 \cdot 502605 \cdot 1070 \cdot 10^{-3} = 1016622,5 \$,$$
$$З_{п2} = 0,182 \cdot 502605 \cdot 1070 \cdot 10^{-3} = 981322,1 \$.$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, \$:

$$З_{м} = g_{м} \cdot N \cdot Ц_{м} \cdot 10^{-3}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна з системою «ТК» відповідно маємо:

$$З_{м1} = 0,0572 \cdot 502605 \cdot 1969 \cdot 10^{-3} = 566691,5 \$,$$
$$З_{м2} = 0,0573 \cdot 502605 \cdot 1969 \cdot 10^{-3} = 567057,6 \$$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, \$.

$$З_{пр} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна з системою «ТК» відповідно маємо:

$$З_{пр1} = \frac{0,05 \cdot 5475 \cdot 392593}{5475} = 19629,7 \$., \quad З_{пр2} = \frac{0,05 \cdot 5475 \cdot 422593}{5475} = 21129,7 \$.$$

					КРМ.142.6222М.04.04.ПЗ	Лист
						59
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, \$.

$$Z_{кр} = \frac{K_{кр} \cdot t \cdot Ц}{t_{кр} \cdot \varepsilon_{\min}}$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна з системою «ТК» відповідно маємо:

$$Z_{кр1} = \frac{0,3 \cdot 5475 \cdot 392593}{110000 \cdot 1,1} = 5329,2 \$, \quad Z_{кр2} = \frac{0,3 \cdot 5475 \cdot 422593}{110000 \cdot 1,1} = 5736,4 \$.$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, \$.

$$U = Z_{п} + Z_{м} + Z_{кр} + Z_{пр}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна з системою «ТК» відповідно маємо:

$$U_1 = 1016622,5 + 566691,5 + 19629,7 + 5329,2 = 1608272,8 \$,$$

$$U_2 = 981322,1 + 567057,6 + 21129,7 + 5736,4 = 1575245,8 \$.$$

Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна з системою турбокомпаунду визначається за формулою, \$.

$$E_k = \left[Ц_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - Ц_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{5026050}{5026050} \cdot 1608272,8 = 1608272,8 \$.$$

$$E_k = \left[392593 \cdot \frac{5026050}{5026050} \cdot \left(\frac{\frac{1}{20} + 0,15}{\frac{1}{20} + 0,15} \right) + \frac{1608272,8 - 1575245,8}{\frac{1}{20} + 0,15} \right] - 422593 = 135323 \$.$$

Термін окупності двигуна з системою турбокомпаунду визначається за формулою, років

$$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи турбокомпаунду \$;

					КРМ.142.6222М.04.04.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, \$:

$$\Delta S = Z_{п1} - Z_{п2} + Z_{м1} - Z_{м2} + Z_{пр1} - Z_{пр2} + Z_{кр1} - Z_{кр2} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 1608272,8 - 1575245,8 = 33027 \$.$$

Отже, час окупності: $T_{\text{окуп}} = \frac{30000}{33027} = 0,91$ року.

4.3 Висновок по розділу

Було розраховано і порівняно річні витрати на експлуатацію двигуна типу 6ЧН 21/29 без встановлення системи турбокомпануду та двигуна з системою. Визначено економічний ефект.

Розрахунок підтвердив доцільність впровадження системи турбокомпаунду для двигуна. Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат споживача в порівнянні з аналогічним двигуном за рахунок зниженням витрат на паливо.

Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат тільки на паливо складає близько 33-х тисяч американських доларів. Термін окупності проекту складе трохи менше одного року за умови використання установки протягом 5475 годин на рік.

					КРМ.142.6222м.04.04.ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Магістрант		Омельченко А.В.			Розділ 5 Організація охорони праці при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Гогоренко О.А.					62	13
Консультант						НУК		
Зав. каф.		Гогоренко О.А.						

