

Міністерство освіти і науки України
Національний університет
кораблебудування імені адмірала
Макарова

*Машинобудівний навчально-науковий
інститут*

Кафедра ДВЗ, У та ТЕ

«Допущений до
захисту» Завідуючий
кафедрою

Гогоренко О. А.

„____” _____ 2022
р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

Тема проекту: «Рациональне регулювання
головного суднового двигуна 6ЧН 32/40 (MAN
6L 32/40)»

Розрахунково – пояснювальна записка

Керівник проекту

Ю. Л. Мошенцев

Студентка

І. С. Матвєєва

ЗМІСТ

Вступ	
1. Опис конструкцій двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40), аналіз режимів його роботи в складі судна	
1.1. Опис двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L32/40).....	
2. Математичне моделювання робочого циклу двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40) для номінального режиму роботи.....	
2.1. Математична модель розрахунку двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40)	
3. Математичне моделювання статичної гвинтової характеристики двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40).....	
4. Регулювання паливного насосу двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40).....	
5. Розрахунки гвинтової характеристики двигуна при регулюванні турбокомпресора.....	
6. Охорона праці та захист довколишнього середовища, цивільна оборона.....	
6.1. Охорона праці.....	
6.2. небезпечні та шкідливі чинників в машинному відділенні.....	
6.3. Охорона навколишнього середовища.....	
6.4. Цивільний захист та оборона.....	
Висновок.....	
Список виконаної літератури.....	
Додатки.....	

					MP.8.142.6222м.10.	Арк.
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В даній роботі виконується аналіз умов роботи суднового двигуна 6ЧН 32/40 (*MAN 6L 32/40*).

Суднові двигуни внутрішнього згоряння міцно зайняли провідні позиції на світовому торговельному флоті як основні і допоміжні джерела енергії, що забезпечують як рух судна, так і виробництво електричної та інших видів енергії, що використовуються для підтримки технологічних процесів і життєдіяльності екіпажу та пасажирів. Впровадження нових технологій, пов'язаних з використанням електронних систем управління, а також переходом на газовий і газодизельний цикли, дозволило успішно розв'язати питання поліпшення екологічних показників суднових двигунів. Разом з тим сучасні двигуни мають відповідати до максимально високих екологічних показників. Стандартом підвищенням екологічних показників є ІМО *Tier II*. Такий екологічний стандарт, що запроваджено з 2011 року ставить вимогу до нормування викиди NO_x . Згідно з технічними характеристиками двигуна *MAN 6L 32/40*, то викиди такого двигуна повинні бути не більше $9,68 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ даного класу. В експлуатації двигуни внутрішнього згоряння відносно прості і технологічні, мають великий ресурс, часто сумірний з терміном служби судна, на якому вони встановлені.

В дипломному проєкті увагу приділено детальними кресленнями, що дають уявлення про конструктивні рішення, які застосував виробник *MAN Diesel & Turbo SE*. Характеристики двигуна дозволяють оцінити рівень його технічних можливостей і ступінь досконалості.

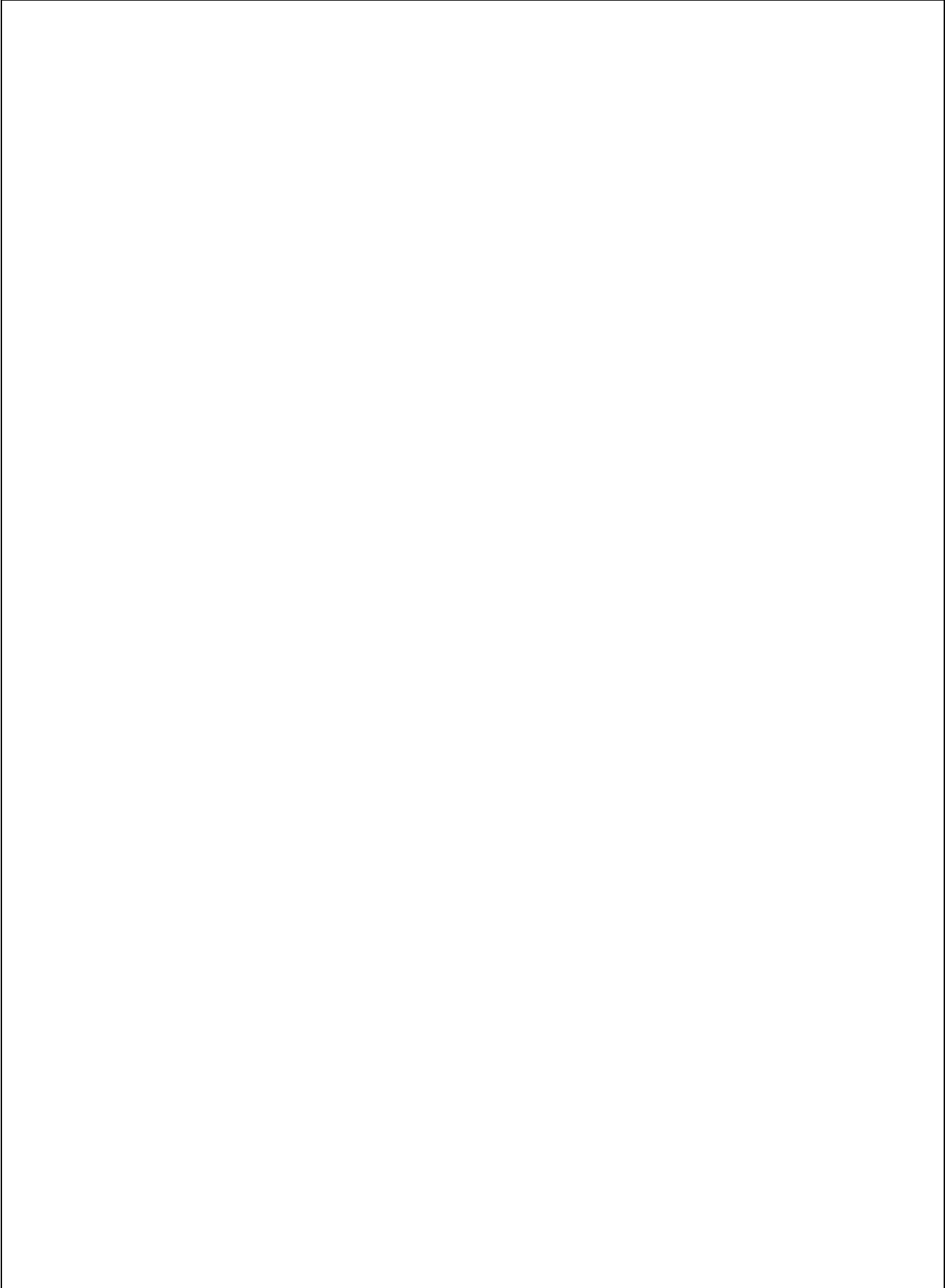
Для виконання розрахунків застосовується програма «Blitz-PRO», де здійснене моделювання як номінального режиму роботи двигуна з налаштуванням математичної моделі, так і статичної гвинтової характеристики двигуна. Отримані результати розрахунку ретельно звірялися з офіційними даними заводу-виробника. Крім того, способи регулювання системи наддуву та розрахунки гвинтової характеристики двигуна при регулюванні турбокомпресора також виконувався в Blitz-PRO, що дозволив встановити

					MP.8.142.6222м.10.	Арк.
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

найменшу витрату палива та покращити показники експлуатації, але винятком стало механічне перевантаження деталей двигуна.

Разом з цим розглянуто питання охорони праці, довкілля і цивільного захисту та оборони, що нині мають високе значення для суспільства.

					МП.8.142.6222м.10.	Арк.
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					MP.8.142.6222м.10.01								
Зм	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Розділ 1. Опис конструкцій двигуна <i>MAN L32/40</i>			Літ.		Арк.		Аркушів	
Студентка	Матвєєва І.С.												
Консульт.													
Викладач	Мошенцев Ю.Л.							НУК					
Зав.каф.	Гогоренко О.А.												

РОЗДІЛ 1

Опис конструкцій двигуна, аналіз режимів його роботи в складі судна;

1.1. Опис двигуна 6ЧН 32/40 (*MAN L32/40*)

Двигун 6ЧН 32/40 (*MAN 6L 32/40*) середньооборотний, чотиритактний дизельний двигун з ефективною потужністю $N_e = 3000$ кВт, частота обертання колінчастого валу $n = 720$ хв⁻¹, потужністю циліндрів 500 кВт, призначені для використання в складі дизель-редукторних і дизель-генераторних установок морських суден. Випускаються в рядному і V-подібному виконанні.

Блок циліндрів двигуна виконаний у вигляді виливки з високоміцного чавуну. Для його жорсткості зроблені спеціальні отвори та через них пропущені анкерні шпильки, які створюють попереднє напруження, що протидіє силам тиску газів у робочих циліндрах. Завдяки цьому вдалося створити компактну конструкцію, яка дозволяє з'єднати всі силові ефекти в просторі, охопленому анкерними зв'язками. У базовому блоці двигуна відсутні порожнини охолодження в базовому блоці двигуна, що значно знижує ризик потрапляння охолоджуючої рідини в картер двигуна. Гільзи циліндрів розміщені в індивідуальних сорочках водяного охолодження, встановлених спільно з гільзою на монтажному фланці базового блоку двигуна.

У нижній частині гільза ущільнюється за допомогою полімерних ущільнювальних кілець, які не зупиняють її осьове переміщення в нижньому рівні при тепловому розширенні. Кришка циліндра виконана за двоступінчастою схемою, що дозволяє організувати ефективне охолодження каналу ствола без зниження його механічної міцності. Поршень - композитного типу, головка кована з високоміцної жароміцної сталі, спідниця поршня відлита з кулястого графітованого чавуну. Під поршнем, що випаляє, розташована порожнина для охолоджуючого мастила. Хром-керамічне покриття на робочій поверхні першого поршневого кільця призводить до мінімального зносу, що забезпечує надзвичайно тривалий період між технічним обслуговуванням.

					МР.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У двигуні встановлено два розподільчих вали, один з яких керує роботою клапанів, а інший - впорскуванням палива. Обидва вали оснащені механізмами зміни фаз подачі палива і газорозподілу, які дають можливість оптимізувати робочий процес, як для отримання максимальної економічності, так і для зниження шкідливих викидів.

Двигун забезпечений високоефективною газовою турбіною з наддувом і постійним тиском газу перед турбіною. Фази газорозподілу виконані з посиленими ущільнювальними кромками, а сідла випускних клапанів мають водяне охолодження. Робочі колеса на шпинделях випускних клапанів дозволяють їм обертатися в потоці відпрацьованих газів, що призводить до більш рівномірного зносу вихлопних газів, що призводить до більш рівномірного зносу. Поперечний розріз двигуна *MAN 6L 32/40* представлено на Рис.1.1. та поздовжній розріз двигуна *MAN 6L32/40* на Рис.1.2. Габарити й маса двигунів MAN серії L32/40 показано на Рис.1.3.

					MP.8.142.6222м.10.01 Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

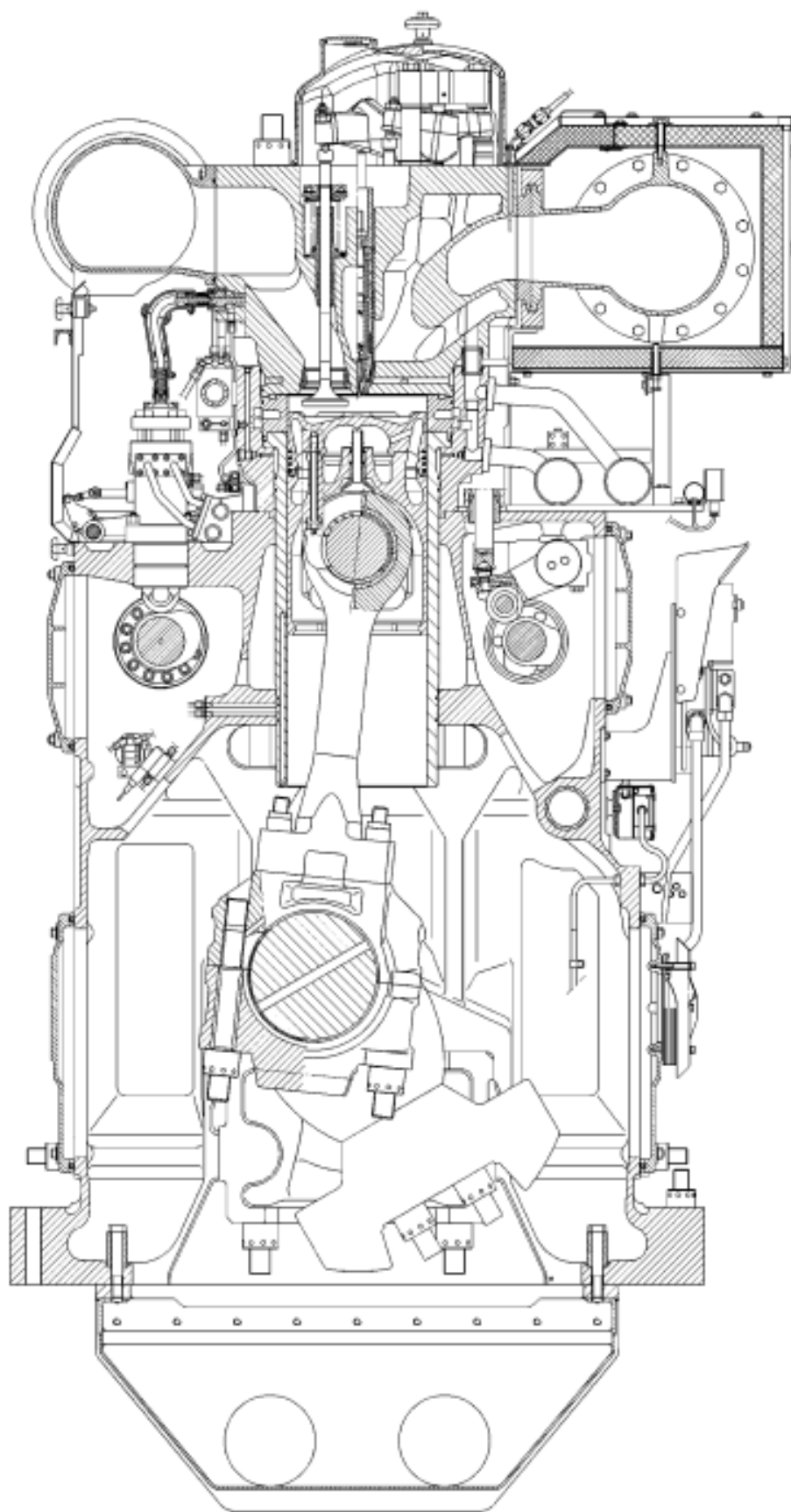


Рис. 1.1. Поперечний розріз двигуна *MAN 6L32/40*

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

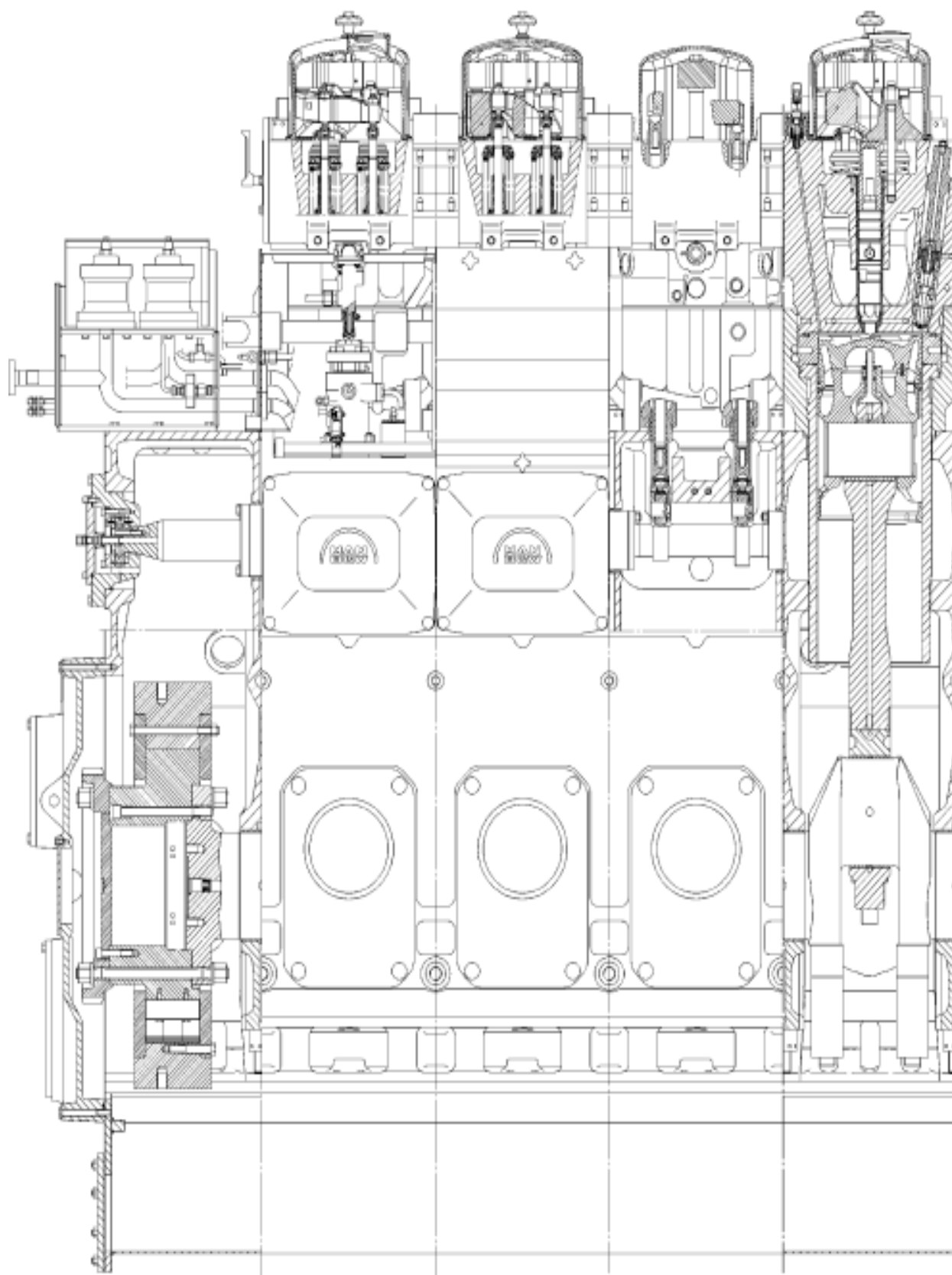


Рис.1.2. Поздовжній розріз двигуна (вільний кінець двигуна/вихлопна сторона)

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

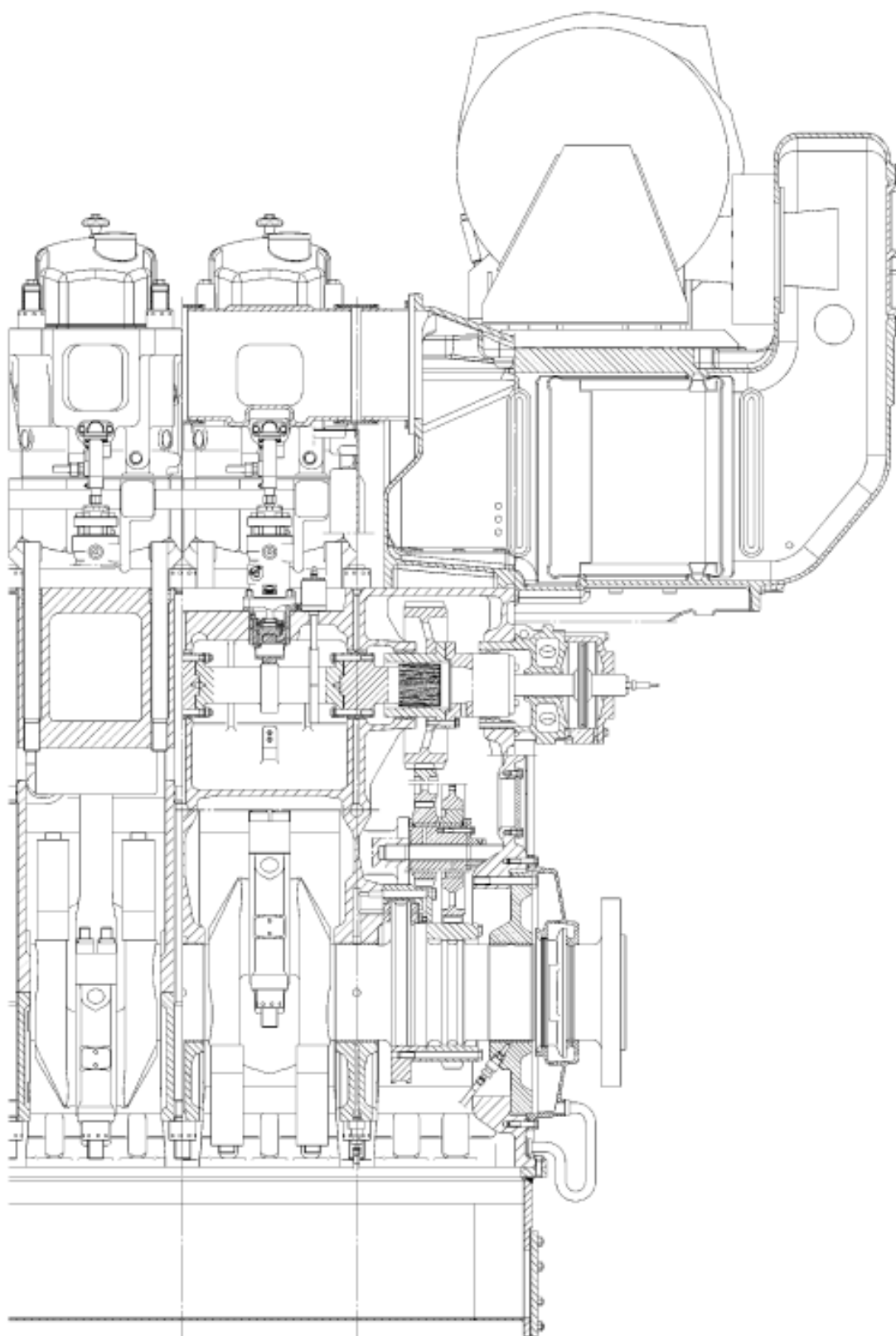


Рис.1.2. (продовження) Поздовжній розріз двигуна (вільний кінець
двигуна/вихлопна сторона)

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні технічні параметри двигунів *MAN 6L32/40*:

Кількість циліндрів	6,7,8,9
Діаметр циліндра (мм)	320
Хід поршня (мм)	400
Об'єм циліндра (дм ³)	32.17
Швидкість обертання (хв ⁻¹)	720
Потужність циліндрів при 720 хв ⁻¹ (кВт)	500
Степінь стиснення	15.2
Тиск нагнітання повітря (МПа)	0.313
Максимальний тиск циклу (МПа)	19.5
Температура вихлопних газів на вході турбокомпресора (°C)	380-500
Температура вихлопних газів на виході турбокомпресора (°C)	318-400
Середній ефективний тиск при 720 хв ⁻¹ (МПа)	2.59
Питоме споживання мазуту для гальм (г/кВт- год)	186.0
Витрата масла системи змащення (г/кВт- год)	0.5
Середня швидкість поршня при 720 хв ⁻¹ (м/с)	9.6

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Характерні особливості двигуна.

Як вже зазначалось у двигуна два розподільних вали. Один із них використовується для приведення в дію впускних/випускних клапанів, другий служить для приведення в дію паливних насосів високого тиску. Механізм налаштування, що гідравлічно приводиться в дію, дає змогу регулювати і час відкриття-закриття клапанів, і час уприскування, залежно від умов роботи та від замовлення проєкту. Турбокомпресор і холодильник повітря розташовані з боку відбору потужності, а насоси охолоджувальної води й мастила можуть приводитися двигуном з протилежного боку.

У двигуні використовується важке паливо в'язкістю до $700 \text{ мм}^2/\text{с}$, але, за бажання, може бути пристосоване для роботи на MDO. У двигунів типу 6L 32/40 велике відношення хід/діаметр і високий ступінь стиснення.

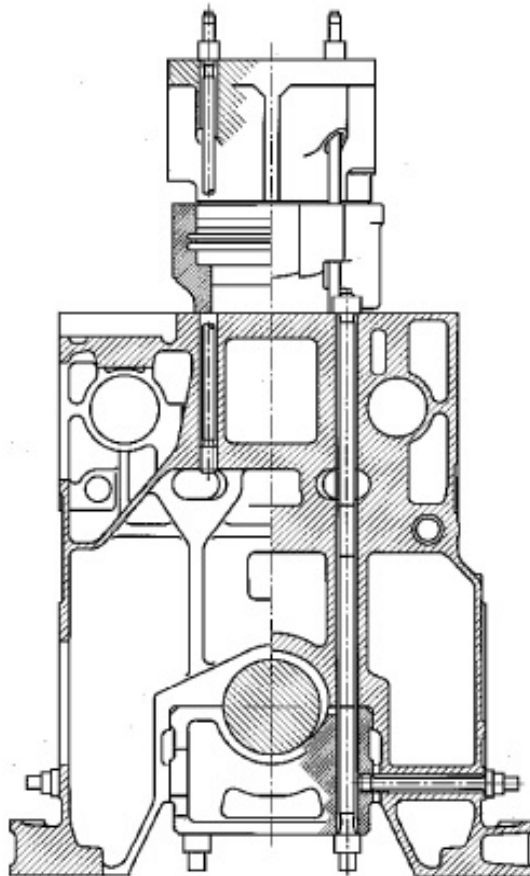


Рис. 1.4. Остов та анкерні зв'язки

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Це сприяє оптимізації геометрії камери згоряння і сприяє хорошій роботі на режимах із частковим навантаженням, а також високій ефективності. Двигуни обладнані MAN B&W газотурбонагнітачем типу NR.