5. Організація охорони праці при експлуатації двигунів внутрішнього згорання

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці – звести до мінімальної імовірності поразки чи захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Задачею охорони праці є створення системи організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають чи зменшують вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів. До таких заходів відносяться гігієна праці (область профілактичної медицини, що вивчає умови збереження здоров'я на виробництві, і заходу, що сприяють цьому). Санітарна техніка (заходи і пристрої технічного характеру, що відносяться до виробничої санітарії – системи і пристрою вентиляції, опалення, кондиціонування повітря, тепlopостачання, газопостачання, водопостачання, каналізації, очищення і нейтралізації викидів шкідливих речовин в атмосферу і водойми, висвітлення, захисти людини від вібрацій, шуму, дії шкідливих випромінювань, санітарні і побутові спорудження і пристрої, будівельна теплотехніка, будівельна кліматологія і т. ін.).

5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні

Машинне відділення (МВ) в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування;

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена запиленість і загазованість;
- освітленість;
- підвищений рівень шуму.

Розглянемо по окремоті кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

Машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування. Безпека виробничого устаткування забезпечується правильним вибором принципів його дії, кінематичних схем, конструктивних рішень (у тому числі форм корпусів, складальних одиниць і деталей), робочих тіл, параметрів робочих процесів, використанням різних засобів захисту. Останні по можливості повинні вписуватися в конструкцію машин і агрегатів. Засоби захисту повинні бути, як правило, багатофункціонального типу, тобто вирішувати кілька задач одночасно. Так, конструкції машин і механізмів, станин верстатів повинні забезпечувати не тільки огороження небезпечних елементів, але і зниження рівня їхнього шуму і вібрації, огороження абразивного кола заточувального верстата повинне конструктивно сполучатися із системою місцевої витяжної вентиляції.

Небезпечна зона – це простір, у якому можлива дія на працюючого небезпечного і (чи) шкідливого виробничого фактору. Небезпека локалізована в просторі навколо елементів, що рухаються. Особлива небезпека створюється у випадках, коли можливе захоплення одягу чи волосся працюючого частинами устаткування, що рухаються.

Загороджувальні засоби захисту перешкоджають появі людини в небезпечній зоні. Застосовуються для ізоляції систем приводу машин і агрегатів, зон обробки заготівель, для огороження струмоведучих частин, зон інтенсивних випромінювань (теплових, електромагнітних, іонізуючих), зон виділення шкідливих речовин, що забруднюють повітряне середовище, і т.д.

Підвищений рівень вібрації. Відповідно до ДСТ 24346-80 (СТ СЕВ 1926- 79) «Вібрація. Терміни і визначення» під вібрацією розуміється рух точки чи механічної системи, при якому відбувається почергове зростання, і убутання в часі значень, принаймні, однієї координати.

Причиною порушення вібрацій є виникаючі при роботі машин і агрегатів неврівноважені силові впливи. В одних випадках їхніми джерелами є зворотно-поступальні системи, що рухаються, (кривошипно-шатунні механізми ДВЗ, ДГ); в інших випадках неврівноважені обертові маси. Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли і т. ін.). Величина дисбалансу у всіх випадках приводить до появи неврівноважених сил, що викликають вібрацію. Причиною дисбалансу може з'явитися неоднорідність матеріалу обертowego тіла, розбіжність центра маси тіла й осі обертання, деформація деталей від нерівномірного нагрівання при гарячих і холодних посадках і т. ін.

Вплив вібрацій на людину найчастіше зв'язано з коливаннями, обумовленими зовнішнім перемінним силовим впливом на машину або на окрему її систему. Виникнення такого роду коливань може бути зв'язано не тільки із силовим, але і з кінематичним порушенням.

Розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева втягує в коливальний рух окремі частини тіла. У машинному відділенні переважає загальна вібрація. Але також працюючі можуть піддаватися і локальній вібрації, при роботі з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом. У ряді випадків працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації.

Такі умови можуть викликати віброхворобу. Яка відноситься до групи профзахворювань, ефективно лікування яких можливо лише на ранніх стадіях. Відновлення порушених функцій протікає дуже повільно, а в особливо важких випадках в організмі настають необоротні зміни, що приводять до інвалідності.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Відповідно до ДСТ 12.1.012-78 «Система стандартів безпеки праці. Вібрація, загальні вимоги безпеки» установлені припустимі значення

Норми по обмеженню загальних вібрацій, тобто вібрацій робочих місць (підлоги, основ машин, сидінь і т. ін.), установлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в октавних діапазонах зі середньгеометричними значеннями 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норми по обмеженню локальної вібрації – в октавних смугах частот зі середньгеометричними значеннями 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц.

Гігієнічні норми вібрації встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Джерелами електромагнітних полів є: атмосферна електрика, радіовипромінювання сонця і галактик, квазістатичні, електричні і магнітні полюси землі, штучні джерела (електротермічні установки з машинними генераторами, клістрони і магнетронні генератори і т. ін.).

Штучними джерелами є індуктори, конденсатори термічних установок з ламповими генераторами (потужність яких звичайно лежить у межах 8...200 кВт); фідерні лінії, що з'єднують окремі частини генераторів, трансформатори, антени, фланцеві з'єднання воловодних трактів, відкриті кінці хвилеводів, генератори надвисоких частот.

Джерелами постійних магнітних полів є: електромагніти, соленоїди, імпульсні установки полуперіодного чи конденсаторного типу, литі і металокерамічні магніти.

Електромагнітне поле, створюване джерелами, характеризується безупинним розподілом у просторі, здатністю поширюватися зі швидкістю світла, впливати на заряджені частки і струми, унаслідок чого енергія поля перетворюється в інші види енергії.

Вплив електромагнітних полів на людину залежить від напруженості електричного і магнітного полів, потоку енергії, частоти коливань, розміру поверхні тіла, що опромінюється, і індивідуальних особливостей організму.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
						66
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Електромагнітне поле впливає в такий спосіб: в електричному полі атоми і молекули, з яких складається тіло людини, поляризуються, полярні молекули (наприклад, води) орієнтуються по напрямку поширення електромагнітного поля; в електролітах, якими є рідкі складові тканин, крові і т.п., після впливу зовнішнього поля з'являються іонні струми. Перемінне електричне поле викликає нагрівання тканин людини як за рахунок перемінної поляризації діелектрика (сухожиллі, хрящі і т. ін.), так і за рахунок появи струмів провідності. Тепловий ефект є наслідком поглинання енергії електромагнітного поля. Чим більше напруженість поля і час впливу, тим сильніше виявляються зазначені ефекти.

Надлишкова теплота приділяється до відомої межі шляхом збільшення навантаження на механізм терморегуляції. Однак починаючи з величини 10 МВт/см², називаної тепловим порогом, організм не справляється з відводом теплоти, що утвориться, і температура тіла підвищується, що приносить шкоду здоров'ю.

Найбільше інтенсивно електромагнітні поля впливають на органи з великим змістом води. Перегрів же особливо шкідливий для тканин зі слабозвиненою судинною системою чи з недостатнім кровообігом (ока, мозок, бруньки, шлунок, жовчний міхур і сечовий), тому що кровоносну систему можна уподібнити системі водяного охолодження. Опромінення очей викликає помутніння кристалика (катаракту), що виявляється не відразу, а через кілька днів чи тижнів після опромінення.

Електромагнітні поля впливають на тканини людини як біологічні об'єкти при інтенсивності поля, значно меншої теплового порога. Вони змінюють орієнтацію кліток чи ланцюгів молекул відповідно до напрямку силових ліній електричного поля, послабляють біохімічну активність білкових молекул, порушують функції серцево-судинної системи й обміну речовин. Однак ці зміни носять оборотний характер: досить припинити опромінення, і хворобливі явища зникають.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вплив постійних магнітних і електростатичних полів залежить від напруженості і часу впливу. При впливі полів, що мають напруженість вище гранично припустимого рівня, розвиваються порушення з боку нервової, серцево-судинної систем, органів подиху, органів травлення і деяких біохімічних показників крові.