Картер двигуна відлитий із чавуну для надання більшої жорсткості. Анкерні зв'язки простягаються від нижньої частини підвісного рамового підшипника до верхнього краю картера двигуна і від верхнього краю кришки циліндра до діафрагми. Кришка рамового підшипника колінчастого вала, крім того, закріплена до корпусу з боку. Привід розподільчих валів і корпус демпфера виготовлені заодно з картером.

Охолодження води, мастила.

У картері двигуна немає порожнин охолодження. Мастило подається в розподільний канал, вилитий у картері. Свердління для анкерних зв'язків і самі анкерні зв'язки виконують подвійне завдання: вони пов'язують компоненти двигуна і допомагають у розподілі мастила. Анкерні зв'язки ущільнені на рівні діафрагми. До рухомих частин можна легко отримати доступ через великі картерні лючки. Лючки картера з боку вихлопу обладнані запобіжними клапанами. Піддон картера зварений зі сталевих листів. У нього збирається мастило, що надходить від приводних шестерень, після чого воно прямує в стічно-циркуляційну цистерну, розташовану нижче.

Рамові підшипники.

Кришки підшипників колінчастого вала розташовані в підвішеному положенні. Вони утримуються анкерними зв'язками, що проходять через них. Затягування додатковими шпильками Перехресний натяг додатковими з'єднувальними шпильками використовується для підтримання форми корпусу підшипника стійкою. Вони запобігають бічному зміщенню картера двигуна під дією тиску згоряння. Установчий підшипник представлено на Рис.1.5.

Установчий підшипник, що визначає осьове положення колінчастого вала, складається з фланця, напресованого на колінчастий вал, та наполегливих

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

кілець з алюмінієво-олов'янистим робочим шаром, що укладені в корпус підшипника. Підтримується тільки верхня половина фланця. Винесений із картера підшипник сприймає радіальні зусилля, які передаються на колінвал через з'єднувальний фланець. Він складається з перегородки картера, з фланця підшипника, який складається з двох частин і з'єднаний болтами, лабіринтового ущільнення, відбійного диска та вкладки, що закриває підшипник. Вкладиші всіх рамових підшипників складаються з основи, зв'язувального шару і робочого шару з білого металу.

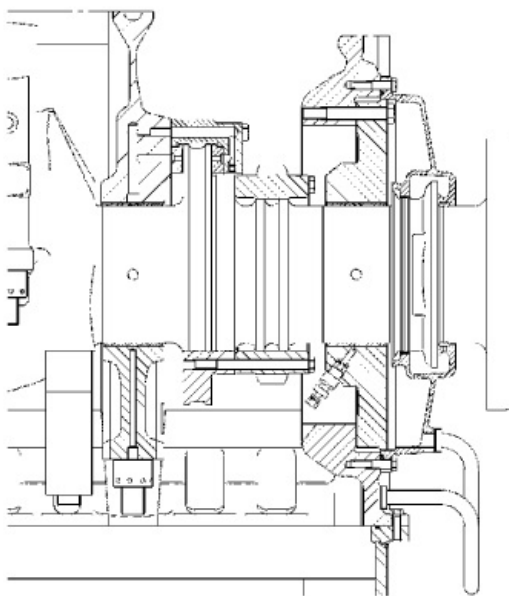


Рис. 1.5. Креслення установчого підшипнику

Колінчастий вал викуваний зі спеціальної сталі. Він підвісний і має дві противаги, що врівноважують відцентрові маси.

Зубчасте колесо для приводу розподільчого вала роз'ємне і складається з 2 сегментів. Вони скріплюються 4 призонними болтами. Фланець установчого підшипника кріпиться до нього болтами з головкою під шестигранник.

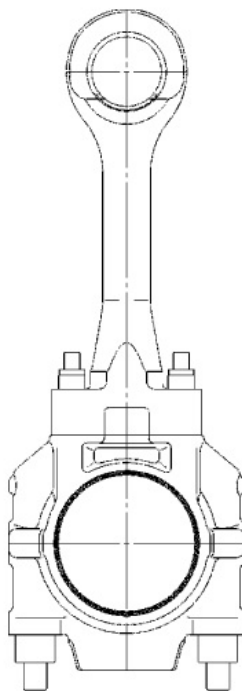
Маховик зроблений із чавуну зі сфероїдальним вуглецем і закріплений на торцевому фланці колінчастого вала. За допомогою зубчастого вінця маховика двигун може провертатися під час технічного обслуговування валоповоротним пристроєм.

Крутильні коливання, до яких схильний колінчастий вал, зменшені за

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

допомогою демпфера коливань, розміщеного на вільному кінці колінчастого вала. Коливання передаються на пакети пружин, і під дією їхніх амортизувальних властивостей, заглушаються. Внутрішня частина демпфера влаштована так, щоб за допомогою закріпленого зубчастого вінця можна було приводити в дію охолоджувальний і масляний насос.

Шатун морського типу представлено на Рис.1.6. Лінія поділу розташована вище шатунного підшипника. Під час демонтажу поршня шатунний підшипник не розбирається. Це має переваги в тому, що підшипник не змінює свого припрацьованого положення і не потрібне його регулювання знову, і ця конструкція зменшує висоту над двигуном, необхідну для демонтажу поршня. Вкладиші метилового підшипника ідентичні вкладишам



рамових підшипників. Використовуються тонкостінні вкладиші, залиті бабітом. Корпус і кришка підшипника скріплені разом болтами (шпильками).

Рис. 1.6. Креслення шатуна морського типу

Поршень

Поршень (див. Рис.1.7) складається з двох частин. Нижня частина складається зі сфероїдального вуглецевого чавуну. Поршнева корона викувана з високоякісного матеріалу. Вибір матеріалу і конструкції поршня

					МР.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

зумовлений високим опором тиску згоряння, що дає змогу невеликий радіальний зазор поршневого кільця. Невеликий радіальний зазор і диференціальна конструкція поршня зменшують механічне навантаження на поршневі кільця, запобігають потраплянню твердих частинок і захищають масляну плівку від гарячих газів.

Спеціальна форма головки поршня корони дає змогу домогтися ефективного охолодження. Охолодження поліпшується ефектом коктейлю як внутрішньо, так і зовнішньо додатковим рядом свердлінь. Таким чином, температура контролюється так, що запобігає вологій корозії поршневих канавок. Поверхні канавок для поршневих кілець індуктивно загартовані. Це дає можливість для відновлення.

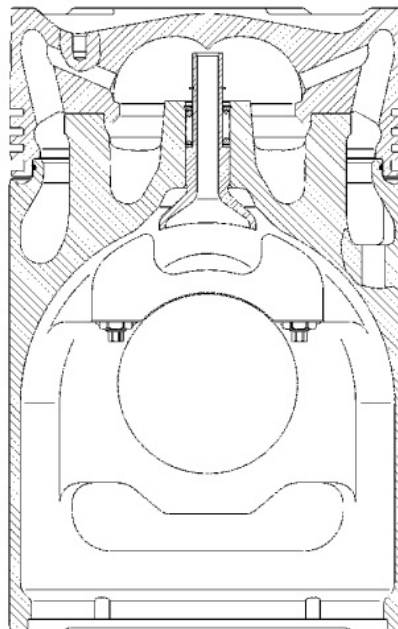


Рис. 1.7. Креслення поршня

Поршень охолоджується маслом, що надходить по шатуну. Масло подається від шатуна, що хитається, до верхньої частини поршня, за допомогою лійки на пружинних підшипниках, що ковзає поверх головки шатуна. Головка поршня має дещо менший діаметр. Цю конструкцію поршня називають диференціальною. Верхня і нижня частини пов'язані одна з одною за допомогою болтів. Щоб ущільнити поршень у робочій втулці циліндра, є

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

три компресійні кільця й одне масло знімне кільце. У першого компресійного кільця є хромово-керамічне покриття. Друге і третє кільця - плакований хром. Усі кільця мають хорошу зносостійкість і добре охолоджуються від сталевієї головки поршня.

Поршневий палець плавучий, і аксіально зафіксований стопорними шайбами.

Втулка

Робочі втулки циліндра (див.1.8.) зроблені зі спеціального чавуну і мають сорочку у верхній частині зі сфероїдального чавуну. Це забезпечує центрування в картері двигуна. Нижня частина циліндрові втулки направляється діафрагмою картера. На бурті втулки розташоване так зване вогневе кільце. Такий поділ на три складові частини, тобто на циліндровому втулку, сорочку і вогневе кільце, дає найкращу можливу конструкцію щодо захисту від деформації охолодження і гарантує мінімальні температури певних частин.

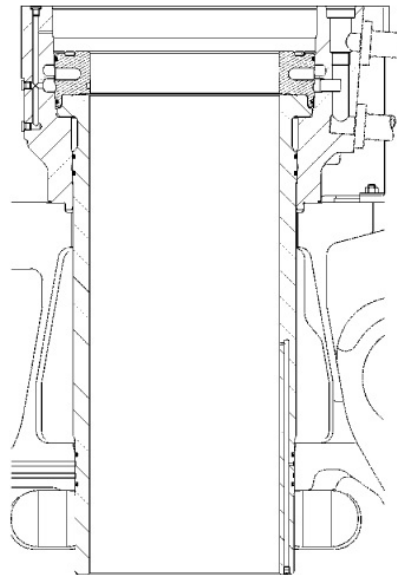


Рис. 1.8. Креслення втулки

Охолоджувальна вода надходить до робочої втулки циліндра через трубу, яка з'єднана з сорочкою. Далі вода слідує через свердління вогневого кільця і

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

далі через свердління сорочки в охолоджувальну порожнину циліндрової кришки.

Кришки циліндра (див. Рис. 1.9.) зроблені з чавуну, що містить сфероїдальний графіт. Вони притиснуті до вогневого кільця 4-ма шпильками. Свердління в денці кришки циліндра забезпечують її надійне охолодження, а посилені внутрішні жорсткості забезпечують її достатню міцність. У кришці циліндра розміщені два впускних і два випускних клапани, пусковий клапан, індикаторний кран і один запобіжний клапан. Форсунка розташовується в центрі між клапанами, у втулці, нижня частина якої має ущільнення по охолоджувальній воді й газам камери згоряння. З'єднання між кришкою циліндра і вихлопним колектором, з'єднання усередині колектора наддувочного повітря, з системою водяного охолодження, і пускового повітря здійснюються хомутами і гумовими кільцями. Зверху кришка має корпус для клапанного механізму і кришку, завдяки якій клапана і форсунка легкодоступні.

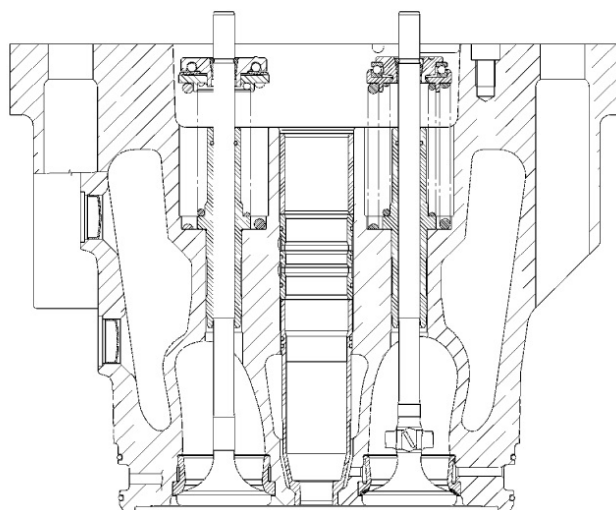


Рис. 1.9. Креслення циліндрової кришки

Система подачі свіжого повітря та відведення відпрацьованих газів в 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40)»

Повітря, що необхідне для згоряння палива в циліндрі, втягується в

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

осьовому напрямку всмоктується компресорним колесом (4) турбокомпресора (3) (див.рис.1.9.) Це відбувається здійснюється або через впускний глушник (2) з сухим повітряним фільтром, або через впускний кожух (1). Використовуючи енергію потоку відпрацьованих газів, що діє на турбіну турбінне колесо (5) турбокомпресора, повітря стискається і тим самим нагрівається(6) в корпус дефлектора (7). Дифузور зменшує швидкість потоку для підвищення тиску. Одноступеневий або двоступеневий охолоджувач наддувочного повітря (8), встановлений на внутрішній стороні корпусу, охолоджує повітря. Це забезпечує подачу максимально можливої кількості повітря до циліндрів. до циліндрів максимально можливу кількість повітря. Повітря рухається в трубі наддуву (9), що складається з гнучко з'єднаних секцій по довжині балона. секцій по довжині балона.

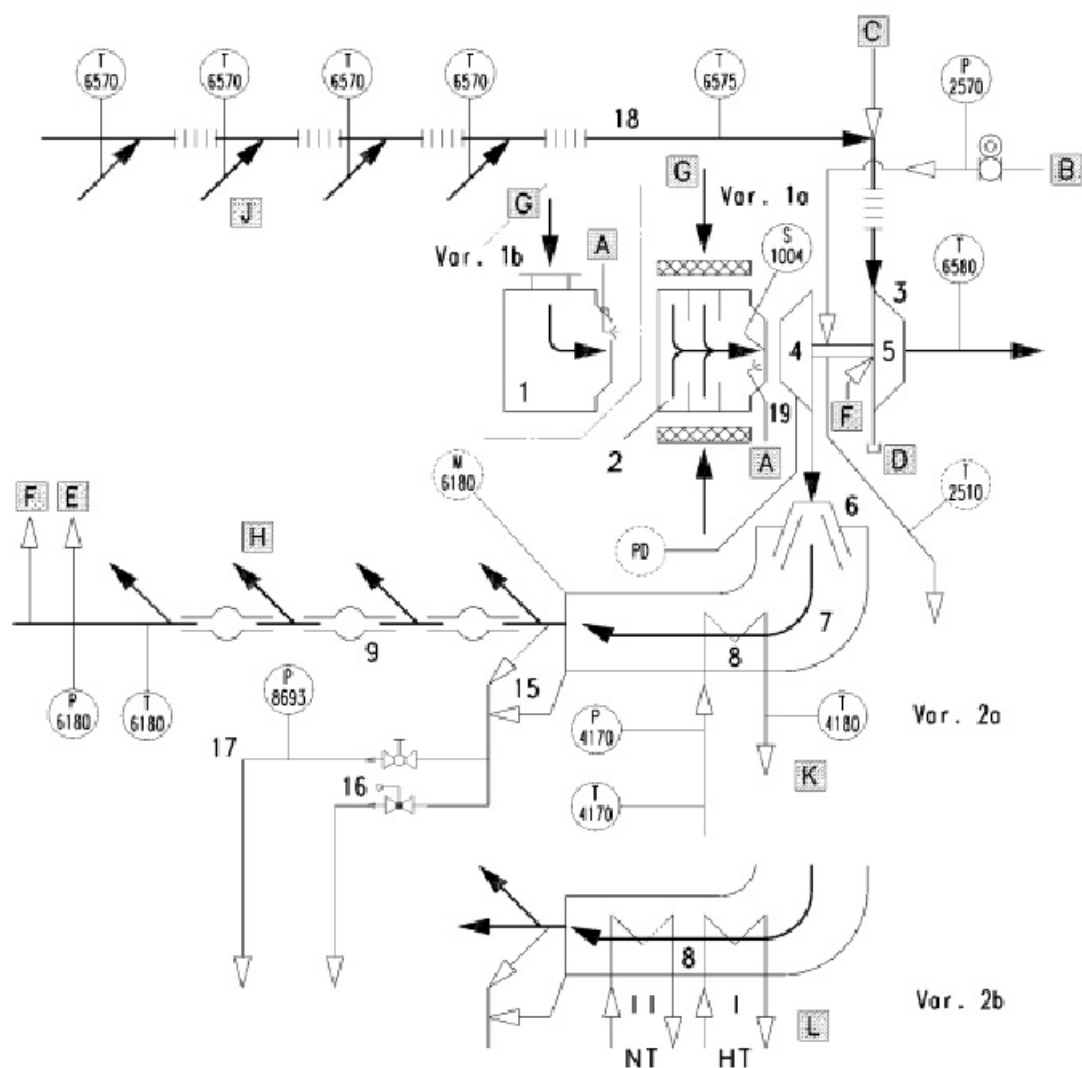


Рис.1.10. Схема системи подачі свіжого повітря та відведення відпрацьованих газів в 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40)»

1-Корпус впускного колектора;2-глушник впускного тракту; 3-турбокомпресор;4-компресор;- турбіна;6- подвійний дифузор;7-кожух дефлектора;8-охолоджувач наддувочного повітря;9-патрубок наддувочного повітря;15-відвід конденсату; 16-автоматичний клапан;17-зливна труба; 18- патрубок відпрацьованих газів;19- форсунки для чищення; А -Очищення компресора; В-Масило, що надходить до турбокомпресора; С -Очищення турбіни; D-Злив/конденсат нагнітання; Е-Нагнітання повітря на компресор очищення (варіант 1); F - Нагнітальне повітря/ущільнювальне повітря для турбокомпресора (тип NA); G - Свіже повітря; Н -Наддувне повітря; J -Відпрацьовані гази; K,L - Охолоджуюча вода.

Відпрацьовані гази випускаються з головки блоку циліндрів в точці, протилежній трубі наддувочного повітря. Вони збираються в колекторі відпрацьованих газів (18), і надходять до турбінної частини турбокомпресора. Термопари, встановлені в головках циліндрів, а також перед і за турбіною турбокомпресора, контролюють температури. Колектор відпрацьованих газів також складається з окремих секцій по довжині циліндра. Для з'єднання з головою блоку циліндрів використовуються затискне з'єднання, компенсатори сильфонного типу з'єднують секції колектора між собою і з турбокомпресором. Відпрацьовані гази виходять з турбінного колеса в осьовому напрямку. Підшипник без вкладишів турбокомпресора живляться маслом із системи змащення двигуна.

Трубки відведення конденсату (15) з'єднані з корпусом охолоджувача наддувочного повітря і переднім кінцем труби наддувочного повітря. Вода, що накопичується зливається через автоматичний клапан (16). Зливна труба (17), що закривається на замок, повинна бути повинна бути підключена до системи моніторингу конкретної установки

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Система наддуву

Наддув відбувається за так званою процедурою утримання, при якій відпрацьовані гази з усіх циліндрів надходять в загальну вихлопну трубу. З цієї труби турбокомпресор живиться енергією. Стиснене свіже повітря також подається в циліндри із загальної труби.

На двигунах, що служать для приводу гребних гвинтів, турбокомпресор, як правило, розташовується з боку муфти - на двигунах, що приводять в дію генератори, він розташовується на вільному кінці двигуна. Турбокомпресор встановлюється під прямим кутом до двигуна. Застосовуються турбокомпресори серії NR - турбокомпресори з радіально-проточними компресорами і радіальними турбінами (NR26 - NR34). Головною особливістю цієї серії є неохолоджуваний, ізольований корпус впуску і випуску турбіни, що не охолоджується. Така конструкція гарантує що турбіна має повну енергію відпрацьованих газів і відсутність корозії через падіння температури нижче температури конденсації при частковому навантаженні.

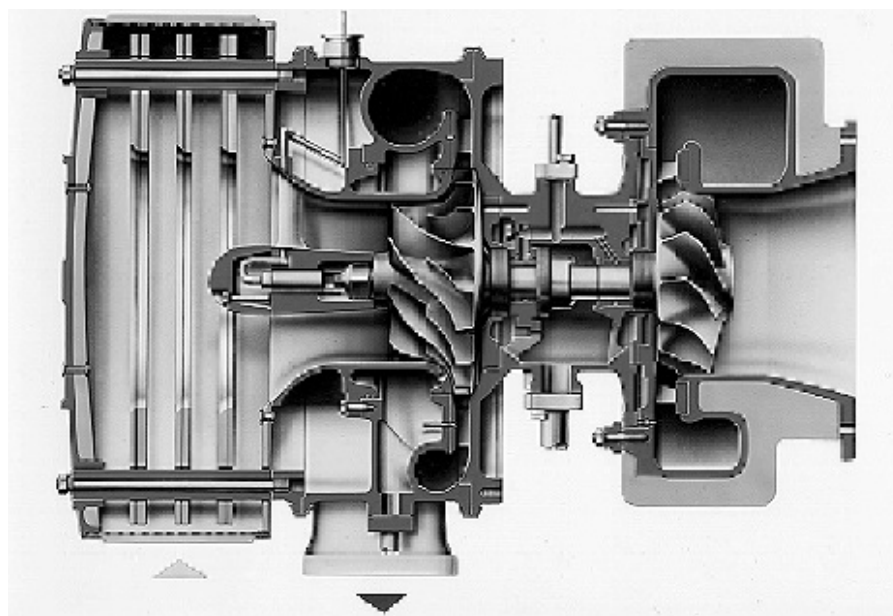
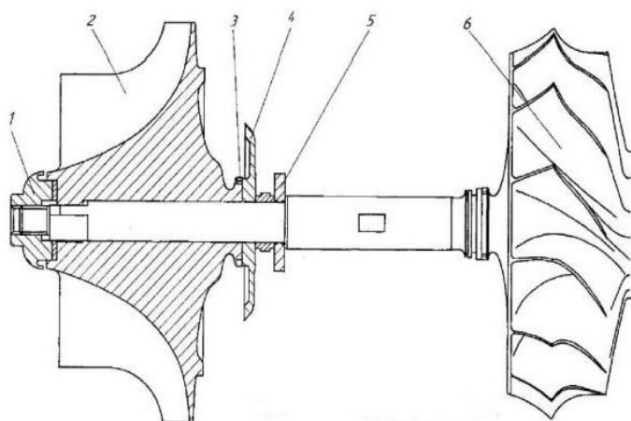


Рис.1.11. Турбокомпресор серії NR з глушником всмоктування (ліворуч), компресором, підшипниковим корпусом і турбіною (праворуч)

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Турбокомпресори типу NR. Колесо радіально-осьової турбіни точного лиття з жароміцного сплаву з'єднане з валом зварюванням тертям. Для полегшення ротора колесо турбіни виконано зі зменшеним діаметром диска (див Рис.1.12). Вал обертається в плавучих втулках, що сприймають осьове зусилля.

Масляні порожнини в середньому корпусі мають великий об'єм, що дає змогу уникнути спінювання масла та підвищення тиску в картері двигуна. Ущільнення ротора лабіринтового типу, як з боку компресора, так і з боку



турбіни.

Рис.1.12. Ротор турбокомпресора типу NR

1-гайка компресора; 2 - колесо компресора; 3 - контактне ущільнення;
4 - масловідбійник; 5 - упорна втулка; 6 - колесо турбіни

Свіже повітря всмоктується через ефективний глушник або повітрозабірний отвір. Ротор турбокомпресора Ротор турбокомпресора обертається з обох боків в обертових втулках підшипників ковзання втулках. Вони з'єднані з системою змащення двигуна.

Свіже повітря, що всмоктується і стискається турбокомпресором, через подвійний дифузор подається в корпус перед охолоджувачем наддувочного повітря. Воно охолоджується в теплообміннику проміжного охолодження заряду або (для стаціонарних установок) в повітроповітряному охолоджувачі і подається до циліндрів через трубу наддувочного повітря. Охолоджувач

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

наддувочного повітря одноступеневий, для підведення прісної води.

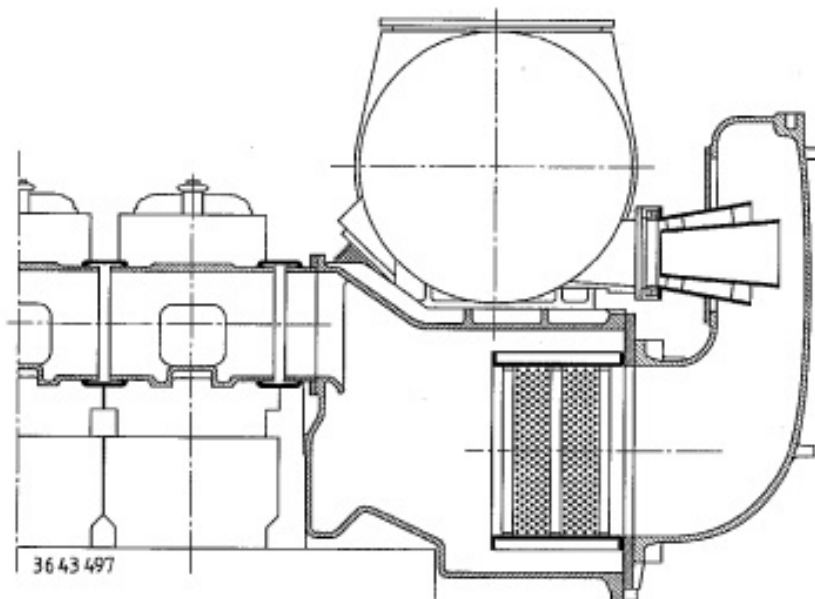


Рис.1.13. Система наддувочного повітря. Маршрут руху повітря: турбокомпресор – дифузор – корпус дифузора – охолоджувач наддувочного повітря – труба наддувочного повітря

Труба наддувочного повітря розділена на блоки, кожен з яких має довжину циліндра. Вони з'єднуються між собою за допомогою трубних муфт. Така конструкція дозволяє легко демонтувати головки циліндрів. Литі секції вихлопної труби мають зручний в обслуговуванні монтажний затискач на з'єднанні з головою блоку циліндрів. Вихлопна труба (див.1.13) не охолоджується, теплоізована і оснащена компенсаторами між циліндрами і перед турбокомпресором.

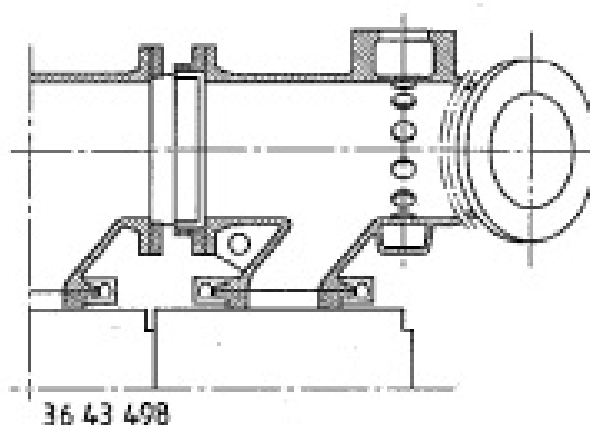


Рис.1.14. Вихлопна труба

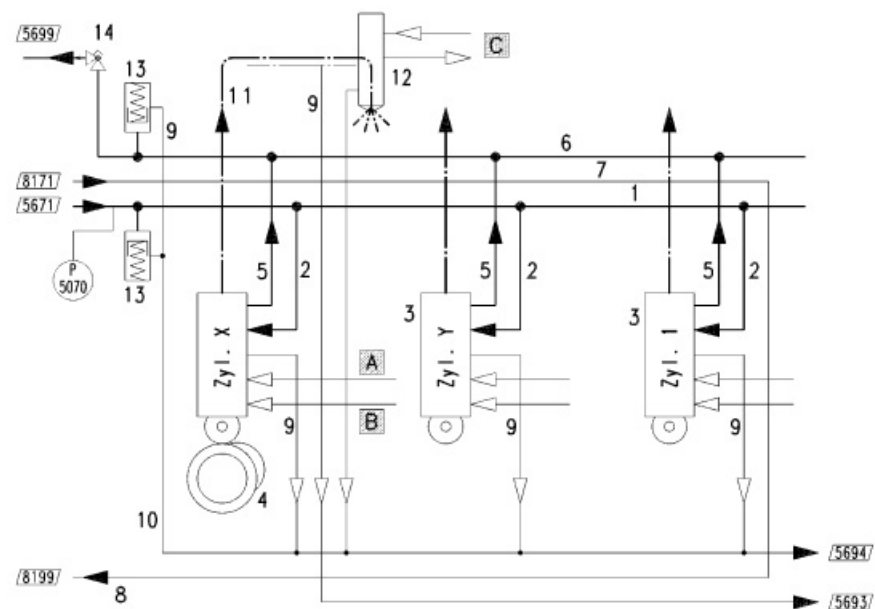
					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкція вихлопної труби складається з елементів, кожен з яких охоплює один циліндр. Металеві листи мають ізоляційні оболонки з внутрішньої сторони і можуть бути зняті після відкручування декількох гвинтів.

Всі точки змащення двигуна з'єднані в загальному масляному контурі. Фланець входу мастила розташований на вільному кінці двигуна. Масло проходить від розподільної труби, інтегрованої в раму, до корінного підшипника. Звідти маршрут проходить через колінчастий вал до корінного підшипника і через шатун в головку поршня. З поршневої головки масло потрапляє назад в масляний піддон.

Паливна система

Паливо подається до двигуна на його передню панель/в штуцер 5671 (див. рис. 1.14). Впорскувальні насоси (3) з'єднані з розподільчим



трубопроводом (1), розташованим з боку вихлопної трубопроводу (1), розташованому з боку випускного колектора, за допомогою коротких трубних відрізків (2). Вони подають мазут під високим тиском через впорскувальну трубу (11) до впорскувальних клапанів (12). Впорскувальні насоси приводяться в дію кулачками на розподільчому валу (4).

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Рис.1.15. Паливна система

1-розподільна труба; 2-патрубок; 3-насос впорскування; 4- розподільчий вал/кулачки; 5- переливна труба; 6-колектор; 7-трубки обігріву паливо проводів; 8-трубка підігріву масла, що витікає негерметичність паливної трубки; 10-витік паливного колектора; 11-трубка впорскування; 12-клапан впорскування; 13-буферний поршень; 14-клапан підтримки тиску; 5671 -Прийом мазуту; 5699 -Повернення мазуту; 8171 -Подавання пари; 8199 - Повернення пари; 5693 - Злив палива з витоками (контрольований); 5694 -Витік палива (контрольований); А- Ущільнювальне масло (робота з МДФ); В -Масило; С - Охолоджувальна вода.

Між розподільчим трубопроводом (1) і зворотним колектором (6) знаходиться паропровід (7) з приєднанням 8171. Вона служить для обігріву паливопроводів. Паропровід повернення пари (8) з приєднанням 8199 обігріває паливні колектори, що протікають. Впорскувальні клапани, впорскувальні трубопроводи, впорскувальні насоси і буферні поршні мають штуцери для підключення паливних трубок витоку (9).Колектор (10) спрямовує паливо, що витікає з впорскувальних клапанів, впорскувальних насосів і буферних поршнів. насосів і буферних поршнів до з'єднання 5694. Паливо, що витікає з паливних трубок впорскування підводиться до контрольованого з'єднання 5693.

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Голка інжекторного клапана очищає поперечний переріз інжекторних отворів, коли тиск перевищує зусилля пружини. Цикл впорскування закінчується, коли гвинтова провідна кромка плунжера насоса досягає всмоктувального отвору. На кількість палива, що впорскується, впливає регулювальна втулка і паливна рейка, повертаючи плунжер. Момент впорскування визначається взаємним розташуванням кулачків на розподільчому валу.

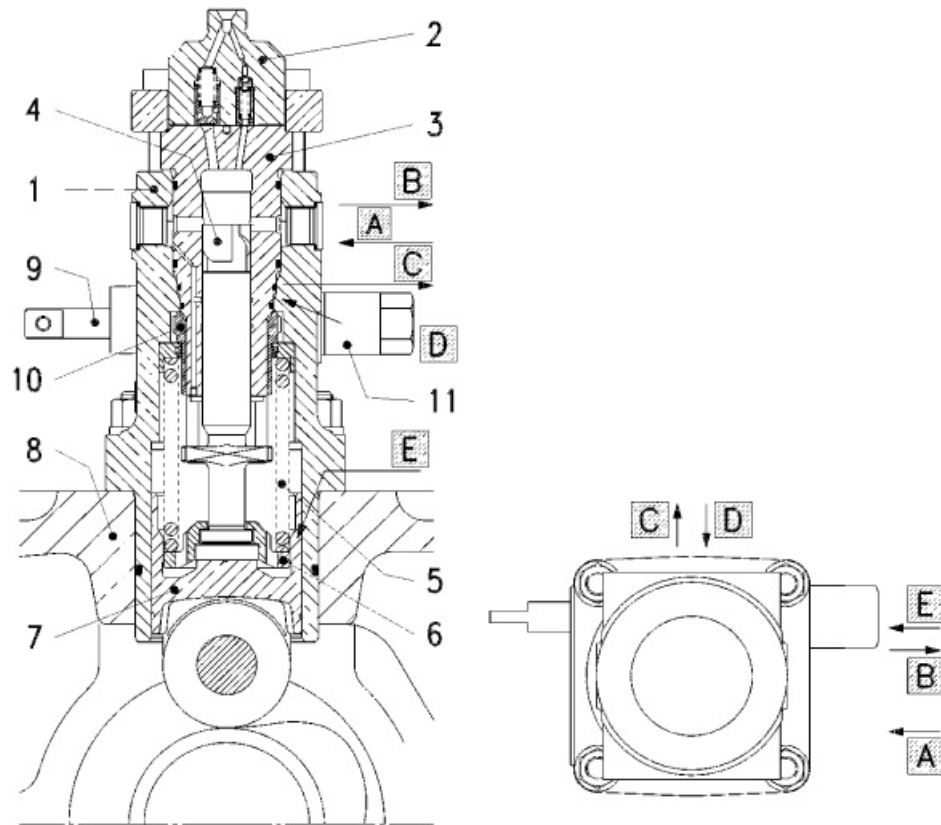


Рис. 1.16. Насос впорскування палива - поперечний розріз
зліва/розташування з'єднань справа

1 – корпус; 2 – корпус клапана; 3 – циліндричний корпус насосу; 4 – плунжер насоса 5 – пружина стискання; 6 – пружинна шайба; 7 – чашка штовхача; 8 – картер; 9 - регулююча штанга; 10 - регулювальна втулка; 11- поршень аварійної зупинки; А - Впуск мазуту; 4 - В Повернення мазуту; С- Витік палива; D- Ущільнювальне масло (робота MDF); Е- Змащувальна олива.

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливо розподільні трубопроводи і паливний колектор, а також впорскувальні насоси та упорскувальні трубопроводи закриті кожухом. Моніторинг цього закритого простору, а особливо впорскувальних труб, що знаходяться в ньому, а також паливного колектора на предмет джерела здійснюється за допомогою елементів контролю в системах послідовно з'єднаних між собою.

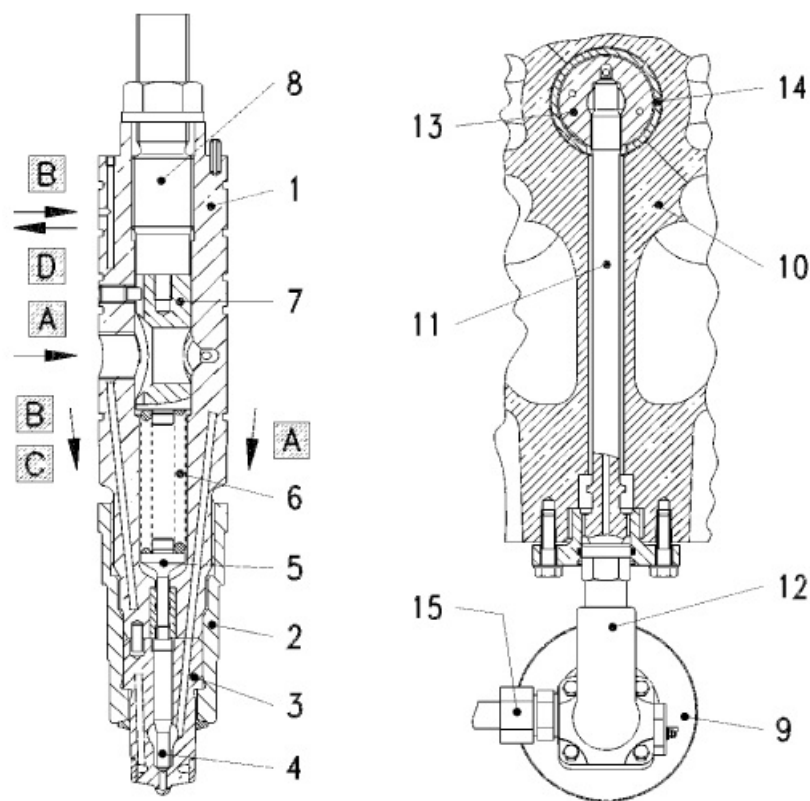


Рис. 1.17. Клапан впорскування палива/з'єднання трубопроводу впорскування та нагнітального трубопроводу

1 – корпус; 2 - затискна гайка; 3 - інжекторна насадка; 4 – голка; 5 - пружинна пластина; 6 - пружина стиснення; 7 - упорна пластина; 8 - регулювальний гвинт; 9 - інжекторний насос; 10 - головка циліндра; 11 - нагнітальна труба; 12- інжекторна труба; 13 - клапан впорскування; 14 – втулка; А - паливо, що надходить від впорскувального насоса; В - впуск охолоджувальної води/впуск охолоджувальної води надходження охолоджуючої води; С - вихід охолоджувальної води (навпроти впуску); D - Вихід охолоджуючої води.

Система змащення

Всі точки змащення двигуна і турбокомпресора підключені до системи примусової циркуляції масла.

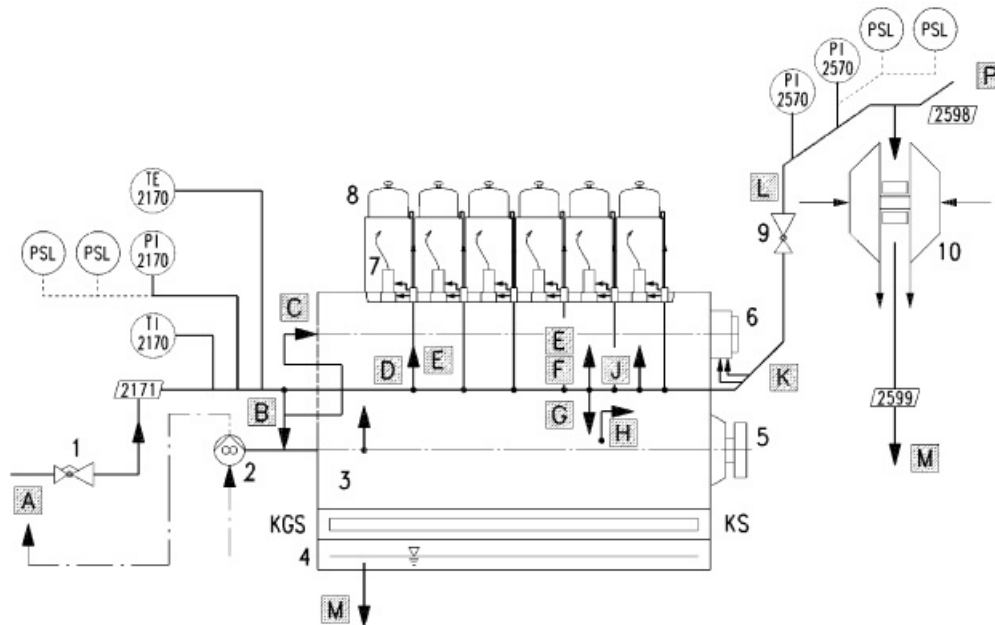


Рис.1.18. Система змащення

1 - клапан регулювання тиску; 2 - навісний насос; 3 – двигун; 4 - масляний піддон; 5 - колінчастий вал; 6 - розподільні вали; 7 - інжекторний насос; 8 - головка блоку циліндрів / коромисло; 9 - редукційний клапан; 10 - турбокомпресор; А - мастило до двигуна і турбокомпресора (2171); В - до приводу насоса; С - до упорних підшипників впорскувального насоса розподільний вал; D - розподільна труба; E - через розподільний вал впорскувального насоса і через головку блоку циліндрів до коромисел; F - через розподільний вал клапанів до кулачкових важелів; G - до корінних підшипників; H - через корінні підшипники до опорного підшипника; J - до підшипників і розпилювачів приводу розподільного валу; K - до опорних підшипників і розподільного валу клапанів; L - до турбокомпресора; M - випуск масла з турбокомпресора; P - вентиляція (2598); KS - муфтовий кінець; KGS - вільний кінець двигуна.

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Система охолодження

Для охолодження зазвичай використовується кондиціонована прісна вода. Охолоджувачі наддувочного повітря також охолоджуються прісною водою, в рідкісних випадках морською або сирою водою.

Одноступіневі охолоджувачі наддувочного повітря, як правило, інтегровані у вторинний контур. У двоступеневих охолоджувачах наддувочного повітря охолоджуюча вода двигуна проходить через перший ступінь (первинний/високотемпературний контур), а свіжа вода з вторинного/низькотемпературного контуру пропускається через другий ступінь (див. Рис.1.19).

Фланець підведення охолоджувальної води 3171 для охолодження циліндрів знаходиться на вільному кінці двигуна. Охолоджуюча вода спочатку проходить охолоджувач наддувочного повітря, потім надходить у розподільну трубу.

Головка блоку циліндрів охолоджується з кільцевого простору навколо нижньої частини її нижньої частини, звідки вода через отвори подається в кільцевий простір між заглибленням впускного клапана і внутрішньою частиною циліндра головкою циліндрів, причому частина води попередньо обтікає кільця сідел клапанів. З цього кільцевого простору обслуговуються інші, великі охолоджувальні простори головки блоку циліндрів кільцевого простору.

Вода виходить через прохід через верхню частину опорного кільця і потрапляє у зворотний колектор, який проходить уздовж впускної труби (спереду). Цей зворотний колектор рециркулює нагріту воду в охолоджувач наддувочного повітря або в систему через зливний патрубок 3199.

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

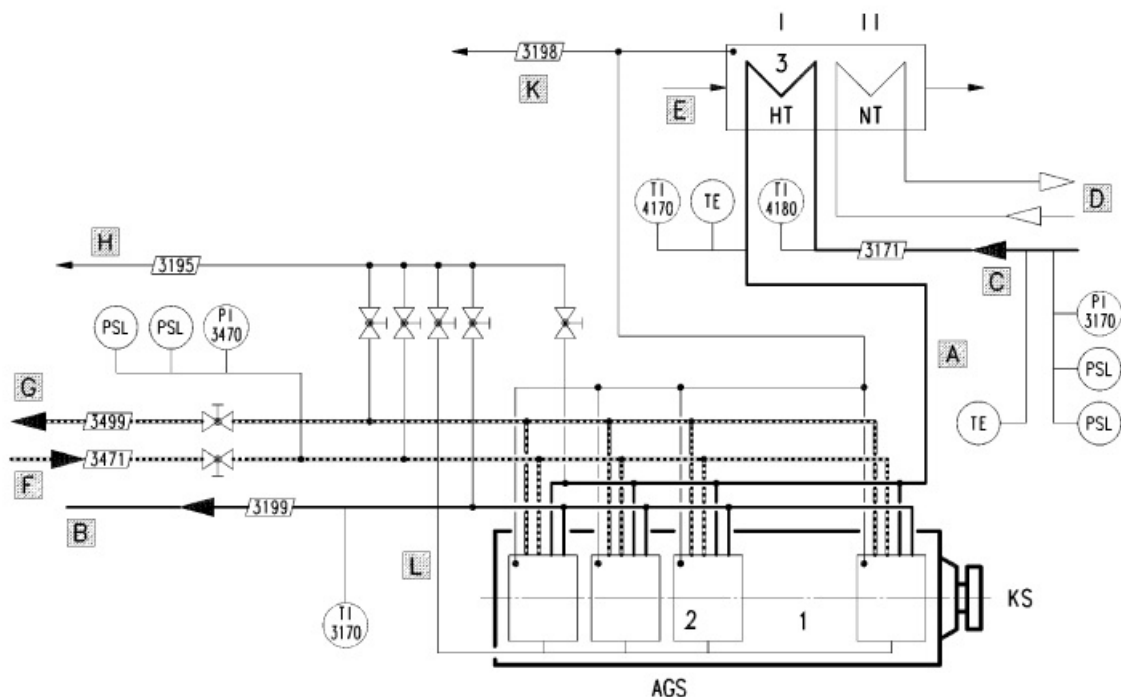


Рис.1.19. Система охолодження

1 – двигун; 2 - головка циліндра / опорне кільце; 3 - охолоджувач наддувочного повітря; HT - Високотемпературний контур (ступінь I); NT - Низькотемпературний контур (стадія II); А - охолоджувальна вода для циліндра (впуск)/Охолоджувальна вода після охолоджувача наддувочного повітря; В - Охолоджуюча вода для циліндра (злив); С - Охолоджуюча вода перед наддувочним повітрям охолоджувача; D - Охолоджуюча вода для охолоджувача наддувочного повітря, ступінь II; Е - Наддувне повітря; F -Охолоджуюча вода для форсунок впорскування (впуск); G - Охолоджуюча вода для форсунок впорскування (злив); Н - Злив (колектор); К - Вентиляція для охолодження циліндрів і наддувочного повітря (колектор); L - Злив головки блоку циліндрів/опорного кільця (V-подібні двигуни).

Зливний штуцер 3195 служить для зливу води з розподільної труби, а отже, і охолоджувальних просторів опорного кільця, верхнього опорного кільця і головки блоку циліндрів, а також головки циліндрів, а разом з тим і зворотного колектора.

Герметичність системи: головки блоку циліндрів, верхнього опорного

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

кільця, гільзи циліндрів і опорного кільця, а також ущільнювальних кілець цих деталей можна перевірити по отворах (I - газонепроникність) і (m - витоки). Отвори розташовані з боку лічильника відпрацьованих газів, зліва, з внутрішньої сторони.

Модуль водяного охолодження форсунок

Водяний модуль охолодження форсунок служить для охолодження форсунок впорскування палива на двигуні в замкнутому контурі охолодження форсунок.

Водяний модуль охолодження форсунок складається з накопичувальної місткості, на якій встановлені всі компоненти, необхідні для охолодження форсунок.

За допомогою циркуляційного насоса вода для охолодження форсунок подається з робочого бака через теплообмінник до паливних форсунок. Зворотна труба проходить назад до робочого баку через оглядове скло. Через оглядове скло можна перевірити охолоджуючу воду форсунки на забруднення. Теплообмінник інтегрований в систему охолоджувальної води LT. За допомогою клапана регулювання температури температура охолоджувальної води форсунок перед форсунками підтримується постійною. Продуктивність сервісного насоса контролюється в модулі за допомогою реле потоку. Якщо потрібно, запускається додатковий резервний насос, інтегрований у модуль. Пропускна здатність 0,8-10,0 м³/год охолоджуючої води для форсунок.

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					МР.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

форсунок; 3451 - злив охолоджуючої води форсунок.

Регулювання швидкості та потужності

Система управління швидкістю і потужністю регулює фактичну швидкість до бажаної швидкості. Це вимагає вимірювання фактичних значень і встановлення бажаного значення, можливо, заздалегідь вибраного. Регулятор знаходить необхідний сигнал корекції, і його налаштування також визначає поведінку реакції регулятора, обмеження швидкості, отже, також потужність.

Система синхронізації необхідна для двигунів, які приводять в дію генератори трифазного струму. Системи трифазного струму можуть бути з'єднані тільки в тому випадку, якщо частоти (швидкості), напруги й послідовності фаз збігаються і за умови, що двигуни, що приводять генератор, мають однакове падіння частоти обертання. Перші умови забезпечуються шляхом впливу на генератор (напруга) і двигун (частота/швидкість і послідовність фаз). Другий стан досягається ретельним регулюванням налаштувань регулятора.

Для багатодвигунових систем, як правило, необхідно запобігати тому, щоб генераторні установки, що працюють паралельно, працювали з різним відсотком навантаження.

Для цього передбачена активна система розподілу навантаження. Вона порівнює вихідні сигнали, що надходять від з'єднаних генераторних установок, і посиляє задавальні імпульси на регулятор через дистанційний блок задавання швидкості до тих пір, поки не буде досягнутий стан рівноваги. до тих пір, поки не буде досягнута умова балансу.

Система розподілу навантаження зазвичай поєднується з системою регулювання частоти, якщо йдеться про генераторні установки. системою регулювання частоти генераторних установок. Ця система порівнює частоту генераторних установок з частотою шини, і відхилення, якщо такі є,

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

врівноважуються подачею імпульсів на системи регулювання швидкості.