Основним параметром, що характеризує біологічну дію електромагнітного поля промислової частоти, є електрична напруженість. Магнітна складова помітного впливу на організм не робить, тому що в діючих установках напруженість магнітного поля промислової частоти не перевищує 25 А/м, а шкідлива біологічна дія виявляється при напруженостях 150...200 А/м.

Вплив електричного поля промислової частоти на організм людини зводиться до впливу електричного поля безпосередньо на мозок і центральну нервову систему. Поряд з біологічною дією електричне поле обумовлює виникнення розрядів між людиною і металевим предметом, що має інший, чим у людини, потенціал. Тік розряду може викликати судороги.

Гранично припустима напруженість електромагнітного поля на робочих місцях і в місцях можливого перебування персоналу, зв'язаного професійно з впливом цих полів, не повинна перевищувати протягом робочого дня по електричній складовій наступних значень:

По електричній складовій				
F, МГц	0,06...3,0	3,0...30,0	30,0...50,0	50,0...300,0
E, У/м	50	20	10	5
По магнітній складовій				
F, МГц	0,06...1,5		30,0...50,0	
H, А/м	5		0,3	

Підвищена запиленість і загазованість. Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як газів і пару, пилу, надлишкової теплоти і вологи, і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподар-

ською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Атмосферне повітря у своєму складі містить (% по обсязі): азоту – 78,08; кисню – 20,95; аргону, неону й інших інертних газів – 0,93; вуглекислого газу – 0,03; інших газів – 0,01. Повітря такого складу найбільш сприятливе для подиху.

Поряд з хімічним складом важливо також, щоб повітря мало визначений іонний склад. У повітрі містяться негативні і позитивні іони, що по рухливості розділяють на легкі і важкі. Важкі іони утворюються в результаті осідання легких іонів на різні частки: порошини, краплі туману і т. ін. У незабрудненому повітрі переважно знаходяться легкі іони, а в забрудненому – важкі. На життєдіяльність організму людини сприятливий вплив роблять негативні іони кисню повітря.

Повітря робочої зони рідко має приведенний вище хімічний склад, тому що багато технологічних процесів супроводжуються виділенням у повітря виробничих приміщень шкідливих речовин – пару, газів, твердих і рідких часток.

Пари і гази утворюють з повітрям суміші, а тверді і рідкі частки речовини – дисперсні системи – аерозолі, що поділяються на пил (розмір твердих часток більш 1 мкм), дим (менш 1 мкм) і туман (розмір рідких часток менш 10 мкм).

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони не роблять токсичну дію на організм людини. Ці речовини, добре розчиняючись в біологічних середовищах, здатні вступати з ними у взаємодію, викликаючи порушення нормальної життєдіяльності. У результаті їхньої дії в людини виникає хворобливий стан - отруєння, небезпека якого залежить від тривалості впливу.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

З основних забруднень, що можуть бути присутнім у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище ГДК роблять виражену дію на організм людини.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені ГДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони, для деяких з них приведені в таблиці. Тут клас небезпеки: 1-й – надзвичайно небезпечні, 2-й – високо небезпечні, 3-й – помірковано небезпечні, 4-й – малобезпечні, агрегатні стани, А – аерозолі, П – пари чи газу.

Таблиця 5.1. Норми шкідливих речовин у повітрі робочої зони

Речовина	Величина ГДК	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Двоокис азоту	0,085	1	П
Сажа (кіптява)	0,15	1	А
Сірчистий ангідрид	0,5	1	П
Хлор	1,0	2	П
Окис вуглецю	3,0	2	П
Соляна кислота	5	2	П
Окис заліза	5,5	4	А
Ацетон	200	4	П

Освітленість. Правильно спроектоване і виконане висвітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Схоронність зору людини, стан його центральної нервової системи і безпека на виробництві значною мірою залежать від умов висвітлення.

Частина електромагнітного спектра з довжинами волі 10...340000 нм називається оптичною областю спектра, що поділяється на інфрачервоне випромінювання з довжинами хвиль 340000...770 нм, видиме випромінювання 770...380 нм, ультрафіолетове випромінювання 380...10 нм. У межах видимої частини спектра випромінювання різної довжини хвиль викликають різні світлові і колірні відчуття: від фіолетового (400 нм) до червоного (750 нм)

кольорів. Найбільша чутливість зору до випромінювання з довжиною хвилі 555 нм (жовто-зелений колір) і зменшується до границь видимого спектра.