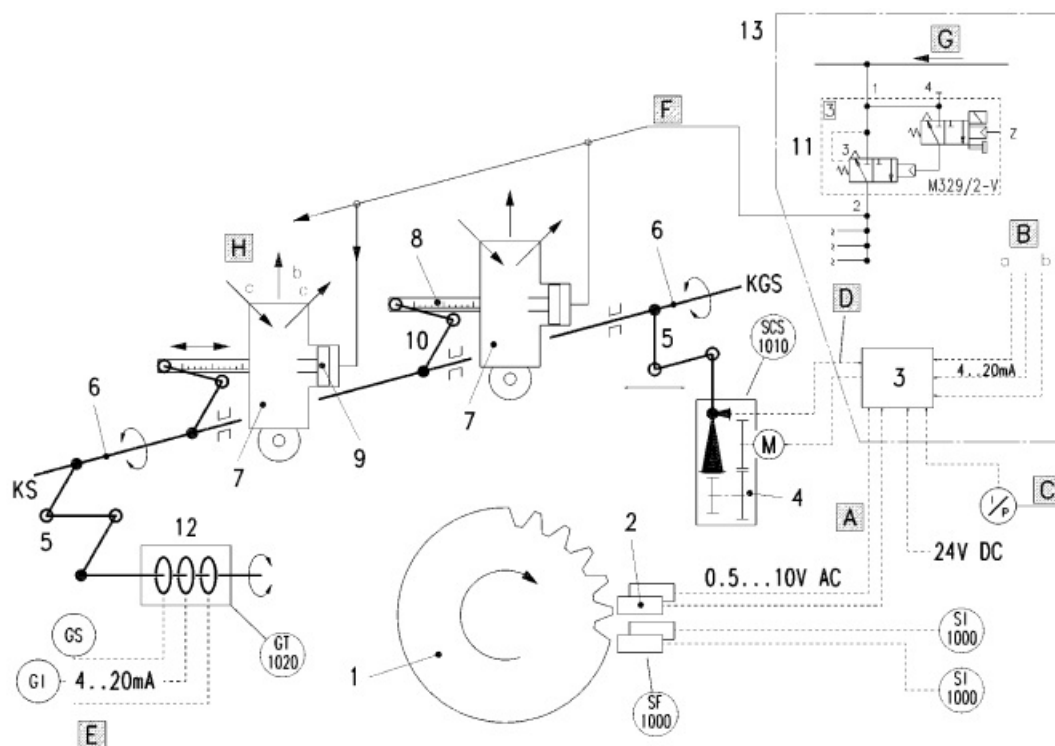


Рис.1.21. Регулювання швидкості та потужності

1 – маховик; 2 - перемикач швидкостей; 3 - регулятор (електронна частина); 4 – привід; 5 – тяга; 6 - регулюючий вал; 7 - насос впорскування палива; 8 - паливна рейка; 9 - поршень аварійної зупинки; 10 - важіль стяжки; 11 - клапан аварійної зупинки; 12 - датчик надходження палива; 13 - станція управління; А - Фактична швидкість; В - Бажана швидкість: а Імпульс «Вище»/ Нижче»; б Імпульс «Вимкнути»; С - Тиск наддуву - тиск повітря контролювани допуск обмеження; D- Рециркуляція; Е - Фактичний допуск; F - Стиснене повітря для аварійного відключення; G - Повітря керування; Н – Мазут: а Впуск; б Впорскування; с Рециркуляція; KS Муфтовий кінець; KGS Вільний кінець двигуна.

Типові суднові установки та загальний вигляд двигуна

Двигун 6ЧН 32/40 (MAN L32/40) призначений для використання як

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

головний судновий, і працює на гребний гвинт. Такий двигун може застосовуватися для механічних або дизель-електричних силових приводів для застосування як:

- балкер, великовантажне судно;
- рибальське судно;
- пором і круїзний лайнер;
- танкер;

Особливості розташування головного двигуна в машинному відділенні на судні представлено на прикладі круїзного судна Рис. 1.22, великовантажного судна Рис.1.23, риболовецького судна Рис.1.24.

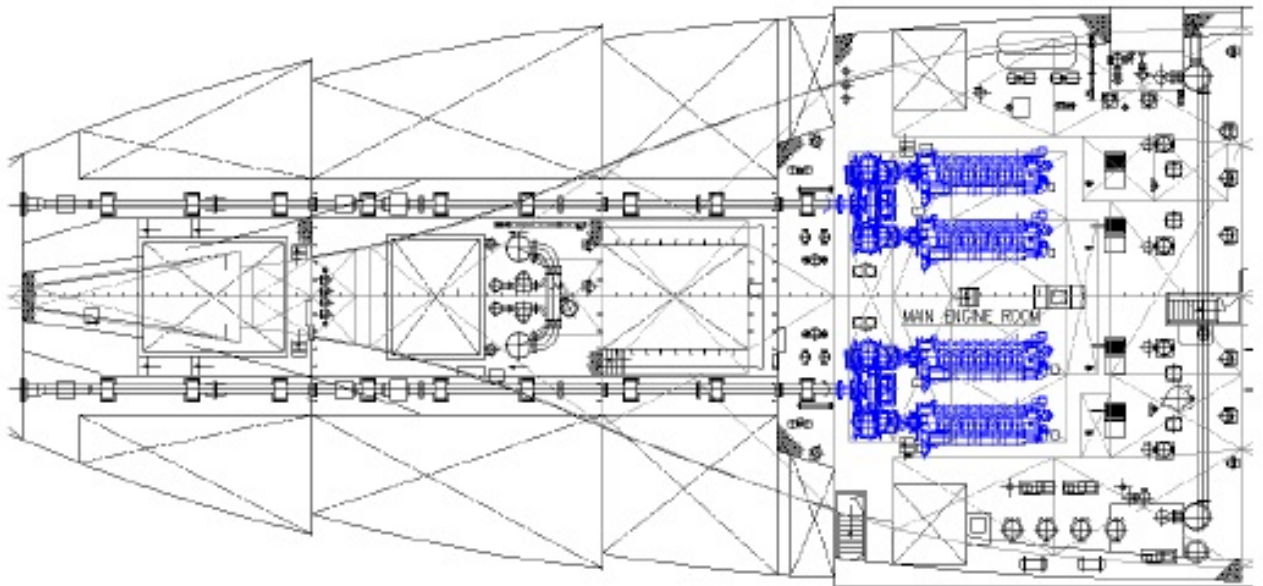


Рис.1.22. Розташування головного двигуна на круїзному судні

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

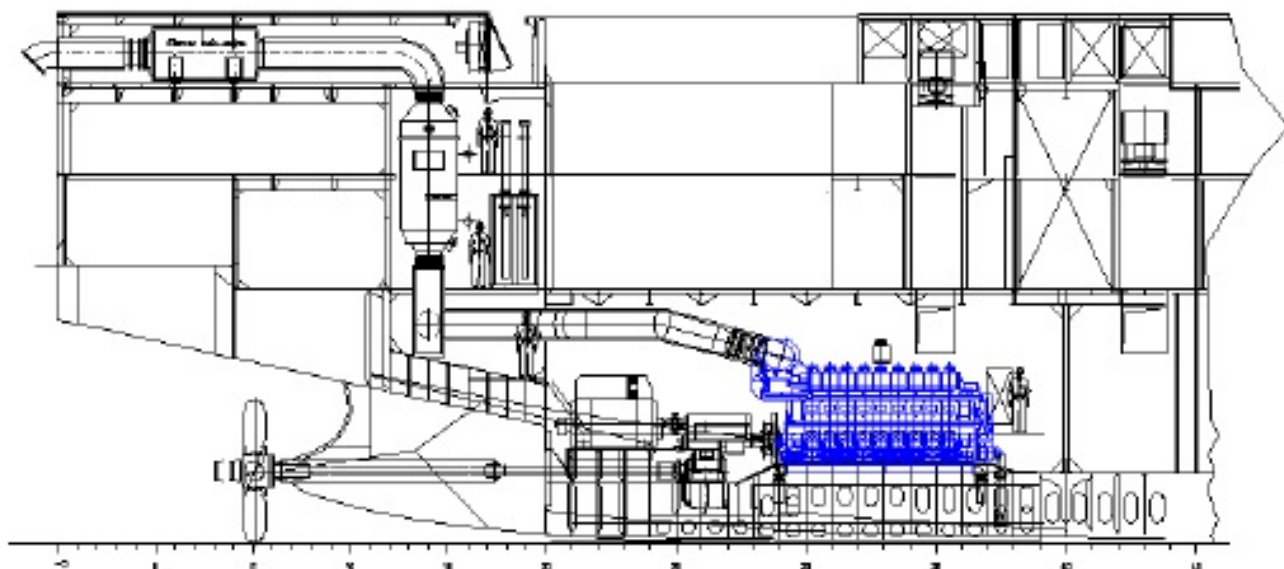


Рис.1.23. Розташування головного двигуна на великовантажному судні

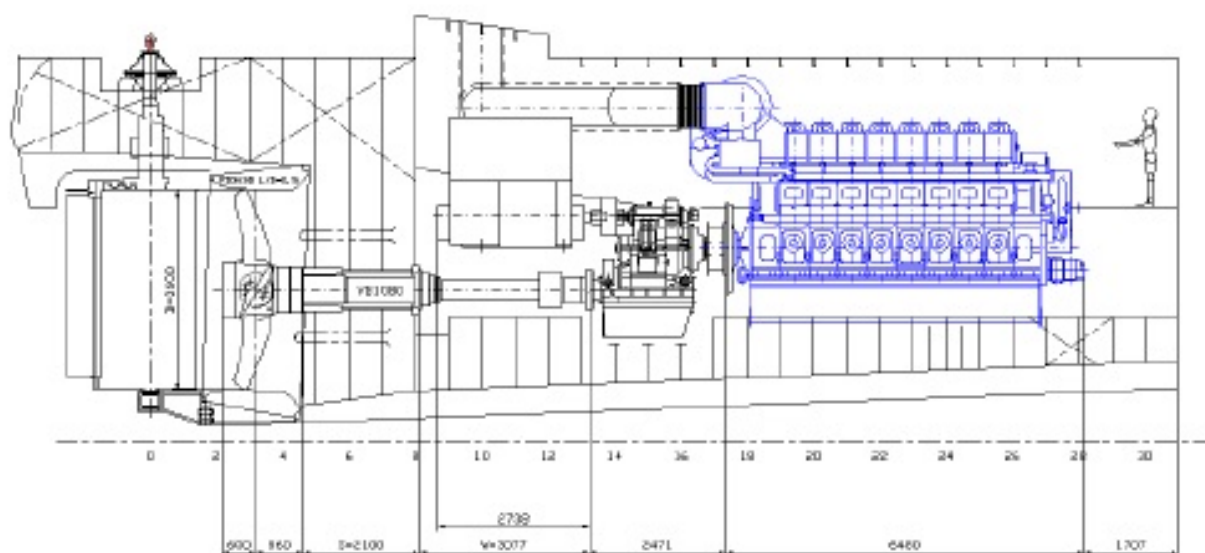
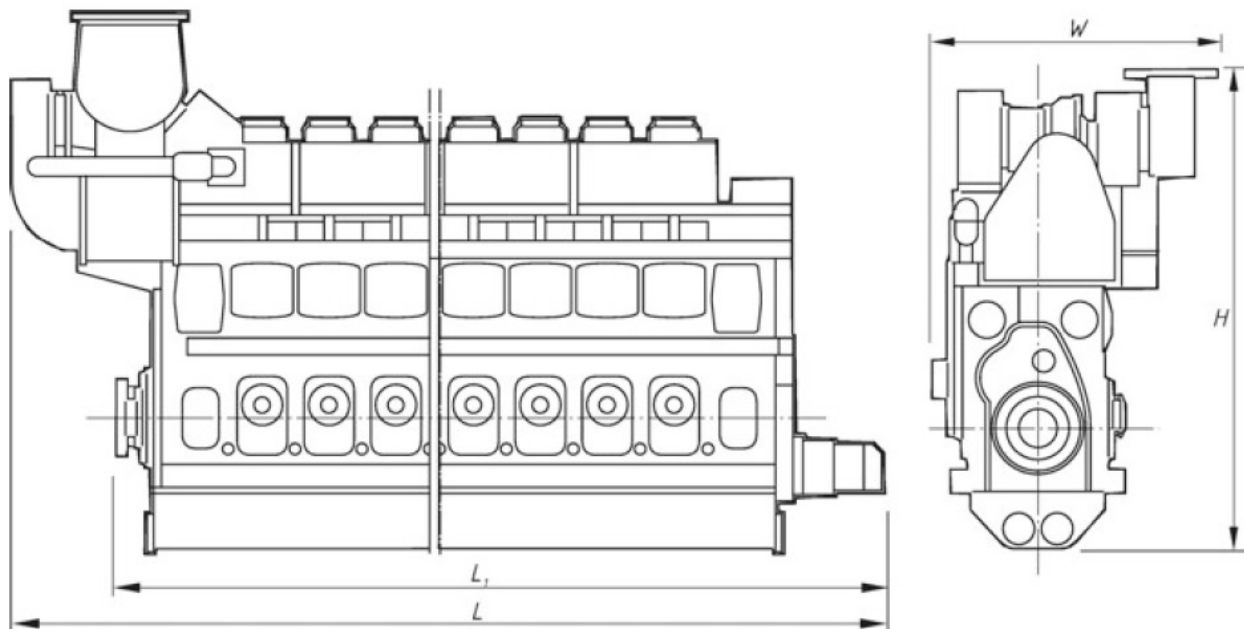


Рис.1.24. Розташування головного двигуна на риболовецькому судні

Загальний вигляд двигуна 6ЧН 32/40 (*MAN L32/40*) показано на Рис.1.25.
Габарити і маса двигунів MAN серії L32/40

					MP.8.142.6222м.10.01	Арк
Ізм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Engine version	L ₁ (mm)	L (mm)	H (mm)	W (mm)	Weight (kg)
6 L32/40	5140	5940	4010	2630	38,000
7 L32/40	5670	6470	4010	2630	42,000
8 L32/40	6195	7000	4490	2715	47,000
9 L32/40	6725	7530	4490	2715	51,000

Рис.1.25. Загальний вигляд двигунів MAN серії L32/40 з габаритами і масою

Висновки

Отже, в розділі описано особливості обраного двигуна 6ЧН 32/40 (*MAN 6L 32/40*) та надано відповідні креслення, а також розглянуто систему: подачі свіжого повітря та відведення відпрацьованих газів; паливна; змащення; охолодження. Крім того, надано розміщення двигуна в машинному відділенні суден: круїзного лайнера, великовантажного, риболовецького.

					MP.8.142.6221м.10.02			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розділ 2. Моделювання робочого процесу 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40).для номінального режиму роботи	Літ.	Арк.	Аркушів
Студентка	Матвеева І.С.							
Консульт.						НУК		
Викладач	Мошенцев Ю.Л.							
Зав.каф	Гогоренко О.А.							

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого процесу 6ЧН 32/40 (*MAN 6L 32/40*). для номінального режиму роботи

2.1. Математична модель розрахунку двигуна 6ЧН 32/40 (*MAN 6L 32/40*).

Для даного розрахунку було використано програму «Blitz-PRO», оскільки в такій програмі закладено термодинамічну математичну модель, яка дозволяє отримати комплексні й максимально точні результати розрахунку. Така програма розроблена на кафедрі «Двигунів внутрішнього згоряння» в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, і доступна для всіх науковців та студентів безплатно у вигляді веб-сайту в Інтернеті.

За допомогою такої програми можна моделювати:

- робочі процеси як двигунів іскровим запалюванням, так і запалюванням двигунів від стиснення від різних видів палива;
- робочі процеси як 2-х і 4-х тактних двигунів, так і при інших процесах згоряння;
- робочий процес в циліндрах, вихлопних колекторах двигуна на різних режимів роботи;
- розрахунок холостого ходу двигуна тощо.

Під час моделювання використовується розрахунок з емпіричними залежностями (методика Разлейцева Н.В.), моделювання роботи турбокомпресора на основі характеристик турбін та компресора, довільний крок ставився за кут повороту колінчатого валу, розрахунок робочого циклу відбувався за заданими даними ефективної потужності, циклової дози палива чи коефіцієнту надлишку повітря.

Номінальний режим – це режим, при якому двигун розвиває найбільшу ефективну потужність, визначену виробником, протягом тривалого часу при заданій швидкості і нормальних атмосферних умовах. Налаштування номінального режиму представлено на Рис. 2.1.-2.6.

					МР.8.142.6221м.10.02	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Crank		Opposite pistons	Conrod free	Other	Mechanism of main motion	
Parameter	Data	Units	Caption			
D_{cyl}	320	mm	Cylinder bore			
S_{pist}	400	mm	Piston stroke			
l_{cyl}	6	-	Number of cylinders			
ε	15.2	-	Geometrical compression ratio			
μF_{leak}		mm ²	Piston&Rings equivalent leakage area			
λ_{crank}	0.204	-	Crank ratio <i>ratio between crank radius and connection rod length</i>			
k_{pist}		-	Relative eccentricity of the crank <i>ratio between piston pin eccentricity and crank radius</i>			
m_{osc}	205.65	kg	Total oscillating mass <i>check the value of the oscillating mass, referred to the piston surface [low-speed: 2500... 6000, medium-speed: 1000...3000, high-speed: 200...700], kg/m²: 2008.3</i>			
m_{rot}	137.35	kg	Total rotational mass <i>check the value of the rotational mass, referred to the piston surface [low-speed: 7000...12000, medium-speed: 1500...2500, high-speed: 300...1200], kg/m²: 1341.3</i>			

Рис. 2.1. Налаштування розрахунку кінематики силового механізму

FRICTION LOSSES SETUP			
Parameter	Data	Units	Caption
a_f	45	kPa	Friction factor for static friction <i>60...90 for diesel engines</i>
b_f	5	kPa/MPa	Friction factor for cylinder pressure load <i>4...6 for diesel engines</i>
c_f	45	kPa/rpm	Friction factor for engine speed <i>35...55 for diesel engines</i>
INCYLINDER HEAT TRANSFER			
A	110	-	Multiplier <i>60...100 - for low-speed diesels, 90...130 - for medium-speed diesels, 100...150 - for high-speed diesels, 120...220 - for spark-ignition engines</i>
C_1	6.18	-	Factor for gas-exchange processes <i>6.18 + C_1 / C_m</i>
C_1	2.28	-	Factor for indicated processes <i>2.28 + C_1 / C_m</i>
C_2	4.25	-	Factor for combustion process <i>3.44 for direct fuel injection, 6.22 for indirect fuel injection</i>
Heat distribution			
$a_{fr,w}$	0.75	-	Share of friction heat transferred to the cooling water (air)
$a_{fr,oil}$	0.25	-	Share of friction heat transferred to the oil
HEAT TRANSFER INTO CYLINDER WALLS			
δ_{lin}	29	mm	Cylinder liner wall average thickness
δ_{pist}	14	mm	Cylinder piston wall average thickness
δ_{head}	22	mm	Cylinder head wall average thickness
λ_{lin}	35	W/(m*K)	Cylinder liner wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; =30...55 for steel and cast iron</i>
λ_{pist}	35	W/(m*K)	Piston wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; =30...55 for steel and cast iron</i>
λ_{head}	35	W/(m*K)	Cylinder head wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; =30...55 for steel and cast iron</i>

Рис. 2.2. Налаштування розрахунку кінематики теплообміну

α_{lin}	2	KW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from cylinder liner wall to the cooling metter
☒ Piston with oil cooling			
α_{piat}	0.5	KW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from piston wall to the cooling metter
α_{head}	3	KW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from head wall to the cooling metter
$T_{w.lin}$	343	K	Temperature of the cooling metter at the cylinder liner inlet
$T_{w.piat}$	363	K	Temperature of cooling metter at the piston inlet
$T_{w.head}$	346	K	Temperature of cooling metter at the cylinder head inlet
INTAKE MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Intake manifold heating from exhaust			
a_{int}	0.01	-	Coefficient 0.01
b_{int}	5	K	Heating from engine 5.30
C_{int}	0.6	-	Correction factor 0.2...1.2
EXHAUST MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Exhaust manifold with water cooling			
$\delta_{exh.wall}$	10	mm	Exhaust manifold wall thickness
δ_{ins}	100	mm	Insulation thickness
λ_{exh}	35	W/(m*K)	Heat conductivity for exhaust manifold walls = 140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron
λ_{ins}	0.015	W/(m*K)	Insulation heat conductivity coefficient = 0.015...0.035 for asbestos insulation
C_{ext}	0.35	-	Correction factor for heat transfer coefficient from gases to manifolds wall = 0.2...1.2
$R_{wall.exh}$	2	m ² *K/kW	Exhaust manifold deposits and soot coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives R=4 m ² *K/kW
$\alpha_{w.exh}$	0.05	KW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from exhaust manifold external wall to the cooling metter
$T_{w.exh}$	313	K	Temperature of the cooling metter for exhaust manifold

Рис. 2.2. (продовження) Налаштування розрахунку кінематики теплообміну

Valves		Ports		INTAKE	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{int.v}$	106	mm	Diameter of the valve head		
$d_{int.s}$	101	mm	Inner seat diameter		
$d_{int.v.f}$	101	mm	Inner seat face diameter		
$d_{int.v.sp}$	23.9	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{int.v}$	2	mm	Number of valves		
$D_{int.v}$	7	mm	Seat face length		
$\rho_{int.v}$	26	mm	Valve maximum lift predicted reasonable valve lift, mm: 25.626		
$\alpha_{int.v.s}$	45	deg	Valve seat angle		
$\mu_{int.v}$	0.7	-	Minimal value of the discharge coefficient Recommended value: 0.602		
Calculate		Load		INTAKE VALVE TIMING	
Φ_{IVO}	50	deg	Intake valve opening before crank TDC 5...50 deg		
Φ_{IVC}	40	deg	Intake valve closing after crank BDC 15...70 deg		
$\Phi_{i.o.t}$	80	deg	Duration of the intake valve opening 60...110 deg		
$\Phi_{i.c.t}$	60	deg	Duration of the intake valve closing 60...110 deg		
Valves		Ports		EXHAUST	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{exh.v}$	106	mm	Diameter of the valve head		
$d_{exh.s}$	101	mm	Inner seat diameter		
$d_{exh.v.f}$	101	mm	Inner seat face diameter		
$d_{exh.v.sp}$	23.9	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{exh.v}$	2	mm	Number of valves		
$D_{exh.v}$	7	mm	Seat face length		
$\rho_{exh.v}$	26	mm	Valve maximum lift predicted reasonable valve lift, mm: 25.626		
$\alpha_{exh.v.s}$	45	deg	Valve seat angle		
$\mu_{exh.v}$	0.7	-	Minimal value of the discharge coefficient Recommended value: 0.602		
Calculate		Load		EXHAUST VALVE TIMING	
Φ_{EVO}	41	deg	Exhaust valve opening before crank BDC 40...95 deg		
Φ_{EVC}	39	deg	Exhaust valve closing after crank TDC 15...70 deg		
$\Phi_{e.o.t}$	80	deg	Duration of the exhaust valve opening 60...110 deg		
$\Phi_{e.c.t}$	60	deg	Duration of the exhaust valve closing 60...110 deg		

Рис. 2.3.(продовження) Налаштування розрахунку клапанів

Single	Double	Triple	FUEL INJECTION TIMING	
Parameter		Data	Units	Caption
☐ Use control maps to set fuel injection dynamically (see "General settings" @ Transient datasheet)				
$\varphi_{start\ inj}$		4	deg	First-stage injection timing (CAD before crank TDC)
φ_{inj}		22	deg	Duration of the first-stage (single) injection
Diesel oil			FUEL PROPERTIES	
Parameter		Data	Units	Caption
Q_i		42700	kJ/kg	Net calorific value of fuel
E_a		21500	kJ/kmol	Activation energy of the fuel 21500 25000
ON			-	Octane number 0 120
CN		45	-	Cetane number 0 100
Mass composition of the fuel				
g_C		0.873	-	The carbon mass share in the fuel
g_H		0.127	-	The hydrogen mass share in the fuel
g_O			-	The oxygen mass share in the fuel
g_S			-	The sulfur mass share in the fuel
Physical parameters of the fuel				
ρ_{fuel}		836	kg/m ³	Fuel density at the temperature of 20 °C, then is corrected by: $\rho_{fuel} = \rho_{fuel} \cdot 0.7 (T_{fuel} - 20)$
μ_{fuel}		0.001	Pa*s	Dynamic viscosity of the fuel at the temperature of injection
σ_{fuel}		0.02	N/m	The surface tension of fuel at the temperature of injection
$M_{mass\ fuel}$		230	kg/kmol	The molar mass of fuel
T_{fuel}		55	°C	Fuel temperature at injector nozzle

Рис. 2.4. Налаштування розрахунку пального

Parameter	Data	Units	Caption
σ_{inj}	10	-	Constants for equations of two approximation curves, sum of which gives diagrams of relative fuel injection $\sigma = \sigma(\varphi)$, and relative fuel injection speed $d\sigma/dt = d\sigma/dt(\varphi)$: $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_1 + \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_2$ $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left[a \cdot \left(\overline{\varphi}^{m_1-1} - b \overline{\varphi}^{m_2-1} \right) \right]_0^{\overline{\varphi} = \varphi_{inj\ 1}} + c \cdot \left(\overline{\varphi}^{m_3-1} - \overline{\varphi}^{m_4-1} \right)$
D_{inj}	1.15	-	
$m_{inj\ 1}$	1.5	-	
$m_{inj\ 2}$	1.665	-	
$m_{inj\ 3}$	6.0	-	
$m_{inj\ 4}$	1.5	-	
$\Phi_{inj\ 1}$	0.435	-	Relative angle of the intersection of the first parabolic curve and abscissa axis
Injector nozzle parameters			
$l_{inj\ holes}$	10	-	Number of injector holes check the estimated average injection pressure, MPa: 146.0
$d_{inj\ holes}$	0.59	mm	Diameter of injector holes check the estimated average Sauter diameter of fuel droplets, mcm: 16.9
FUEL EVAPORATION SETTINGS			
Parameter	Data	Units	Caption
E_C	1.7	-	Coefficient in formula for average droplet diameter
$A_{z\ i}$	9	-	The time constant of evaporation of large droplets of the injected fuel 6.12
m_Y	0.65	-	The exponent number for the evaporation speed multiplier Y (including the effect of vortex motion of the air at the end of compression) $Y = (n / 1000)^{m_Y}$ ($m = 0.67 \dots 1$) 0.81
D_f	3	-	Coefficient in formula for the fuel spray length 3 (according to Lyshevskiy)
L_{wall}	0.15	m	The distance of the free flight of the fuel spray Determined by the design of the combustion chamber
A_{3z}	0.0055	-	Coefficient in the cone angle of the fuel spray Effects on the time of interaction the flame/fuel sprays with combustion chamber walls
X_0	0.75	-	The reduction of the fuel evaporation rate due to interaction of sprays with combustion chamber walls

Рис. 2.4. (продовження) Налаштування розрахунку пального

Ignition delay settings according to modified Tolstov			
B_0	0.0000038	-	$\tau_i = B_0(1 - k_n) \sqrt{\frac{p_{inj\ start}^{T_{inj\ start}}}{p_{atm\ start}^{T_{atm\ start}}}} e^{\frac{E_a}{R(T_{inj\ start} - T_{atm\ start})}} \frac{70}{25 + C/N}$
k_n	0.00016	-	
Raziejtzev	Wiebe	FACTORS FOR HEAT RELEASE EQUATIONS	
		EQUATIONS	
Parameter	Data	Units	Caption
a_0	13000	-	Factors for combustion model set-up: $a_0 = (4000...50000)$ $a_1 = (0.01...0.08)$ $a_2 = (5...15)$ $b_0 = (0.02...0.2)$ $m_{comb} = 0.5$ $\left(\begin{matrix} A_0 = a_0(n \cdot H)^{m_{comb}} \\ A_1 = a_1(n \cdot H)^{m_{comb}} \\ A_2 = a_2(n \cdot H)^{m_{comb}} \end{matrix} \right)$
a_1	0.05	-	
a_2	12	-	
b_0	0.075	-	
m_{comb}	0.5	-	
H	1.05	-	Swirl number $f \rightarrow f_0$
$\Delta\varphi_k$		deg	Extra period to use the equations for combustion at the injection period in general = 0, at the idle and low loads = 0 ... 10 deg
ΔT_k	0.05	ms	Extra time to use the equations for combustion at the injection period 0.2 - 0.5 ms for direct injection, 0.3 - 0.8 for indirect injection
Φ_{20}	0.35	-	Relative crank angle from combustion start to air usage function minimum 0.3 - 0.55
$\xi_{a\ c0}$	0.55	-	Minimum value for air usage function 0.3 - 0.6 for direct injection, 0.5 - 0.9 for indirect injection
$\Delta_{U\ F}$	0.005	-	Unburned fuel fraction

Рис. 2.4. (продовження) Налаштування розрахунку пального

TOXIC EMISSIONS PREDICTION			
Parameter	Data	Units	Caption
Nitrogen oxides formation prediction [NO]			
α_{loc}	0.85	-	Initial value of the local air excess ratio for burned gases zone <i>0.8 - 0.92 (progressively rises to 1.0 at the end of combustion)</i>
A_{1p}	13.6	$\times 10^{-13}$	Coefficients for NO formation reaction rate constants. $\frac{d[NO]}{dt} = \frac{p}{RT_{burned}} \frac{2K_{1p}[N_2][O]}{1 + \frac{K_{1r}[NO]}{K_{2p}[O_2]}} \left(1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right)^2 \right);$ $K_{1p} = A_{1p} \cdot \exp^{-\frac{B_{1p}}{RT}}; K_{1r} = A_{1r} \cdot \exp^{-\frac{B_{1r}}{RT}}; K_{2p} = A_{2p} \cdot \exp^{-\frac{B_{2p}}{RT}}$
B_{1p}	315700	-	
A_{1r}	3.12	$\times 10^{-13}$	
B_{1r}	1670	-	
A_{2p}	1.33	$\times 10^{-10}$	
B_{2p}	29600	-	
Soot formation prediction [C]			
B_{1soot}	0.004	-	Coefficients for soot formation prediction. ϕ_d - fuel droplet part, wich forms the soot core.
$B'_{2soot\phi_d}$	0.0017	-	
$B''_{2soot\phi_d}$	0.0028	-	
B_{3soot}	3.1	$\times 10^6$	Coefficient to correct the soot concentration velocity due to cylinder volume increment
B_{4soot}	0.75	-	
η_{disp}	3	-	Distribution constants for injection uniformity <i>2 - 4</i>
m_{rpm}	1	-	Exponent in engine speed correction multiplier <i>used in $(\eta_{rpm rated}/\eta_{rpm})^{m_{rpm}}$ correction</i>

Рис. 2.4. (продовження) Налаштування розрахунку пального

Parameter	Data	Units	Caption
t_0	25	°C	Ambient temperature
p_0	100	kPa	Ambient pressure
Φ_{air}	30	%	Humidity of intake air
PRESSURE LOSSES AND FLOW AREAS AT INTAKE AND EXHAUST			
☐ Use equations to find pressure losses (see "General settings" @ Transient datasheet)			
$\Delta p_{int f}$	1	kPa	Pressure loss at intake system <i>intake air filter</i>
Δp_t	1	kPa	Pressure losses at exhaust system <i>muffler, pipes, etc</i>
μF_s	0.08	m ²	Flow area at the intake manifold enter
μF_t	0.066	m ²	Flow area at the exhaust manifold exit
MANIFOLDS PARAMETERS			
$V_{exh.m}/V_s$	8.44	-	Relative volume of "steady" part of exhaust manifold <i>referred to the displacement volume of the cylinder V_d, litres 32.170</i>
$i_{cyl.1exh}$	6	-	Number of cylinders merged by one exhaust manifold
$d_{exh.eqv}$	290	mm	Equivalent diameter of exhaust manifold
$V_{int.m}/V_s$	10.28	-	Relative volume of "steady" part of intake receiver <i>referred to the displacement volume of the cylinder</i>
$i_{cyl.1int}$	6	-	Number of cylinders merged by one intake receiver
$d_{int.eqv}$	320	mm	Equivalent diameter of intake manifold
☒ Consider the unsteady phenomena by simplified Orlin approach			
$L_{int.p}$	200	mm	Length of the intake pipe
$d_{int.p}$	180	mm	Diameter of the intake pipe
$L_{exh.p}$	150	mm	Length of the exhaust pipe
$d_{exh.p}$	160	mm	Diameter of the exhaust pipe
$L_{compr.dyn}$	600	mm	"Dynamic" length of the first stage compressor's outlet pipe

Рис. 2.5. Налаштування розрахунку агрегатів наддуву

☒ Consider the friction into manifolds			
$R_{a.int}$	0.2	mm	Intake reciever inner wall roughness
$R_{a.exh}$	0.2	mm	Exhaust manifold inner wall roughness
Natural aspirated		Single	Register
		Two-stage	
Driven supercharger		Turbocharger	
First charger			
Parameter	Data	Units	Caption
Π_k	3.93	-	Pressure increase ratio for fresh charge
$d_{compr.volute}$	220	mm	Compressor volute exit diameter
Δp_{CAC}	3	kPa	Pressure losses at air cooler
$T_{wt.CAC}$	293	K	Coolant temperature at air cooler inlet
η_{CAC}	0.85	-	Efficiency of air cooler
$\eta_{ad.c}$	0.84	-	Adiabatic efficiency of the compressor
$\eta_{a.t}$	0.82	-	Efficiency of the turbine
μF_{turb}	0.01462	m ²	Equivalent flow area of the turbine
f_{WG}		mm ²	Waste-gate flow area

Рис. 2.5. Налаштування розрахунку агрегатів наддуву

GENERAL SETTINGS			
Parameter	Data	Units	Caption
$n_{crank rated}$	1000	rpm	Rated engine speed
$G_{k rate}$	0.08	kg/s	Air flow at rated speed and load
$\Delta P_{int f rate}$	0.5	kPa	Air pressure drop in the intake air filter at rated speed and load <i>Generally is to be less than 0.5 - 1 kPa</i>
$\Delta P_{CAC rate}$	1	kPa	Air pressure drop in the charge air cooler at rated speed and load <i>Generally is to be less than 4 - 5 kPa</i>
$\Delta P_{exh rate}$	10	kPa	Exhaust gases pressure drop in the outlet manifold at rated speed and load <i>Generally is to be less than 7 - 10 kPa</i>
$m_{int f}$	2	-	Exponent for intake air filter pressure drop equation <i>1.7 - 2.5</i>
m_{CAC}	2	-	Exponent for CAC pressure drop equation <i>1.7 - 2.5</i>
m_{exh}	2	-	Exponent for exhaust manifold pressure drop equation <i>1.7 - 2.5</i>
$P_{max rate}$	10000	kPa	Incylinder maximum pressure at rated power
$dp/d\phi_{max rate}$	700	kPa/c. a. d.	Incylinder maximum pressure rate at rated power
Load fuel injection / Spark and combustion timing map			
☐ Periodical fuel-injection/ignition irregularity (for 12 consecutive cycles)			
Control Map	Выберите файл Файл не выбран		Show graphs
	Upload Now		
☒ Adjust the fuel injection to limit the air excess ratio α			
α_{min}	1.2	-	The minimal value of α acceptable for transient operation <i>1.1 - 1.5</i>
Heat inertia setup			
m_{head}	504	kg	Cylinder head mass (per one cylinder)
m_{pist}	106	kg	Piston mass <i>piston crawn mass for composite pistons</i>
m_{lin}	172	kg	Liner mass
m_{exh}		kg	Exhaust manifold mass

Рис.2.6. Налаштування перехідних обчислень

$C_{p head}$	600	J/(kg*K)	Specific heat for the cylinder head material <i>400 - 800 - for steel, 500 - 1000 - for cast iron, 900 - 1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p pist}$	600	J/(kg*K)	Specific heat for the piston material <i>400 - 800 - for steel, 500 - 1000 - for cast iron, 900 - 1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p lin}$	600	J/(kg*K)	Specific heat for the liner material <i>400 - 800 - for steel, 500 - 1000 - for cast iron, 900 - 1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p exh}$	600	J/(kg*K)	Specific heat for the exhaust manifold material <i>400 - 800 - for steel, 500 - 1000 - for cast iron, 900 - 1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p int}$	600	J/(kg*K)	Specific heat for the intake receiver material <i>400 - 800 - for steel, 500 - 1000 - for cast iron, 900 - 1500 for aluminium alloys</i>
Vehicle Ship Test bench			
TYPE OF ENGINE INSTALLATION			
Parameter	Data	Units	Caption
r_{wheel}	0.27	m	Cinematic radius of driving wheel
m_{veh}	970	kg	Weight of the vehicle
β_{inert}	1.05	-	Multiplier to the vehicle weight to consider the inertia of rotating parts
i_{gear}	7.57	-	Total gear ratio (engine rpm/wheel rpm)
C_x	0.36	-	Air drag coefficient
F_{cross}	1.909	m ²	Projected frontal area of the vehicle
μ_0	2.5	-	Static friction factor <i>5 - 50</i>
K_{fr}	0.5	-	Coefficient for the friction resistance equation <i>0.05 - 0.2</i>
$\mu_{fr train}$	0.86	-	Multiplier in the friction losses equation to consider additional losses in transmission <i>1.05 - 2.5</i>
α_{incl}		deg	Angle of the road descend
WG VNT FREE			
TURBOCHARGER#1 TRANSIENT & CONTROL			
Parameter	Data	Units	Caption
J_{TC}	0.00002	kg*m ²	Moment of inertia of the turbocharger

Рис.2.6. (продовження) Налаштування перехідних обчислень

Після внесення всіх даних згідно з технічним показниками отримано наступні результати розрахунку номінального режиму роботи двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40). Після виконання розрахунків номінального режиму роботи двигуна побудовано діаграми робочого процесу, які представлені на Рис. 2.7. – 2.14.

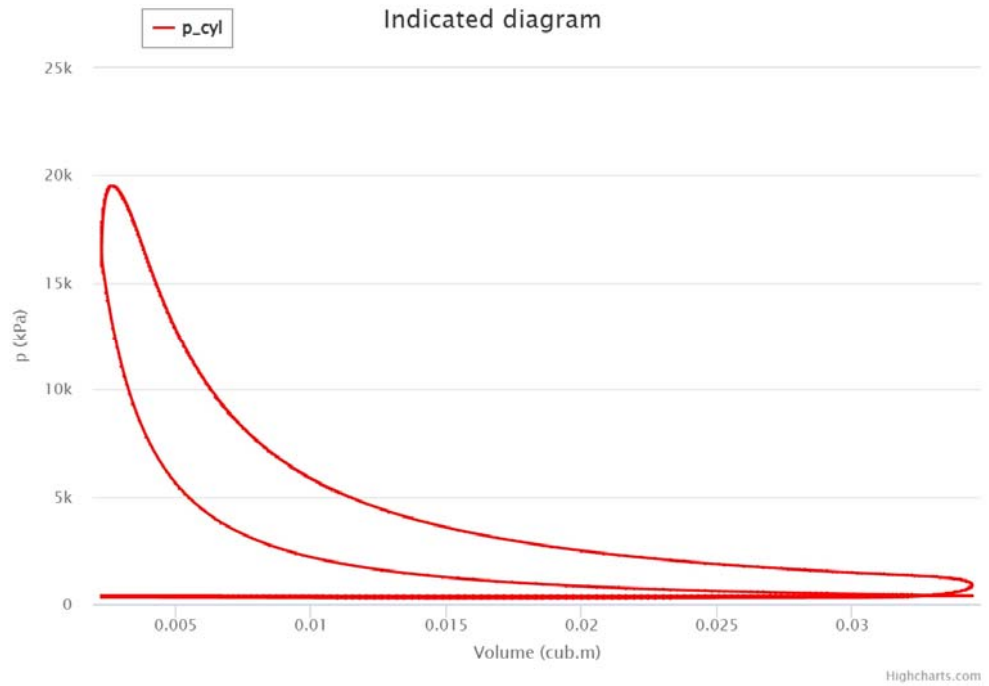


Рис. 2.7. Згорнута індикаторна діаграма

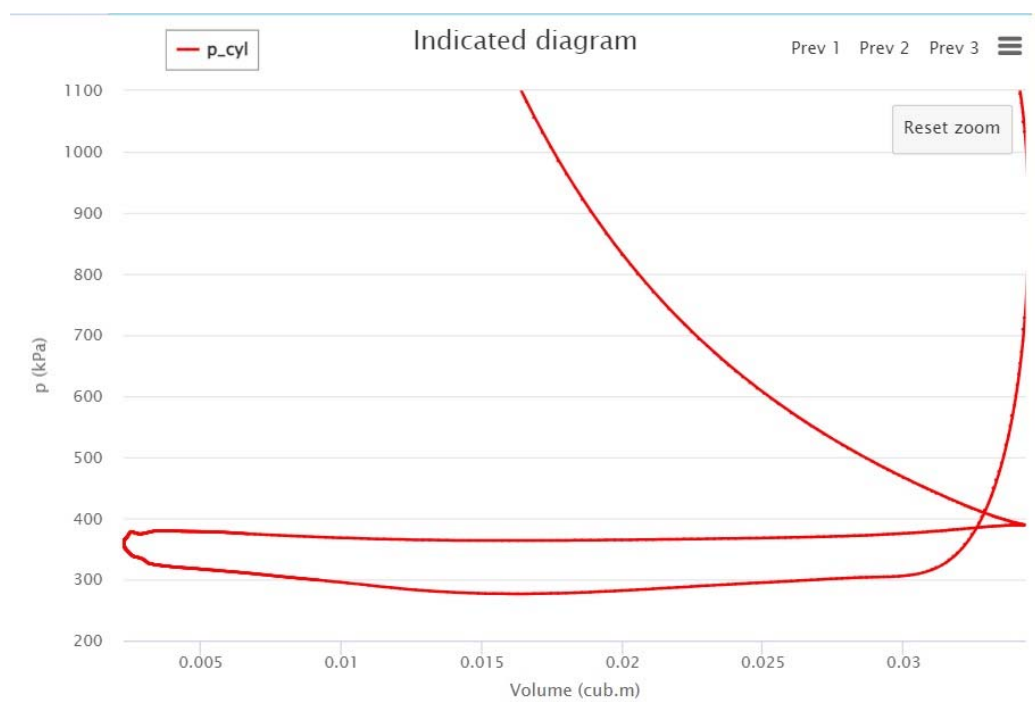


Рис. 2.8. Діаграма насосних ходів

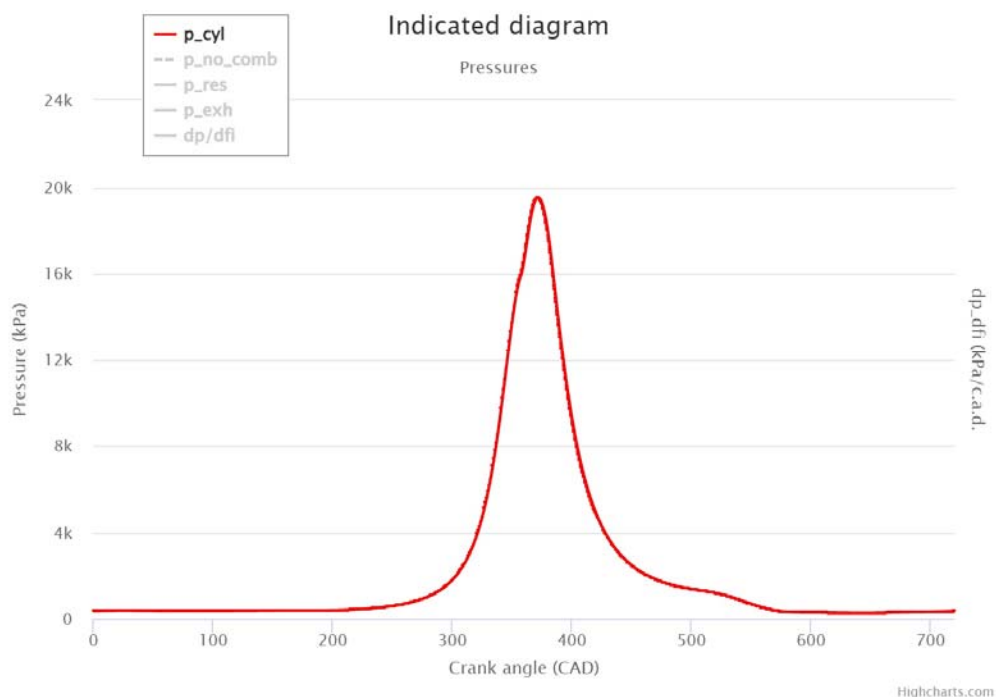


Рис. 2.9. Розгорнута індикаторна діаграма

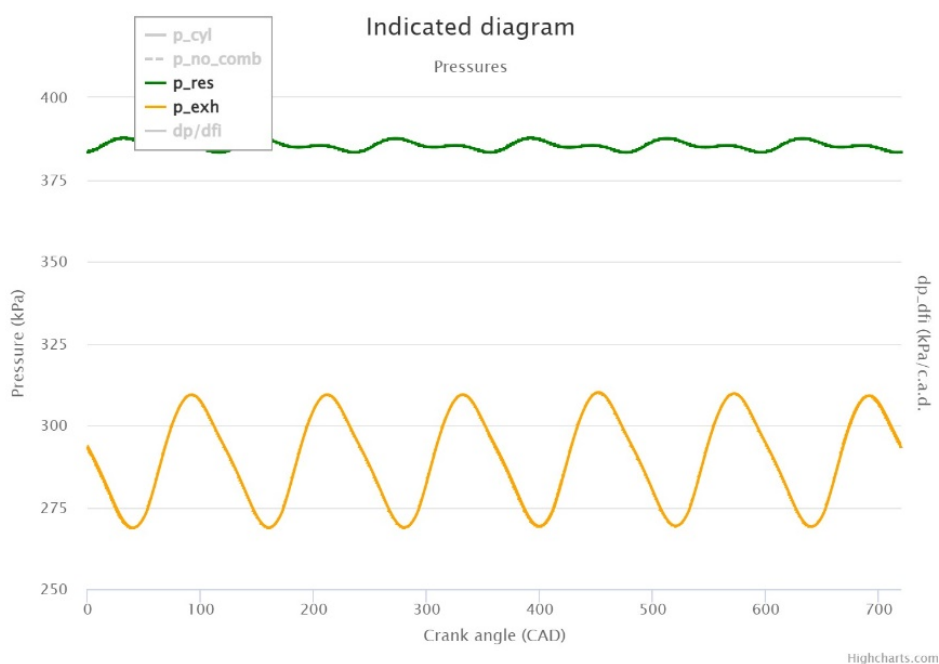


Рис. 2.10. Діаграма зміни тиску повітря у впускному ресивері та газів у випускному колекторі в залежності від кута п.к.в.:

P_{res} – тиск повітря у впускному ресивері; P_{exh} – тиск газів у випускному колекторі.

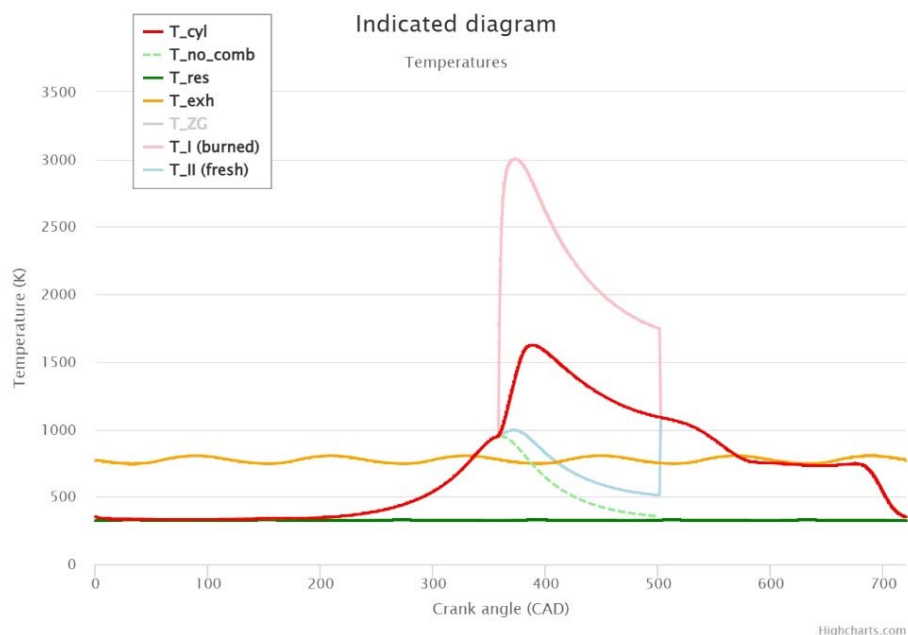


Рис. 2.11. Діаграма зміни температур в двигуні в залежності від кута п.к.в.:

T_{cyl} – температура газів в циліндрі; T_{res} – температура повітря у впускному ресивері; T_{exh} – температура газів у випускному колекторі; $T_{I(burned)}$ – температура фронту полум'я в циліндрі (двохзонна модель); $T_{II(fresh)}$ – температура свіжого заряду в циліндрі.