Висвітлення характеризується кількісними і якісними показниками. До кількісних показників відносяться: світловий потік, сила світла, освітленість, яскравість.

Та частина променистого потоку, що сприймається зором людини як світло, називається світловим потоком Φ і вимірюється в люменах (лм).

Світловий потік визначається як величина не тільки фізична, але і фізіологічна, оскільки вимір її ґрунтується на зоровому сприйнятті.

У МВ застосовується штучне висвітлення. Нерівномірність висвітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті преадаптації зору — при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також блискавості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне висвітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25 % установлених для робочого висвітлення норм. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного висвітлення в приміщеннях електростанцій ДСТ 2506-81.

Запобігання впливу шуму на виробничий персонал. Шумом є всякий небажаний для людини звук. Як звук ми сприймаємо пружні коливання, що поширюються хвилеподібно у твердому, рідкому чи газоподібному середовищі. Звукові хвилі виникають при порушенні стаціонарного стану середовища унаслідок впливу на неї якої-небудь сили. Частки середовища при цьому починають коливатися щодо положення рівноваги, причому швидкість таких коливань значно менше швидкості поширення хвилі.

Звукове поле – це область простору, у якій поширюються звукові хвилі. У кожній точці звукового поля тиск і швидкість руху часток повітря змінюються в часі. Різниця між миттєвим значенням повного тиску і середнім тиском, що спостерігається в необуреному середовищі, називається звуковим

тиском. Одиниця виміру звукового тиску – Па. На слух діє середній квадрат звукового тиску

Величини звукового тиску й інтенсивності звуку, з якими приходиться мати справа в практиці боротьби із шумом, можуть мінятися в широких межах: по тиску до 10^5 разів, по інтенсивності до 10^{16} разів. Природно, що оперувати такими цифрами досить незручно. Найбільше ж важливо та обставина, що вухо людини здатне реагувати на відносну зміну інтенсивності, а не на абсолютне. Відчуття людини, що виникають при різного роду роздратуваннях, зокрема при шумі, пропорційні логарифму кількості енергії подразника. Тому були введені логарифмічні величини – рівні звукового тиску й інтенсивності.

Вухо людини може сприймати як чутні тільки ті коливання, частоти яких знаходяться в межах від 20 Гц до 20 кГц. Нижче 20 Гц і вище 20 кГц знаходяться відповідно області нечутних людиною інфра- і ультразвуку.

У дизельних установках основними джерелами шуму є головні і допоміжні ДВЗ. Найбільш інтенсивний – шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході в двигун і на виході з нього випускних газів. Основним шумом дизеля вважається шум усмоктування, що генерується навішеним турбонагнітачем. Основним методом зниження шуму вважається установка глушителей шуму.

У системах вентиляції МКВ на усмоктуванні встановлюють в основному активні глушители з декількома шарами звукоізолюючого матеріалу, що у діапазоні частот від 300 до 5000 Гц дозволяють зменшити рівень шуму на 20...35 дБ.

В системи газовідводу ДУ включають глушники-іскрогасники. Утилізаційні парогенератори є гарними глушниками шуму й іскрогасниками. Рівень шуму знижується на 12...15 дБ. Для зниження повітряного шуму використовують звукоізолюючі кожухи, що знижують рівень шуму на 10...15 дБ. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами.

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок освітленості в машинному відділенні

Світлотехнічний розрахунок зроблений методом коефіцієнта використання світлового потоку по РД5.6077-75 «Освітлення машинного відділення. Правила і методи розрахунку». Документ встановлює правила і методи розрахунку освітлювальних установок. Містить методику та приклади розрахунку визначення кількості світильників і перевірки освітленості приміщень дизельної електростанції.

5.2.1. Розраховуємо приблизну кількість світильників загального освітлення у приміщенні за формулою:

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2};$$

де A і B – довжина і ширина приміщення, м;

L – відстань між рядами світильників; оптимальна відстань між світильником при багаторядному розташуванні, м:

$$L = 1,5 \cdot H_p, \text{ м};$$

де H_p – висота підвісу світильників над рівнем робочої поверхні, м:

$$H_p = H - h_p - h_c, \text{ м};$$

де $h_p = 0,8$, висота робочої поверхні над підлогою, м;

$h_c = 0,5$, відстань світлового центру світильника від стелі, м.

$$H_p = 6 - 0,8 - 0,5 = 4,7, \text{ м};$$

$$L = 1,5 \cdot 4,7 = 7,05, \text{ м};$$

$$N = \frac{10,73 \cdot 10,25}{7,05^2} = 2,212.$$

Приймаємо $N = 3$.

5.2.2. Визначаємо світловий потік однієї лампи світильника Φ за формулою:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot Z \cdot K_z}{N \cdot n \cdot \eta};$$

де E_n – нормована освітленість, лк;

S – площа приміщення, що освітлюється, м²;

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

K_3 – коефіцієнт запасу, що враховує зниження освітленості в результаті забруднення та старіння ламп, визначається за довідником (для кабінетів, робочих приміщень громадських будівель, торговельних залів тощо $K_3 = 1,5$ при освітленні газорозрядними лампами, $K_3 = 1,3$ при освітленні лампами розжарювання);

Z – коефіцієнт нерівномірності освітлення ($Z = 1,15$ для ламп розжарювання та ДРЛ; $Z = 1,1$ для люмінесцентних ламп);

N – кількість світильників;

n – кількість ламп в світильнику (для світильників з газорозрядними лампами, прийняти тип світильника ЛПО-01 із кількістю ламп $n = 2$); для світильників з лампами розжарювання прийняти тип світильника УПМ-15 відповідно із $n = 1$);

η – коефіцієнт використання світлового потоку, визначають в залежності від індексу приміщення i :

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)};$$

$$i = \frac{10,73 \cdot 10,25}{4,7 \cdot (10,73 + 10,25)} = 1,11;$$

$$\Phi = \frac{300 \cdot 110 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{3 \cdot 2 \cdot 60} = 205.$$

					КРМ.142.6222м.04.05.ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Висновок

Кваліфікаційна робота включила в себе ряд розрахунків, розробок і рішень, що технічно виправдані і можуть бути використані на практиці. Запропонована додаткова схема системи використання енергії відпрацьованих газів для двигуна типу 6ЧН 21/29.

Розрахунок проведений у спеціальній частині роботи показав, що при вдосконаленні двигуна типу 6ЧН 21/29 шляхом встановлення системи «Турбокомпаунду» на номінальному режимі роботи двигуна можна знизити витрату палива приблизно на 6...8 г/(кВт·год), та збільшити потужність двигуна на 55 кВт.

В розділі охорони праці проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна.

Економічний розрахунок показує, що річний економічний ефект, обумовлений зниженням поточних витрат тільки на паливо складає близько 33-х тисяч американських доларів. Термін окупності проекту складе трохи менше одного року за умови використання установки протягом 5475 годин на рік.

					КРМ.142.6222м.04.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Література

1. Луканин В. М. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструкция / В. М. Луканин, Н. Г. Шатров, А. В. Павлов. – Москва: Высшая школа, 2007. – 400 с.
2. Operation manual Yanmar Diesel Engine Model 6N21(A)L, 2009. – 429.
3. Operation manual Exhaust Gas Turbocharger Type «RH183». – 49.
4. Minchev D. Tutorial «Blitz-PRO», 2018. – 84.
5. Швець І. А. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту з дисципліни «Газова динаміка та агрегати наддуву» студентами денної та заочної форми навчання. – Первомайськ: ППІ НУК – 65 с.
6. Кузнецов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці / В. В. Кузнецов. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
7. Diesel Turbo-compound Technology. ICCT/NESCCAF Workshop. Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II February 20.2008, 10 с.
8. Шнацкий В. А. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика / В. А. Шнацкий. – Л.: Судостроение, 1976.
9. http://www.mospolytech.ru/science/mami145/scientific/article/s02/s02_19.pdf