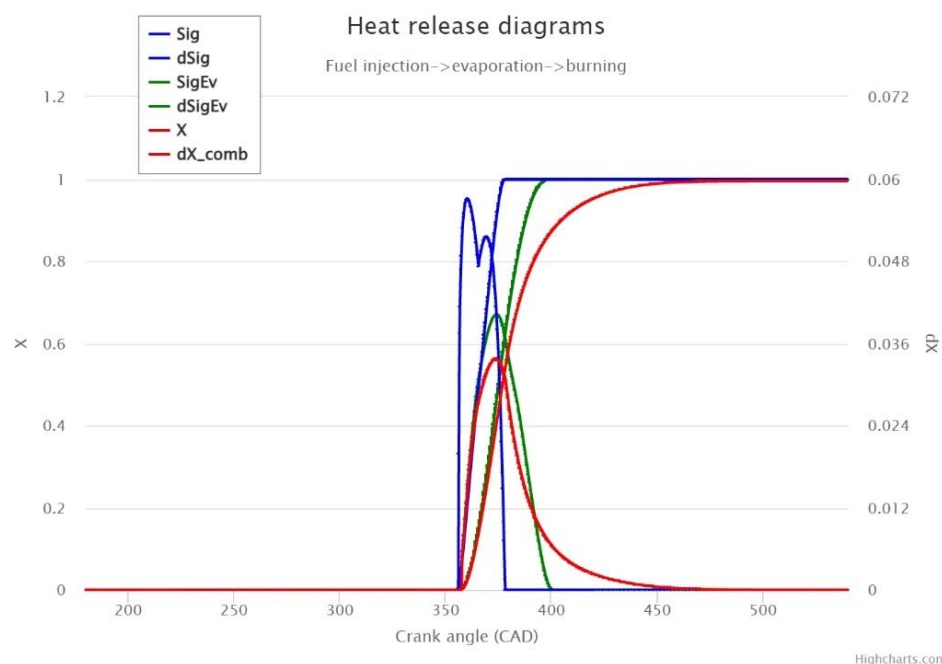


Рис. 2.12. Залежність впорскування, випаровування та горіння палива в

циліндрі від кута п.к.в.:

X – характеристика горіння палива; dX_{comb} – доля згорівшого палива;
 $SigEv$ – характеристика випаровування палива; $dSigEv$ – доля
випаруваного палива; Sig – характеристика впорскування палива; $dSig$ –
доля впорску того палива

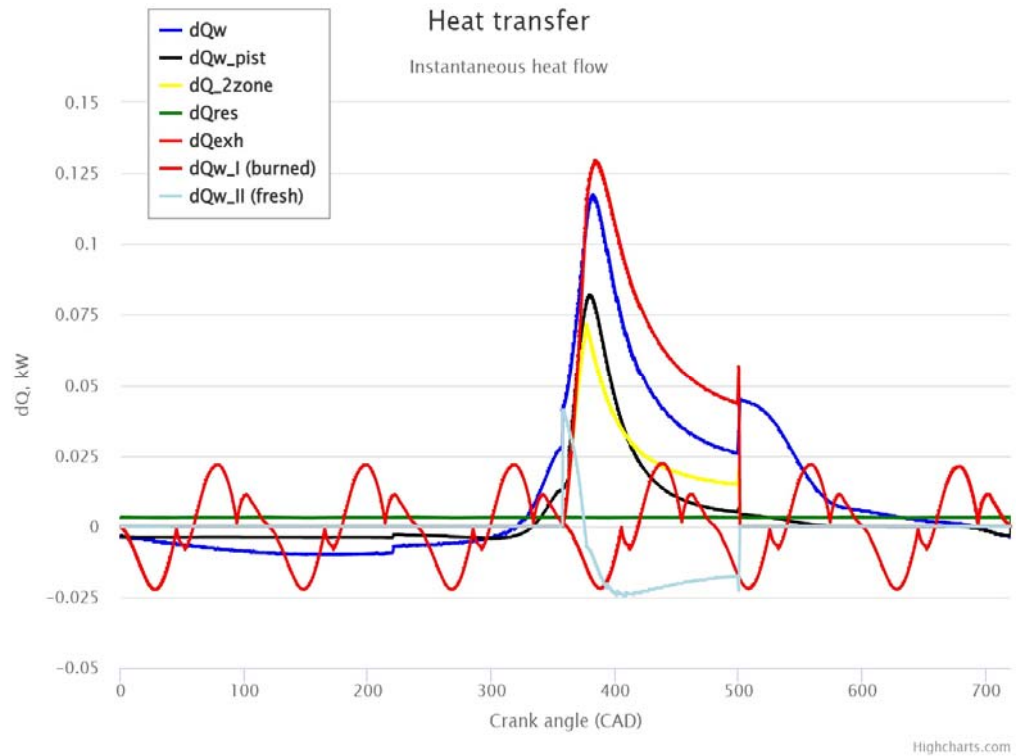


Рис. 2.13. Діаграма миттєвого теплового потоку в залежності від кута п.к.в.:

dQw – тепловий потік у стінки циліндру; dQw_{pist} – тепловий потік до
днищапоршня $dQres$ – тепловий потік підведений з ресиверу; $dQexh$ –
тепловий по- тік відведений у колектор.

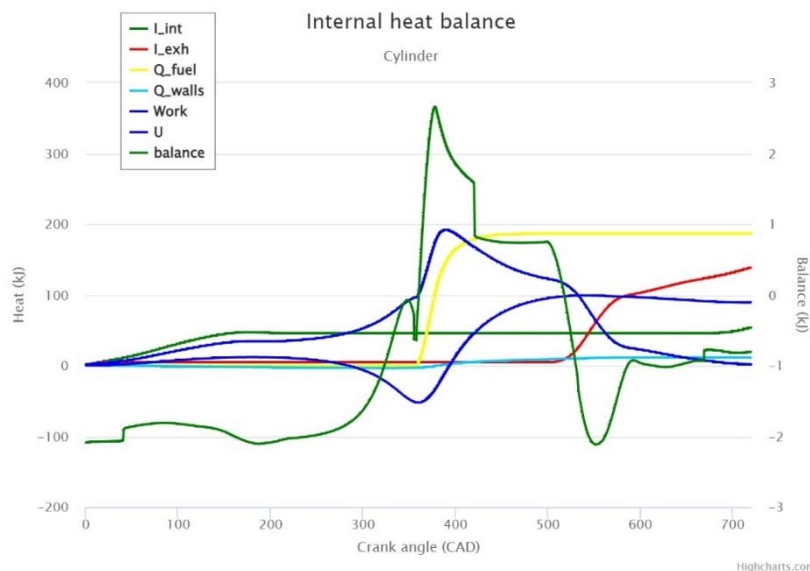


Рис. 2.14. Діаграма зміни внутрішнього теплового балансу в залежності від ку-та п.к.в.:

I_{int} – теплота підведена з надувним повітрям; I_{exh} – теплота відведена з ВГ; Q_{fuel} – теплота виділена при згорянні палива; Q_{walls} – теплота відведе на до стінок циліндру; $Work$ – теплота перетворена в роботу; $balance$ – тепловий баланс

В даному розділі було описано математичну модель для розрахунку двигуна, синтезовано робочий процес двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40). Представлено визначені вхідні дані для розрахунку номінального режиму роботи двигуна. Отримані основні залежності показників робочого процесу, які представлені на рисунках 2.7 – 2.14.

					МР.8.142.6221м.10.02	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					МР.8.142.6222м.10.03									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
					Розділ 3. Математичне моделювання статичної гвинтової характеристики двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40)				Літ.		Арк.		Аркушів	
Студентка		Матвеева І.С.												
Консульт.									НУК					
Викладач		Мошенцев Ю.Л.												
Зав.каф		Гогоренко О.А.												

РОЗДІЛ 3

Математичне моделювання статичної гвинтової характеристики двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40)

Головний двигун працює зі змінними навантаженнями, що пов'язано зі зміною умов плавання судна через погодні умови, обростання і корозію корпусу судна і гребного гвинта. Його навантаження також залежить від характеру рейсу - ходу в баласті або в повному вантажу. Погіршення гідрометеорологічних умов мореплавства, збільшення шорсткості підводної частини судна за сталості швидкості ходу спричиняють зростання теплових і механічних навантажень у двигуні. Для захисту двигуна від можливих перевантажень визначаються обмежувальні характеристики, які окреслюють зону допустимих режимів роботи двигуна. У переважній більшості випадків рейс транспортного судна передбачає постійну контрактну швидкість ходу. Режим роботи двигуна, що є найважливішим елементом пропульсивного комплексу, залежить від головного гвинта, який обертається з частотою, необхідною для підтримання контрактної швидкості.

Згідно з проектним довідником обраного двигуна, то корпорація MAN Diesel & Turbo вказує, що у режимі перевантаження робота допускається не більше 1 години з перервою на 12 годин. При цьому обмеження за максимальною потужністю становлять 10 % від специфікаційної. Обмеження за максимальною частотою обертання для робота двигуна в діапазоні допустимих обертів від 103 % у звичайних умовах експлуатації до 106 % в умовах ходових випробувань протягом максимум 1 години. Проте, звичайні випробування двигунів проводиться при 110% номінальної потужності та 103% номінальної швидкості двигуна.

					MP.8.142.6222м.10.03	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

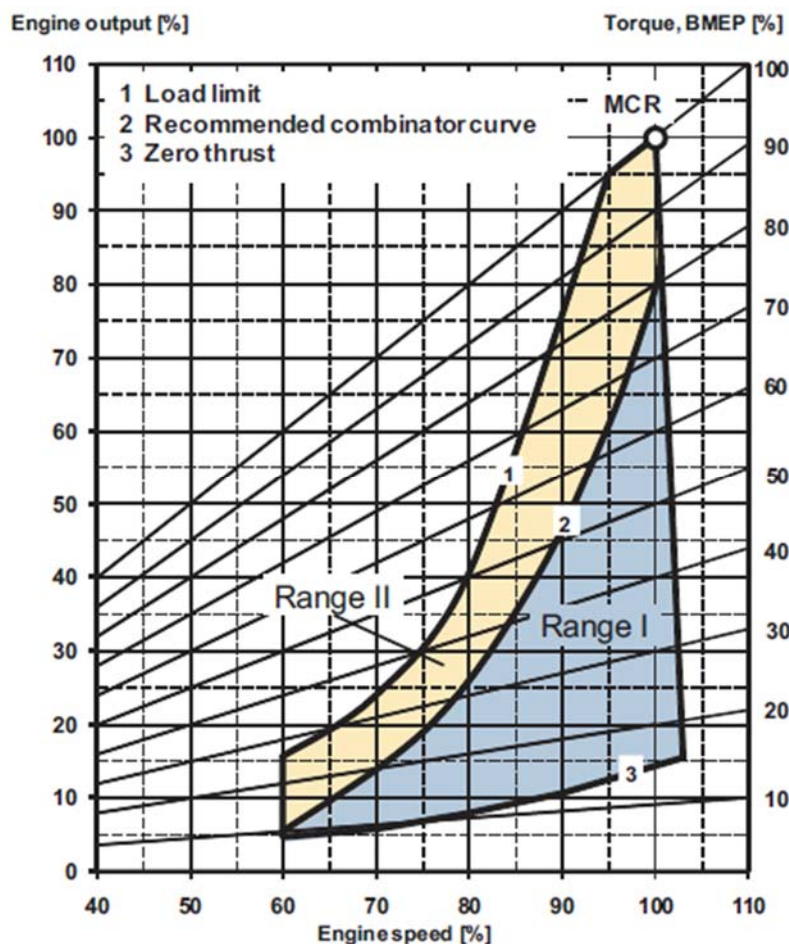


Рис.3. 1. Гвинтова характеристика двигуна MAN 6L32/40

Range I Робочий діапазон для безперервної роботи.; *Range II*: тимчасово допустимий робочий діапазон е. г. під час розгону та маневрування.

Крива комбінованого навантаження має бути на достатній відстані від кривої 1 для захисту від перевантаження. Має бути надано контроль навантаження. Втрати при передачі (наприклад, по редуктору та потужності на валу) та додаткові вимоги до харчування повинні бути взяті до уваги.

Гвинтовою характеристикою називається залежність потужності та інших параметрів роботи двигуна від частоти обертання валу при роботі з гребним гвинтом.

При роботі двигуна за гвинтовою характеристикою його потужність повинна повністю поглинатися гребним гвинтом, для якого залежність потужності від частоти обертання визначається залежністю

$$N = c^2 \cdot n m,$$

де c^2 – коефіцієнт пропорційності; m – показник ступеня (для водовипромінюючих суден $m = 3$).

Відмінною особливістю гвинтових характеристик є різке зменшення потужності двигуна при зниженні частоти обертання. З метою забезпечення підвищеного крутного моменту (або потужності) на низьких оборотах на судні використовують гвинт із регульованим кроком (ГРК). Його застосування дозволяє працювати за зовнішньою характеристикою у всьому діапазоні зміни частоти обертання валу і тим краще використовувати можливості двигуна [4, с. 268].

Також головний двигун з ГРК може працювати за характеристикою навантаження при постійній частоті обертання.

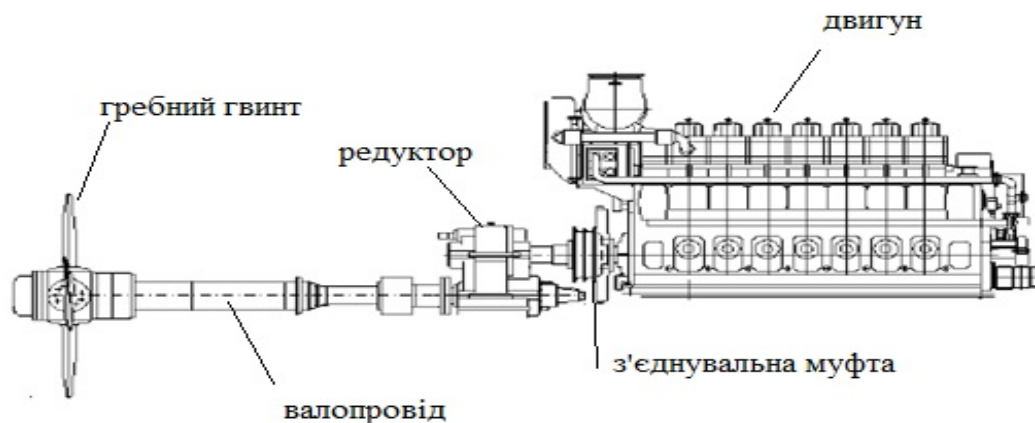


Рис. 3.2. Силова установка судна у складі двигуна MAN 6L32/40

Робота двигуна по гвинтовій характеристиці може бути забезпечена шляхом зниження циклової подачі палива при зменшенні частоти його обертання. При малих циклових подачах палива погіршуються процеси його розпилювання, сумішоутворення та згоряння, двигун фактично працює на режимах, близьких до холостого ходу, і підтримувати постійну його частоту обертання за допомогою регулятора стає важко. Тому кожен двигун має мінімально стійку частоту обертання n_{min} , яка становить 18...30% її

					MP.8.142.6222м.10.03	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

номінального значення. Тривалість роботи двигуна при мінімальній стійкій частоті обертання не повинна перевищувати 0,5 ... 1,0 год.

Під час побудови гвинтової характеристики осі абсцис відкладають значення частоти обертання колінчастого валу двигуна n . По осі ординат відкладають інші показники двигуна, що характеризують його роботу: ефективну потужність N_e , середній ефективний тиск p_e , питома ефективна витрата палива g_e , коефіцієнт надлишку повітря α , тиск наддуву p_k , температура відпрацьованих газів T_r тощо.

Розрахунок параметрів роботи двигуна на дробових режимах, необхідні побудови характеристик, виконуємо серед Microsoft Excel і програму для розрахунків робочого циклу «Blitz-PRO». Особливістю розрахунку є коректно підібрати вхідні параметри для розрахунку дробових режимів, які відрізняються від номінального, і за умови, що будуть витримані обмеження за наступними параметрами робочого циклу (зазначені в розрахунку навантажувальних характеристик). Розрахунок гвинтової характеристики двигуна проводились на таких частотах обертів: 720 об/хв⁻¹, 684 об/хв⁻¹, 648 об/хв⁻¹, 576 об/хв⁻¹, 504 об/хв⁻¹, 432 об/хв⁻¹, 360 об/хв⁻¹, 288 об/хв⁻¹. Для гвинтової характеристики незалежним параметром є частота обертання колінчастого валу двигуна n , яку ми задаємо вручну (відносні значення). Результати розрахунку представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Результати статичної гвинтової характеристики двигуна 6ЧН 32/40
(MAN 6L 32/40)

Parameters	Crankshaft speed, rpm ⁻¹							
	720	684	648	576	504	432	360	288
Number of iterations	54	64	66	46	34	38	27	25
Brake power, kW	3000.200	2572.253	2187.205	1536.153	1029.074	648.0533	374.9726	192.0095
crank speed	720	684	648	576	504	432	360	288
Air excess ratio	2.099329	2.054961	1.977184	1.715090	1.558647	1.700559	2.193822	2.978847
Fuel mass per cycle, g	4.4069	3.8768	3.4841	2.8384	2.26928	1.7286	1.232709	0.83105
Friction power, kW	203.23	190.94	171.97	131.39	98.973	74.95	55.33	39.86
Brake torque, N*m	39791.39	35911.12	32231.90	25467.33	19497.89	14325.12	9946.458	6366.515
Brake mep, kPa	2590.585	2337.964	2098.431	1658.029	1269.393	932.625	647.555	414.486
Friction mep, kPa	175.4852	173.5575	164.9992	141.8238	122.0866	107.8647	95.56853	86.05674
Brake efficiency, %	44.28750	45.43279	45.37432	44.00701	42.14284	40.64603	39.57609	37.57520
Mechanical efficiency, %	95.47822	95.04876	94.62764	93.58222	91.94187	89.73081	86.88030	82.44240

Продовження таблиці

					МР.8.142.6222м.10.03	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Brake sfc, g/(kW*h)	190.3677	185.5689	185.8079	191.5811	200.0556	207.4227	213.0304	224.3743
Gross indicated power, kW	3142.287	2706.246	2311.381	1641.501	1119.266	722.2193	431.5968	232.9014
Net indicated power, kW	3203.432	2763.203	2359.185	1667.552	1128.047	723.0052	430.3124	231.8750
Pumping strokes power, kW	61.14543	56.95730	47.80395	26.05107	8.781528	0.785893	-	-
							1.284444	1.026390
Gross mean indicated pressure, kPa	2713.273	2459.752	2217.567	1771.735	1380.648	1039.358	745.3425	502.7590
Net mean indicated pressure, kPa	2766.070	2511.521	2263.430	1799.853	1391.480	1040.489	743.1244	500.5434
Indicated efficiency, %	46.38492	47.79945	47.95039	47.02496	45.83639	45.29774	45.55244	45.57752
Indicated sfc, g/(kW*h)	181.7597	176.3809	175.8257	179.2858	183.9349	186.1221	185.0814	184.9796
Volumetric efficiency, %	101.9232	101.8316	101.6756	101.3221	101.0575	101.0344	101.4208	98.67527
	586	825	761	399	658	118	935	
Residual gases fraction, %	0.024637	0.018171	0.011940	0.010623	0.019350	0.060471	0.178595	1.307999
	792	095	84	024	938	542	762	
Scavenging factor	1.278670	1.299002	1.310731	1.318383	1.285433	1.212997	1.158350	1.085174
	213	206	009	663	552	983	11	
Crank radius, mm	200	200	0	0	0	0	0	200
Maximum pressure p_z , kPa	19617.05	19555.51	18167.85	14180.77	10881.32	8684.940	6873.707	5619.349
Maximum temperature T_z , deg. C	1356.854	1434.560	1496.142	1626.959	1699.878	1571.830	1328.366	1123.682
Maximum temperature in the burned gases zone $T_{z,burned}$, deg. C	2733.127	2792.669	2819.578	2849.491	2852.411	2815.580	2734.389	2663.371
								828
Maximum temperature in the fresh charge zone $T_{z,fresh}$, deg. C	725.7656	755.7264	767.9815	781.1709	779.7862	750.8001	693.4032	661.1955
Firing pressure p_c , kPa	16078.55	13542.18	11683.86	8158.335	5838.135	4749.233	4284.558	3960.201
Firing temperature T_c , deg. C	952.2862	939.4603	932.4943	917.8791	901.0053	881.2257	860.0912	858.3034
Exhaust opening pressure p_b , kPa	1396.913	1174.223	1048.697	789.3045	594.9032	458.2147	353.4533	258.1599
Exhaust opening temperature T_b , deg. C	1098.722	1071.894	1080.737	1145.538	1183.916	1100.263	928.9069	754.9447
Intake pressure p_{int} , kPa	99	99.65394	99.75993	99.90281	99.96244	99.98338	99.99152	99.99632
Ambient temperature t_0 , deg. C	25	25	25	25	25	25	25	25
Outlet compressor pressure p_k , kPa	389.0499	329.8282	282.3046	195.8088	140.2437	115.9803	106.3393	100.495
Outlet compressor temperature t_k , deg. C	200.6155	168.6022	143.5566	98.52293	61.67943	45.00318	36.50886	28.32324
Receiver average pressure p_s , kPa	385.9119	327.6410	280.7751	195.1744	139.9907	115.8654	106.2796	100.4265
Receiver average temperature t_s , deg. C	55.72251	50.83062	47.43259	41.07342	36.25975	34.90443	35.16755	36.36594
Exhaust manifold average pressure p_t , kPa	297.9416	248.6535	212.0947	154.7122	123.1025	111.8488	106.8441	101.5953
Exhaust manifold average temperature t_t , deg. C	508.8820	481.9324	475.5795	509.4116	543.3990	517.3468	427.7055	337.7541
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0.137954	0.110917	0.089081	0.051342	0.027747	0.015258	0.008861	0.004360
Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	1.166103	0.929989	0.753896	0.457325	0.249146	0.126829	0.063138	0.026918
Pressure at the turbine outlet p_{zt} , kPa	100.9999	102.1916	101.5220	100.6206	100.2417	100.1067	100.0539	100.0231
Temperature at the turbine outlet t_{zt} , deg. C	346.3021	350.0064	365.1710	442.1274	511.1076	501.2842	419.4484	336.4681
Combustion start, c.a.d.	357.8	356.6	357	357.6	358.2	358.2	360.4	359.8

					MP.8.142.6222M.10.03				Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

Incylinder soot concentration at exhaust opening, referred to normal conditions [C] _n , HSU (%)	0.107115	0.076383	0.070529	0.134332	0.250970	0.221958	0.105270	0.059677
Intake valves/ports mass flow, G_{int} , kg/s	5.846548	4.863478	4.050781	2.577307	1.602064	1.065568	0.761129	0.501065
Exhaust valves/ports mass flow, G_{exh} , kg/s	6.005155	4.996104	4.163677	2.659049	1.659253	1.102907	0.783374	0.513033
Turbine mass flow, G_t , kg/s	6.006581	4.998047	4.165086	2.659693	1.660070	1.103738	0.784340	0.514129
Cylinder head wall a_w temperature, deg. C	394.2775	390.9299	393.0713	365.8973	325.4184	268.2497	204.4760	155.5197
Piston wall a_w temperature (firing side), deg. C	506.6696	513.4457	525.1686	514.9995	479.7003	405.3552	309.9313	233.3912
Piston wall a_w temperature (cooled side), deg. C	398.6053	403.6246	412.3082	404.7756	378.6280	323.5576	252.8732	196.1768
Cylinder liner wall a_w temperature, deg. C	211.6255	196.8399	186.2900	170.6644	153.7092	133.6262	114.4759	100.2432
Receiver wall a_w temperature, deg. C	65.46016	60.24815	56.59966	49.79015	44.60805	43.08596	43.26414	44.38068
Exhaust manifold wall a_w temperature, deg. C	507.5214	480.6981	474.3608	510.4674	548.1165	523.6325	431.2994	339.3782
Incylinder resulting temperature, deg. C	679.5924	715.4000	755.3387	829.0308	879.2121	827.0659	687.0113	568.6483
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	507.6235	480.8107	474.4930	510.6506	548.3603	523.9238	431.5991	339.7589
Incylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.892754	0.776846	0.700478	0.501424	0.361413	0.277094	0.216165	0.158575
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.684905	0.585159	0.491097	0.384158	0.311737	0.248259	0.195257	0.117613
Referred compressor flow, kg/s	5.651872	4.670684	3.886070	2.468973	1.533808	1.019956	0.728489	NaN
First stage compressor flow, kg/s	5.845125	4.860962	4.049271	2.576644	1.601491	1.065076	0.760418	0.499864
Referred compressor speed, rpm	21885.09	20048.22	18493.57	14432.40	10279.31	7575.063	5648.133	0
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	782.5931	729.5897	675.8627	515.9165	359.7271	269.4239	213.3490	0
Helmholtz resonance frequency for charging system, Hz	29.13562	28.13406	27.32499	25.80638	24.49392	23.87618	23.55533	0
Parameter B of charging system stability	10	10	10	10	10	10	10	0
Actual compression ratio	13.77155	13.77155	13.45843	13.45843	13.45843	13.45843	13.45843	13.77155
Compressor power, kW	1052.948	709.5302	492.6244	193.1779	59.28533	21.53082	8.557597	1.715403
Turbine power, kW	1041.967	701.9343	489.7269	191.9903	57.87775	19.03139	6.843386	0.690833
Turbine power in pulse flow, kW	1053.880	709.2782	493.7800	193.7466	59.37230	21.47147	8.521917	0
Compressor adiabatic efficiency, %	79.52286	83.69497	85.27408	84.85187	82.43222	64.41960	47.42908	25
Turbine pressure drop ratio	2.916247	2.411286	2.073761	1.530624	1.225014	1.115882	1.067193	1.015445
Reduced turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	0.563778	0.552335	0.537349	0.480912	0.385345	0.277449	0.194342	0.125079
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	83.01449	82.63278	82.55720	79.82578	75.28000	70.31987	67.26629	50
Turbine efficiency in pulse flow, %	82.91136	82.50425	82.26496	79.03515	72.25626	64.32074	62.58744	0
Turbine pulse factor, %	1.011432	1.010462	1.008276	1.009147	1.025822	1.128213	1.245277	0
Supercharger speed, rpm	21817.50	19986.31	18436.46	14387.83	10247.57	7551.671	5630.691	0
Supercharger pressure increase ratio	3.929797	3.309736	2.829839	1.959993	1.402964	1.159996	1.063483	1.004018
Turbine equivalent flow area, sq. mm	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620
Relative turbine mass flow multiplier	1	1	1	1	1	1	1	1

Fuel burned released heat Q_{fuel} , kW	6740.483	5633.355	4796.273	3473.256	2429.699	1586.518	942.8544	508.4725
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	312.4245	306.5520	301.1326	287.2920	253.1030	187.6290	118.1684	70.69425
Friction heat rejected to cooling water, kW	152.4243	143.2124	128.9846	98.54916	74.23005	56.21396	41.50482	29.89912
Total heat, rejected to cooling water Q_w , kW	464.8488	449.7644	430.1173	385.8412	327.3330	243.8430	159.6733	100.5933
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	102.9600	102.2258	103.6016	96.47645	85.21347	68.10820	47.13135	30.40638
Friction heat rejected to oil, kW	50.80811	47.73747	42.99488	32.84972	24.74335	18.73798	13.83494	9.966375
Total heat rejected to oil, Q_{oil} , kW	153.7682	149.9633	146.5965	129.3261	109.9568	86.84619	60.96629	40.37276
Heat, rejected in charge air cooler Q_{cac} , kW	914.5316	624.4684	431.7934	174.2654	57.50642	22.98859	10.87309	3.640181
Exhaust gases heat, Q_{eg} , kW	2184.860	1827.285	1596.839	1256.011	920.1897	597.5947	344.0574	175.3053
Exhaust manifold cooling, Q_{exh} , kW	0.449896	0.300560	0.331052	0.382137	0.398104	0.296285	0.277517	0.163194
Receiver cooling, Q_{res} , kW	-	-	-	-	-	-	-	-
	13.70143	12.06785	10.69412	8.109415	6.309189	5.464323	5.111277	4.923113

Friction power, kW

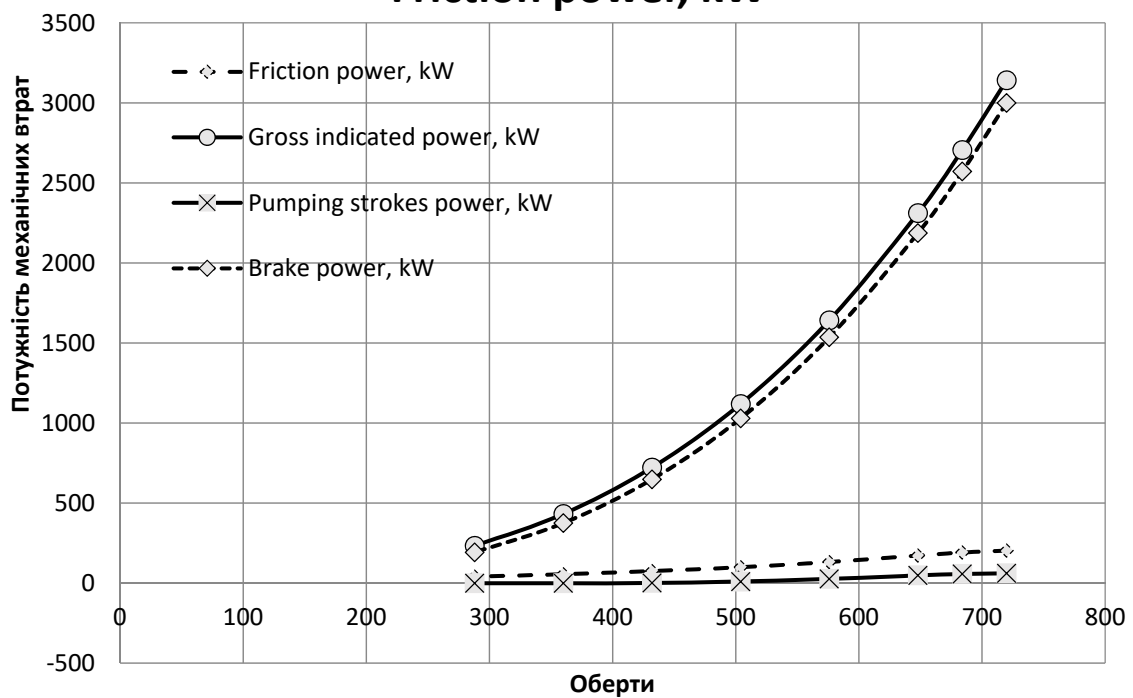


Рис.3.3. Графік зміни потужність тертя кВт: показана повна потужність, кВт, потужність тактів накачування, кВт; гальмівна потужність, кВтв залежно від значення відносної частоти обертання.