					КРМ.142.6222м.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

Ім'я користувача:
Oleksiy Gogorenko

ID перевірки:
1013118150

Дата перевірки:
01.12.2022 10:07:18 EET

Тип перевірки:
Doc vs Internet

Дата звіту:
01.12.2022 10:07:57 EET

ID користувача:
100009552

Назва документа: Омельченко 6222м

Кількість сторінок: 77 Кількість слів: 13329 Кількість символів: 92384 Розмір файлу: 1.26 MB ID файлу: 1012888652

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

3.16% Схожість

Найбільша схожість: 0.51% з Інтернет-джерелом (http://www.dut.edu.ua/uploads/p_1508_76176179.pdf)

3.16% Джерела з Інтернету

106

Сторінка 79

Пошук збігів з Бібліотекою не проводився

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

198

Підозріле форматування

12
сторінок

Доповідь

Шановний голова комісії, шановні члени державної комісії, у відповідності до завдання кафедри, вашій увазі пропонується кваліфікаційна робота на тему: «Проектування турбокомпаундної системи двигуна типу 6ЧН 21/29». Ефективна потужністю запропонованого двигуна становить 1020 кВт, при номінальній частоті обертання колінчастого валу 900 хв^{-1} . Передбачається, що двигун застосовується для приводу генератора стаціонарної електричної станції.

В кваліфікаційній роботі виконано опис автономної дизель-електростанції, та надано короткий опис основних параметрів та характеристик двигуна Yanmar, (вказати на поперечний розріз двигуна). Також виконано розрахунок робочого циклу двигуна Yanmar на номінальному режимі його роботи, за результатами розрахунків були отримані значення основних параметрів двигуна, які потрібні для подальших розрахунків турбокомпаундної системи. За результатами моделювання робочого циклу було встановлено, що відпрацьовані газы, які виходять з турбіни турбокомпресора, мають досить високу температуру, близько $300 \text{ }^\circ\text{C}$, і їх можна використовувати для приводу ще однієї турбіни. Ця турбіна передає свою енергію колінчастому валу двигуна через гідromуфту і називається силовою, а двигун обладнаний такою системою – турбокомпаундним.

В спеціальній частині кваліфікаційної роботи виконано розрахунки і проектування схеми турбокомпаундної системи (вказати на креслення схеми) і всіх її елементів. До складу спроектованої турбокомпаундної системи входить силова турбіна і гідromуфта (вказати на креслення). Застосування запропонованої системи дає змогу більш повно використовувати енергію відпрацьованих газів, що, в свою чергу, дає можливість покращити показники економічності та підвищити потужність двигуна.

Розрахунок проведений у спеціальній частині роботи показав, що при вдосконаленні двигуна типу 6ЧН 21/29 шляхом встановлення турбокомпаундної

системи на номінальному режимі роботи є можливість знизити питому витрату палива на 6 гр/(кВт·год), та збільшити потужності двигуна на 55 кВт, або 5 %.

Зміна основних параметрів двигуна та показників ефективності з запропонованою турбокомпаундною системою та без неї на часткових режимах роботи, отриманих при моделюванні робочого циклу, представлена в графічній формі (*вказати на креслення*). Встановлено, що турбокомпаундну систему доцільно використовувати до режиму роботи двигуна, який відповідає 30 % від номінальної потужності.

Виконано розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з турбокомпаундною системою. За результатами розрахунку встановлено, що терміни окупності модернізації двигуна становить 11 місяців за умови роботи двигуна 5,5 тис. годин на рік, а річний економічний ефект, обумовлений економією палива, становить близько 33 тис. дол. США.

Виконано опис основних заходів щодо охорони праці при експлуатації дизельних двигунів. Виконано розрахунок освітлення в машинному відділенні електростанції.

Впевнений, що представлена кваліфікаційна робота включила в себе ряд розрахунків, розробок і рішень, що технічно виправдані і можуть бути використані на практиці.

Дякую за увагу, доповідь завершено.