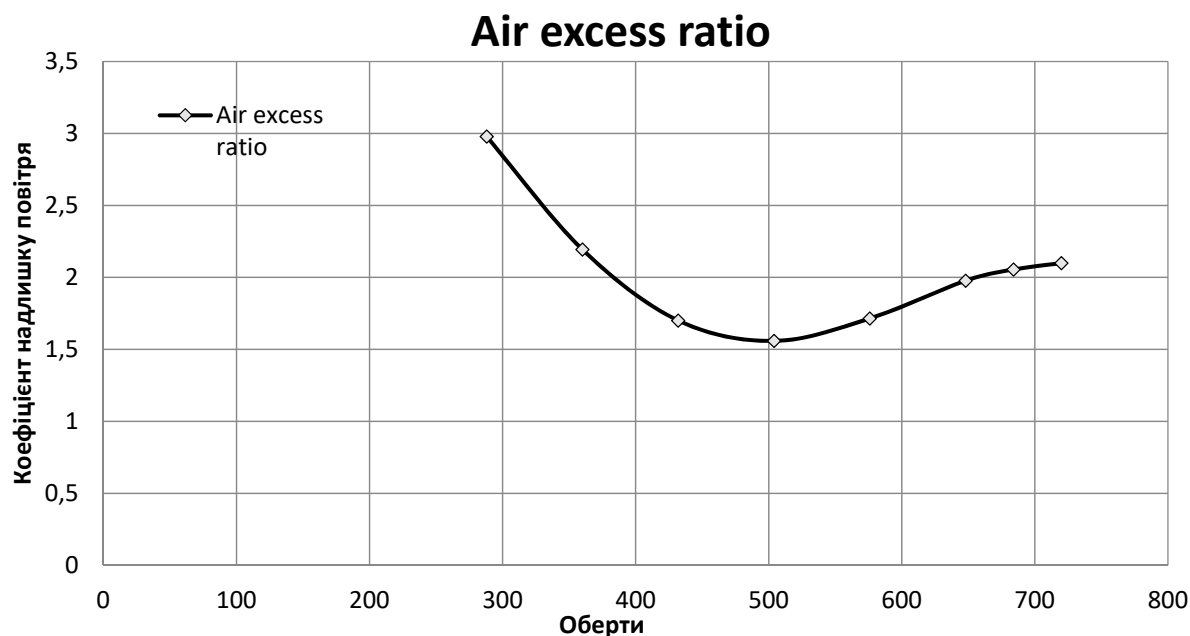


Рис.3.4. Графік зміни коефіцієнта надлишку повітря залежно від значення відносної частоти обертання

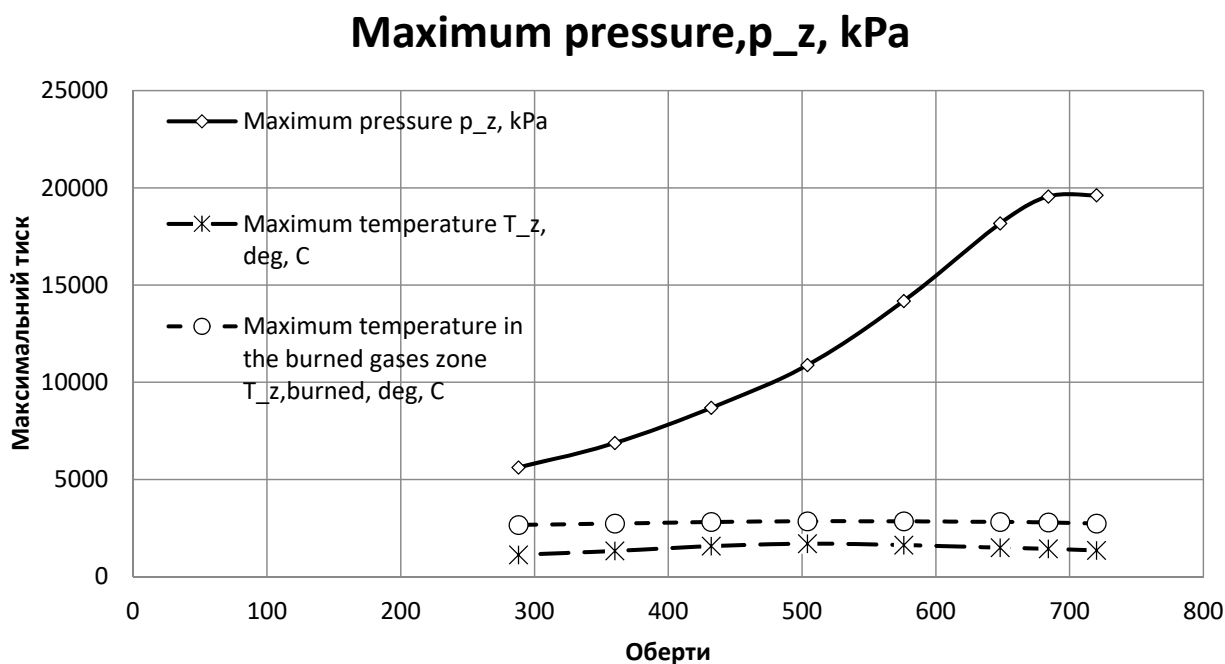


Рис.3.5. Графік зміни максимального тиску, максимальної температури та максимальна температура в зоні спалених газів залежно від значення відносної частоти обертання

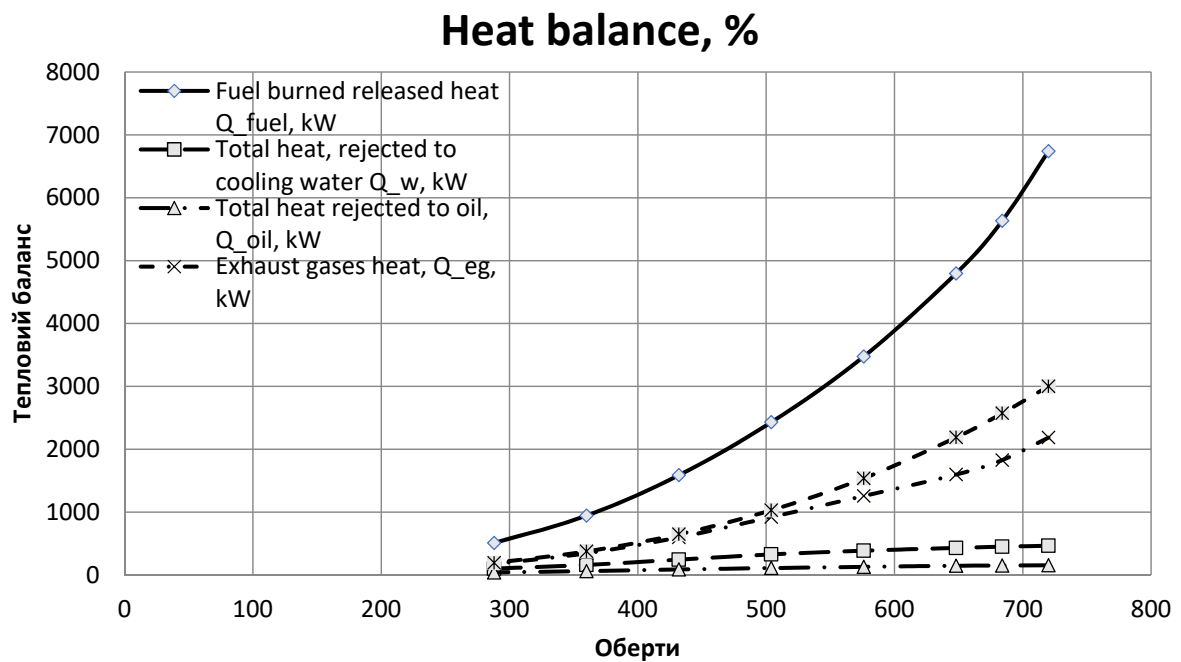


Рис.3.6 Графік зміни теплового балансу з поданими значеннями: Тепло, що виділяється від згорілого палива; Загальне тепло відведене в масло; Загальне тепло відведене в охолоджувальну воду; Тепло відпрацьованих газів; Потужність гальмівна залежно від значення відносної частоти обертання

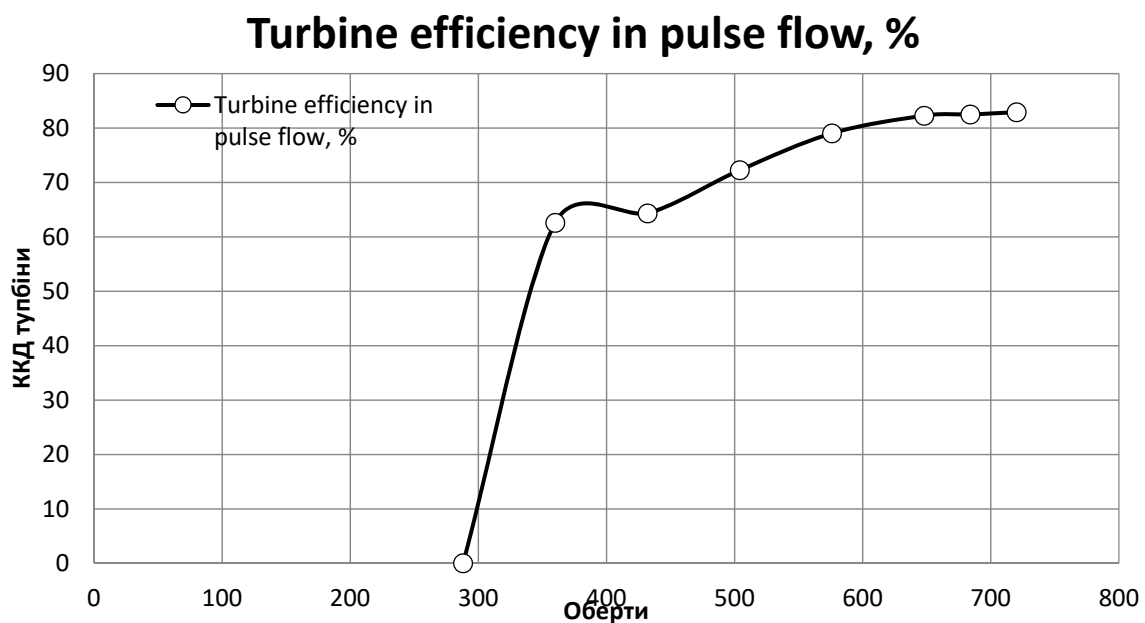


Рис.3.7. Графік зміни ККД турбіни залежно від значення відносної частоти обертання

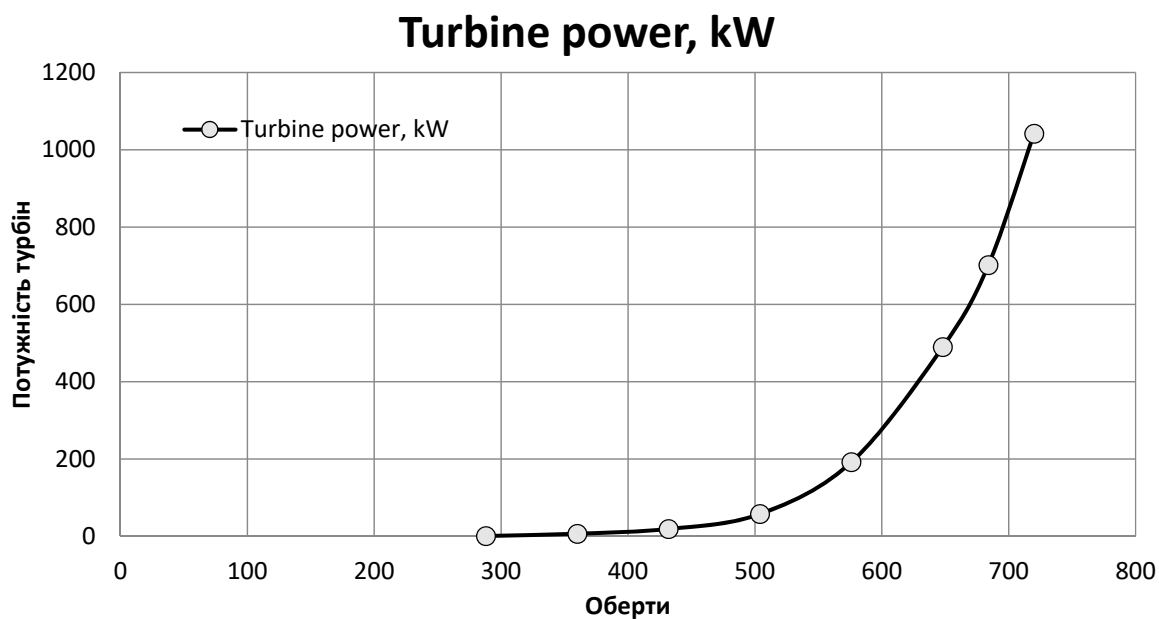


Рис.3.8. Графік зміни потужності турбіни залежно від значення відносної частоти обертання частоти обертання

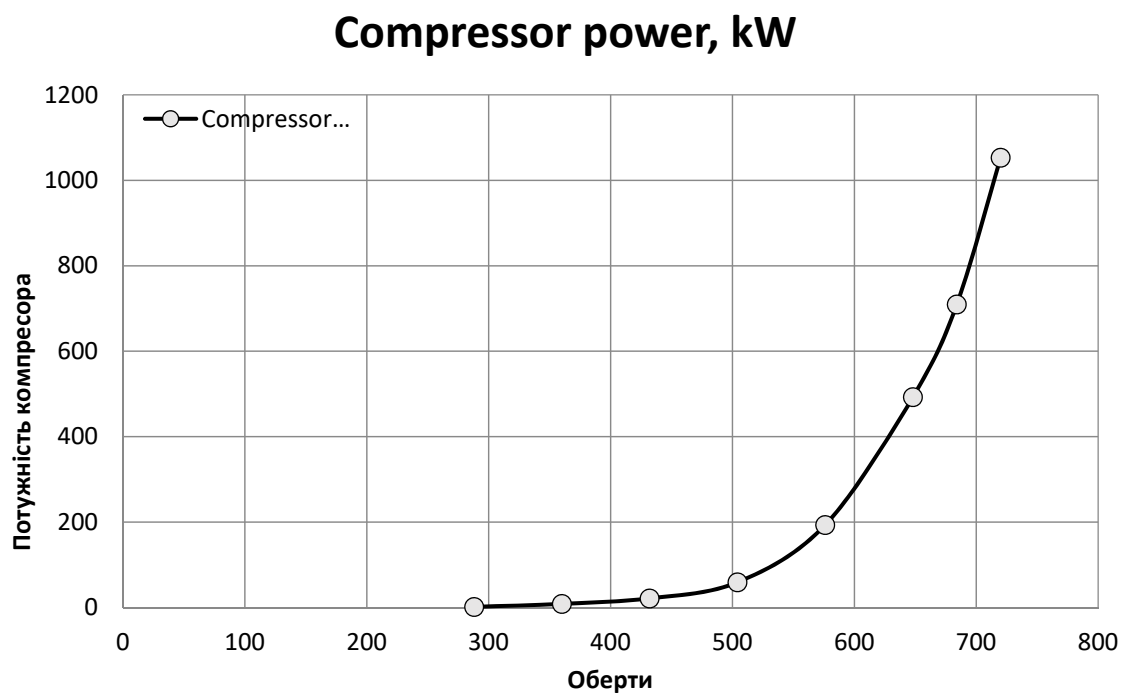


Рис.3.9. Графік зміни потужності компресора залежно від значення відносної частоти обертання частоти обертання

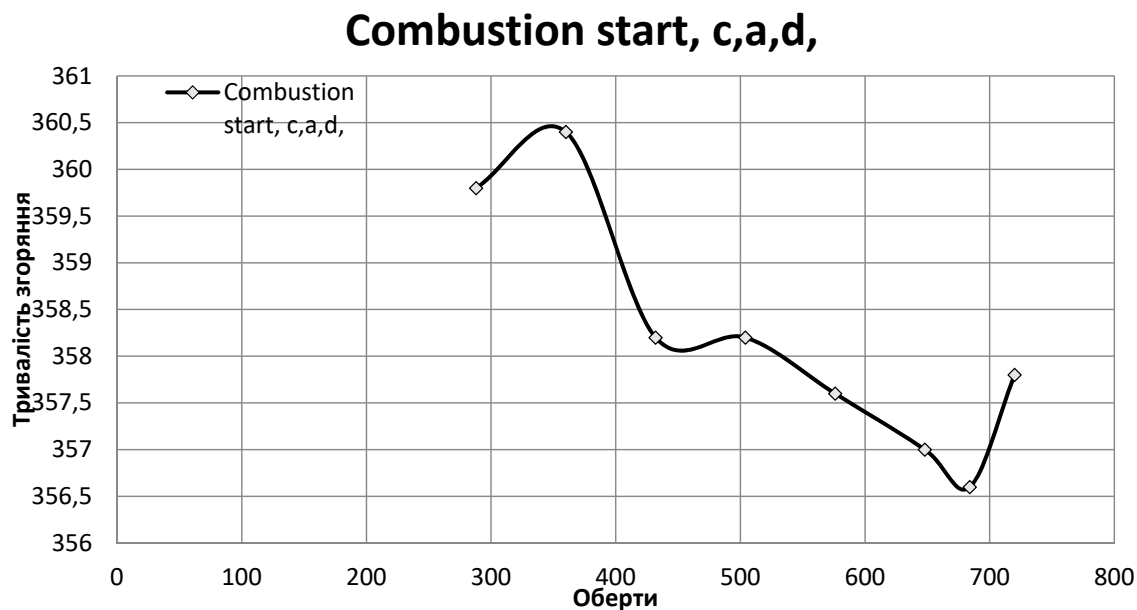


Рис.3.10. Графік зміни тривалості згоряння залежно від значення відносної частоти обертання

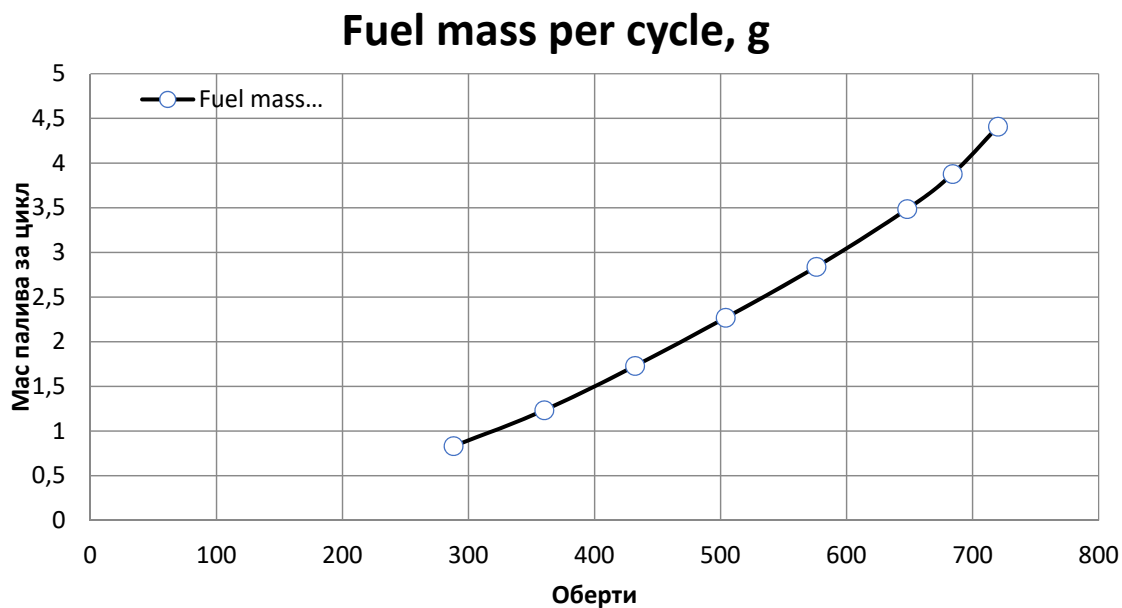


Рис.3.11. Графік зміни маси палива за цикл залежно від значення відносної частоти обертання

Supercharger pressure increase ratio

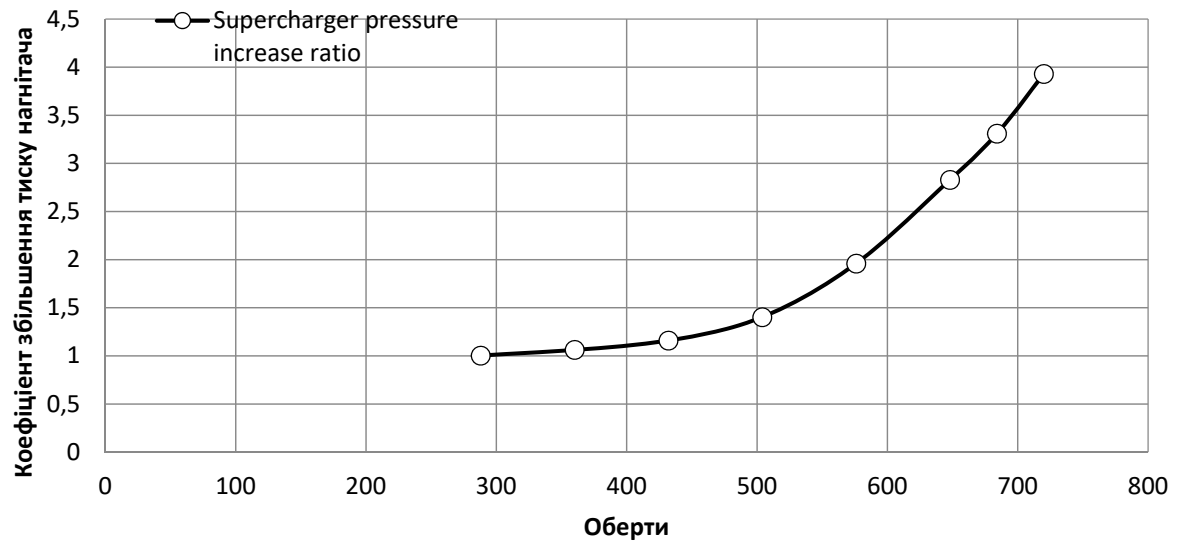


Рис.3.12. Графік зміни коефіцієнтів збільшення тиску нагнітача двигуна залежно від значення відносної частоти обертання

Maximum pressure rise rate, kPa/c,a,d,

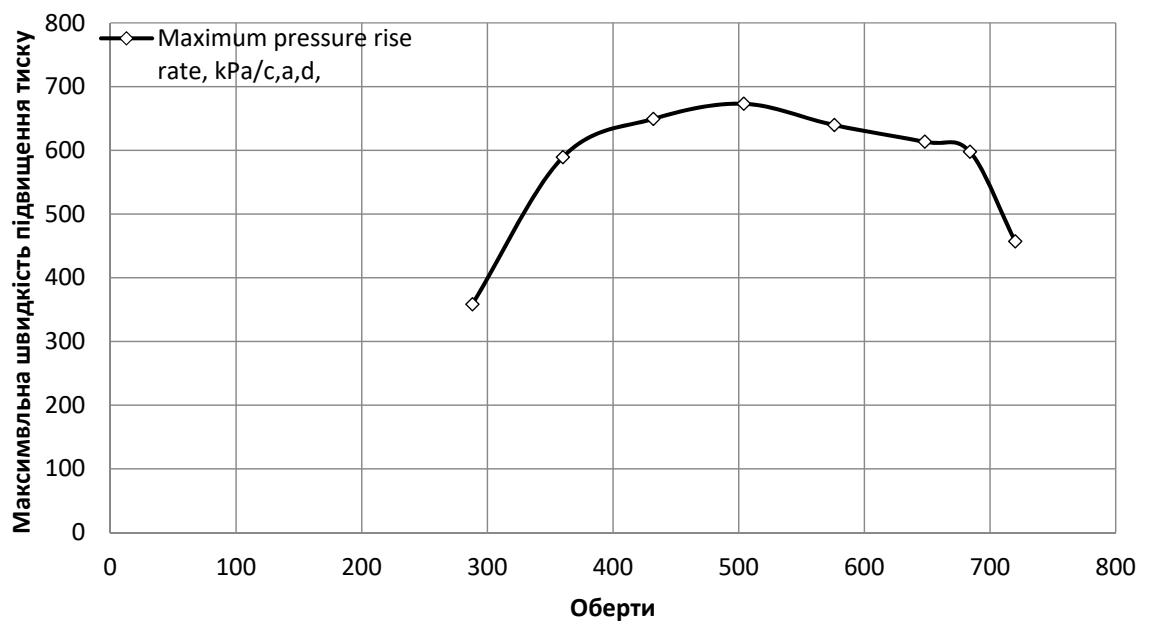


Рис.3.13. Графік зміни максимальної швидкості підвищення тиску залежно від значення відносної частоти обертання

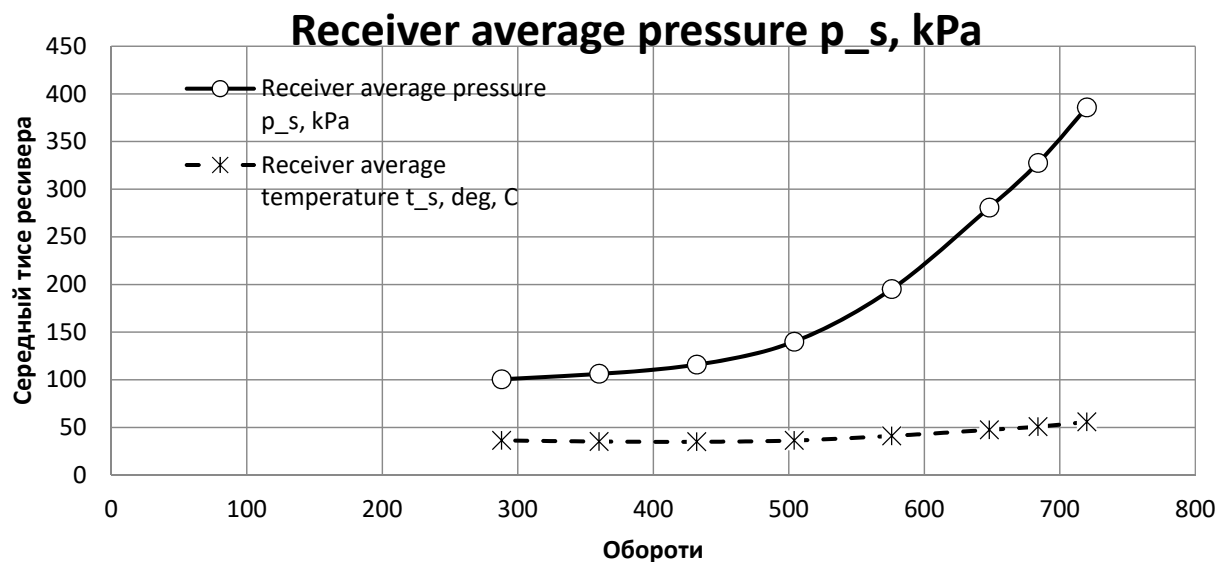


Рис.3.14. Графік зміни середнього тиску ресивера та середня температура двигуна залежно від значення відносної частоти обертання

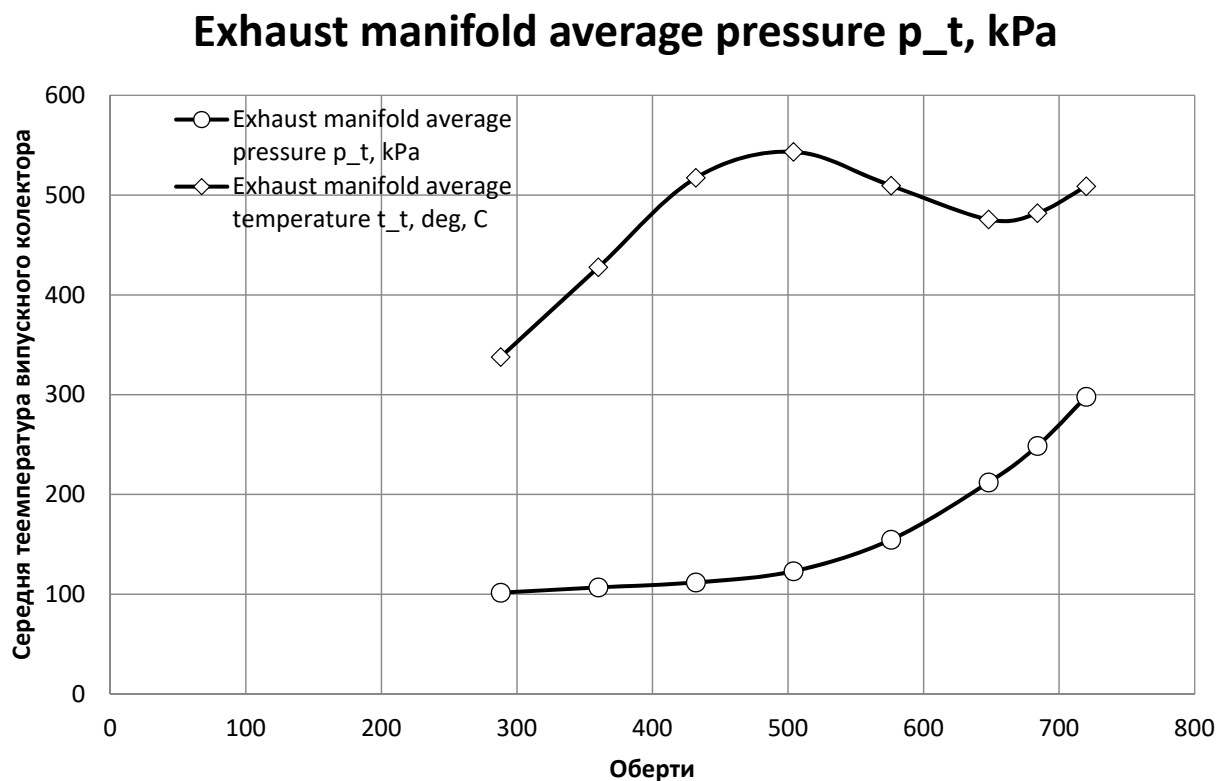


Рис.3.15. Графік зміни середньої температури та тиску випускного колектору двигуна залежно від значення відносної частоти обертання

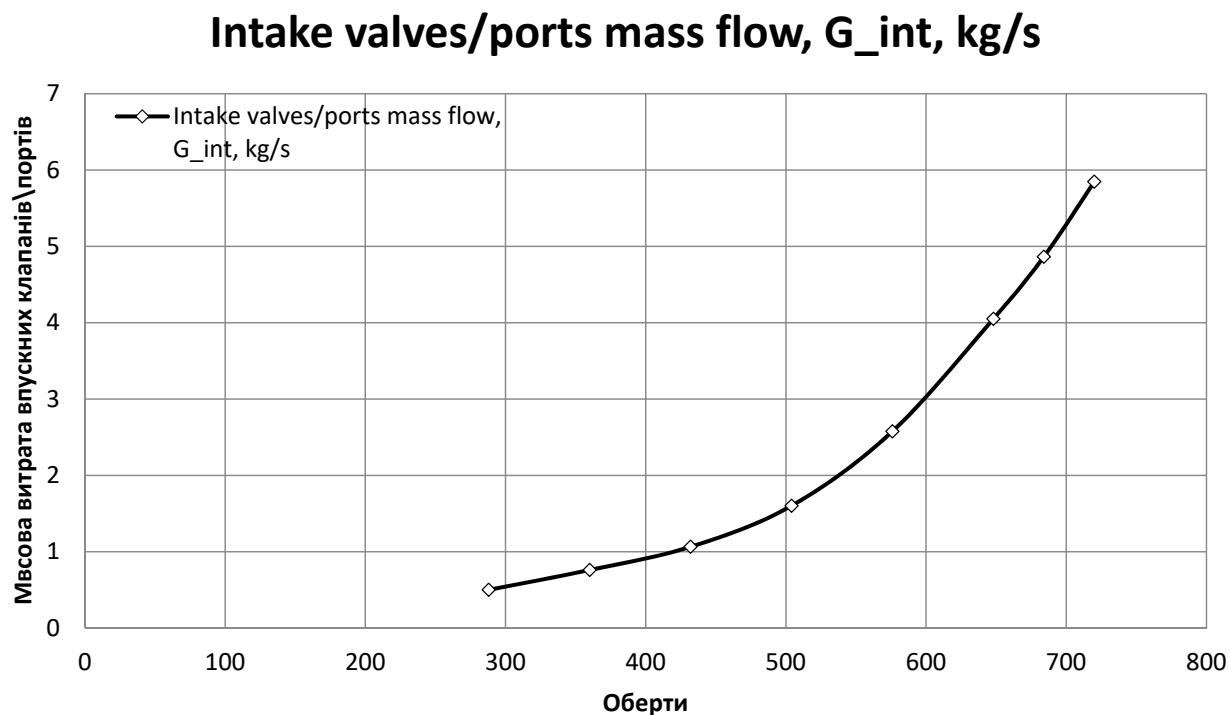


Рис.3.16. Графік зміни масових витрат впускних клапанів/портів двигуна залежно від значення відносної частоти обертання

Висновок

Отже, аналіз представлених даних дозволяє зробити висновок, що отримана статична гвинтова характеристика двигуна 6ЧН 32/40 (*MAN 6L 32/40*) є типовою для суднового двигуна. Двигун має прямий зв'язок з гвинтом регулювання шагу. Це дозволяє весь час (від малих навантажень до максимального) мати постійні оберти колінчастого двигуна. Робота на постійних обертах у всьому діапазоні навантажень забезпечує кращу ефективність даного головного двигуна для всіх режимів роботи.

					MP.8.142.6222м.10.04			
Зм.	Арк.	№ локум.	Підпис	Дата				
					Розділ 4. Регулювання паливного насосу двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40)	Літ.	Арк.	Аркушів
Студентка	Матвєєва І.С.							
Консульт.						НУК		
Викладач	Мошенцев Ю.Л.							
Зав.каф	Гогоренко О.А.							

РОЗДІЛ 4

Регулювання паливного насосу двигуна 6ЧН 32/40

(MAN 6L 32/40)

За допомогою характеристики регулювання досліджується вплив фаз газорозподілу та параметрів турбокомпресорів, паливних насосів високого тиску, паливних форсунок та інших елементів паливної системи на ефективну потужність та ефективну питому витрату палива. Прикладом регулювальної характеристики, що дозволяє знайти оптимальний кут початку нагнітання, який, як відомо, має великий вплив на економічні та інші показники роботи дизеля. Завдання оптимізації паливного насоса в цьому випадку зазвичай зводиться до визначення такого кута, з яким буде забезпечена найменша витрата палива при винятку механічного перевантаження деталей двигуна. Тому при різних кутах заклинки кулачкових шайб визначають питому ефективну витрату палива b_e і максимальний тиск згоряння p_z [4, с. 271].

Регулювальні характеристики відбивають залежність основних показників двигуна від прийнятих регулювань його механізмів, які впливають перебіг робочого процесу. Ті значення регульованих параметрів двигуна, які забезпечують отримання заданої потужності та найбільшої економічності, називають оптимальними. Їх визначають за регулювальними характеристиками. Закон зміни тиску по куту повороту колінчастого валу під час процесу згоряння багато в чому визначає потужність, що розвивається двигуном, і економічність. Для отримання найбільшої потужності та найкращої паливної економічності необхідно прагнути такої організації процесу згоряння, при якій основна фаза згоряння протікатиме поблизу верхньої мертвої точки (ВМТ).

Регулювальна характеристика була поражована для режиму 648 об/хв для зміни:

а) кута випередження упорскування палива для значень: 12, 10, 8, 6, 4, 2, 0, -2, -4, -6 град до ВМТ; (постійна циклова доза);

					MP.8.142.6222м.10.04	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

б) тривалості упорскування палива 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24 град. (постійна циклова доза).

При визначенні параметрів двигуна встановлені такі обмеження:

1. Максимальний тиск згоряння не повинен бути більше 19,5 МПа.
2. Максимальна температура згоряння не повинна перевищувати 2000К.

Для розрахунку характеристики регулювання незалежним параметром обрані кут випередження упорскування палива та тривалості упорскування палива, яку ми задаємо вручну (відносні значення). Результати розрахунку представлені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Результати характеристики регулювання кута випередження
упорскування палив

Parameters	First-stage injection timing									
	12	10	8	6	4	2	0	-2	-4	-6
Number of iterations	76	71	71	51	55	62	85	78	49	76
Brake power, kW	2202.5	2204.4	2200.04	2193.23	2181.29	2167.45	2152.35	2136.14	2118.36	2099.58
crank speed	648	648	648	648	648	648	648	648	648	648
Air excess ratio	1.9043	1.9243	1.94021	1.96930	1.99138	2.01924	2.04957	2.08431	2.11154	2.13803
Fuel mass per cycle, g	3.4841	3.4841	3.48418	3.48418	3.48418	3.48418	3.48418	3.48418	3.48418	3.48418
Friction power, kW	190.38	185.18	179.774	174.672	169.460	164.495	159.727	155.232	150.811	146.616
Brake torque, N*m	32457.55	32485.48	32421.132	32320.764	32144.78	31940.80	31718.3	31479.50	31217.40	30940.651
Brake mep, kPa	2113.121	2114.940	2110.75	2104.21	2092.75	2079.47	2064.99	2049.44	2032.38	2014.36
Friction mep, kPa	182.66	177.66	172.477	167.582	162.582	157.818	153.244	148.932	144.689	140.665
Brake efficiency, %	45.692	45.731	45.6413	45.5000	45.2523	44.9651	44.6520	44.3157	43.9467	43.5571
Mechanical efficiency, %	93.840	94.083	94.3000	94.5324	94.7386	94.9434	95.1616	95.3698	95.5649	95.7427
Brake sfc, g/(kW*h)	184.51	184.35	184.721	185.294	186.309	187.498	188.813	190.246	191.843	193.559
Gross indicated power, kW	2347.092	2343.030	2333.0283	2320.0872	2302.433	2282.886	2261.79	2239.857	2216.672	2192.9428
Net indicated power, kW	2392.906	2389.594	2379.82	2367.90	2350.75	2331.94	2312.08	2291.381	2269.174	2246.199
Net mean indicated pressure, kPa	2295.782	2292.606	2283.228	2271.798	2255.342	2237.298	2218.24	2198.379	2177.073	2155.0306
Indicated efficiency, %	48.691	48.607	48.4001	48.1316	47.7654	47.3599	46.9222	46.4672	45.9862	45.4939
Indicated sfc, g/(kW*h)	173.14	173.44	174.191	175.163	176.506	178.017	179.678	181.437	183.335	185.319
Volumetric efficiency, %	101.13	101.23	101.427	101.526	101.801	101.973	102.060	102.124	102.191	102.294
Residual gases fraction, %	0.0126	0.0123	0.01231	0.01189	0.01186	0.01165	0.01128	0.01089	0.01063	0.01043
Scavenging factor	1.3077	1.3098	1.30952	1.31194	1.31052	1.31100	1.31280	1.31521	1.31640	1.31704
Maximum pressure p_{max} , kPa	21700.20	20701.06	19663.510	18684.490	17684.52	16731.78	15816.9	14954.41	14105.99	13301.072
Maximum temperature T_{max} , deg. C	1651.312	1602.520	1559.4805	1513.957	1476.488	1441.11	1409.37	1380.319	1358.604	1340.9758
Maximum temperature in the burned gases zone $T_{z,burned}$, deg. C	2922.879	2892.470	2862.665	2833.191	2805.669	2779.415	2754.96	2732.229	2712.472	2695.0556
Maximum temperature in the fresh charge zone $T_{z,fresh}$, deg. C	838.62	818.47	798.620	777.678	757.788	737.688	717.772	698.079	679.483	661.677
Firing pressure $p_{f,c}$, kPa	10180.69	10679.31	11132.516	11539.080	11833.98	12034.06	12112.2	12078.93	11873.84	11553.047
Firing temperature $T_{f,c}$, deg. C	918.3178	924.115	929.188	931.550	932.729	931.395	927.577	921.370	913.029	902.867
Exhaust opening pressure $p_{e,b}$, kPa	1004.009	1014.708	1026.25	1041.81	1056.93	1073.92	1091.69	1110.55	1127.81	1145.12
Exhaust opening temperature $T_{e,b}$, deg. C	1072.972	1073.462	1077.1068	1077.80	1081.70	1084.39	1086.53	1087.43	1090.52	1093.94
Intake pressure $p_{i,nt}$, kPa	99.777	99.772	99.7688	99.7617	99.7563	99.7494	99.7415	99.7325	99.7253	99.7182
Ambient temperature $t_{a,0}$, deg. C	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Outlet compressor pressure $p_{o,k}$, kPa	272.86	275.43	277.363	281.305	284.252	288.106	292.382	297.283	301.142	304.961
Outlet compressor temperature $t_{o,k}$, deg. C	138.48	139.95	140.997	143.008	144.557	146.523	148.490	150.642	152.332	154.181
Receiver average pressure $p_{r,s}$, kPa	271.44	273.98	275.889	279.787	282.700	286.511	290.739	295.584	299.398	303.174
Receiver average temperature $t_{r,s}$, deg. C	46.710	46.898	47.0636	47.3044	47.5948	47.8865	48.1630	48.4458	48.6724	48.9693

Продовження таблиці

Exhaust manifold average pressure $p_{e,t}$, kPa	205.47	207.28	208.697	211.425	213.254	215.853	218.656	221.942	224.605	227.155
Exhaust manifold average temperature $t_{e,t}$, deg. C	472.30	472.05	474.100	473.498	476.030	477.207	477.946	477.670	479.036	480.943
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0.0852	0.0863	0.08717	0.08877	0.08975	0.09113	0.09273	0.09459	0.09598	0.09730
Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	0.7188	0.7285	0.73659	0.74911	0.75953	0.77221	0.78634	0.80173	0.81439	0.82780
Pressure at the turbine outlet $p_{t,t}$, kPa	101.41	101.44	101.466	101.513	101.542	101.583	101.633	101.691	101.736	101.779
Temperature at the turbine outlet $t_{t,t}$, deg. C	366.89	365.42	366.197	363.842	364.812	364.173	363.081	360.891	360.466	360.583
Combustion start, $c_{a,d}$	350.4	352.2	354.2	356	358	360	362	364	366	368
Duration of combustion, $c_{a,d}$	104.14	108.88	113.138	116.454	119.021	120.383	120.489	119.337	117.101	113.868
Maximum pressure rise rate, $kPa/c_{a,d}$	923.21	837.10	747.209	659.042	567.382	478.408	395.573	321.595	322.653	326.371
Duration of injection, $c_{a,d}$	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7
Injection start, $c_{a,d}$	348	350	352	354	356	358	360	362	364	366
Sauter average droplet size, μm	17.365	17.316	17.2790	17.2108	17.1598	17.0965	17.0289	16.9530	16.8945	16.8386
Ignition delay, $c_{a,d}$	2.2494	2.1314	2.03817	1.96232	1.90968	1.87712	1.86575	1.87453	1.90836	1.96406
Average injection pressure, MPa	124.25	124.23	124.109	123.974	123.723	123.437	123.101	122.726	122.262	121.751
Maximum injection pressure, MPa	187.64	187.62	187.499	187.365	187.114	186.827	186.491	186.116	185.652	185.142
Ambient temperature t_0 , deg. C	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Outlet compressor pressure $p_{c,k}$, kPa	272.86	275.43	277.363	281.305	284.252	288.106	292.382	297.283	301.142	304.961
Outlet compressor temperature $t_{c,k}$, deg. C	138.48	139.95	140.997	143.008	144.557	146.523	148.490	150.642	152.332	154.181
Receiver average pressure $p_{r,s}$, kPa	271.44	273.98	275.889	279.787	282.700	286.511	290.739	295.584	299.398	303.174
Receiver average temperature $t_{r,s}$, deg. C	46.710	46.898	47.0636	47.3044	47.5948	47.8865	48.1630	48.4458	48.6724	48.9693
Exhaust manifold average pressure $p_{e,t}$, kPa	205.47	207.28	208.697	211.425	213.254	215.853	218.656	221.942	224.605	227.155
Exhaust manifold average temperature $t_{e,t}$, deg. C	472.30	472.05	474.100	473.498	476.030	477.207	477.946	477.670	479.036	480.943
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0.0852	0.0863	0.08717	0.08877	0.08975	0.09113	0.09273	0.09459	0.09598	0.09730
Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	0.7188	0.7285	0.73659	0.74911	0.75953	0.77221	0.78634	0.80173	0.81439	0.82780
Pressure at the turbine outlet $p_{t,t}$, kPa	101.41	101.44	101.466	101.513	101.542	101.583	101.633	101.691	101.736	101.779
Temperature at the turbine outlet $t_{t,t}$, deg. C	366.89	365.42	366.197	363.842	364.812	364.173	363.081	360.891	360.466	360.583
Combustion start, $c_{a,d}$	350.4	352.2	354.2	356	358	360	362	364	366	368
Duration of combustion, $c_{a,d}$	104.14	108.88	113.138	116.454	119.021	120.383	120.489	119.337	117.101	113.868
Maximum pressure rise rate, $kPa/c_{a,d}$	923.21	837.10	747.209	659.042	567.382	478.408	395.573	321.595	322.653	326.371
Duration of injection, $c_{a,d}$	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7
Injection start, $c_{a,d}$	348	350	352	354	356	358	360	362	364	366
Sauter average droplet size, μm	17.365	17.316	17.2790	17.2108	17.1598	17.0965	17.0289	16.9530	16.8945	16.8386
Ignition delay, $c_{a,d}$	2.2494	2.1314	2.03817	1.96232	1.90968	1.87712	1.86575	1.87453	1.90836	1.96406
Average injection pressure, MPa	124.25	124.23	124.109	123.974	123.723	123.437	123.101	122.726	122.262	121.751
Maximum injection pressure, MPa	187.64	187.62	187.499	187.365	187.114	186.827	186.491	186.116	185.652	185.142
Moment of fuel spray reaching the walls, $c_{a,d}$	358.18	360.29	362.377	364.532	366.650	368.799	370.961	373.147	375.293	377.434
Relative fuel share injected during ignition delay, %	1.4533	1.1070	1.06404	0.79703	0.77536	0.75888	0.74843	0.74325	0.74647	0.75601
In-cylinder CO concentration at exhaust opening [CO], ppm	307.38	311.71	237.265	240.605	243.866	245.334	245.983	245.833	245.253	243.412
Exhaust manifold CO concentration [CO] _{exh} , ppm	235.05	237.98	181.184	183.395	186.082	187.134	187.372	186.915	186.304	184.817
In-cylinder NO concentration at exhaust opening [NO], ppm	232.86	221.56	212.868	204.322	197.397	191.154	185.432	179.799	175.863	173.019
Exhaust manifold NO concentration [NO] _{exh} , ppm	178.06	169.15	162.553	155.739	150.624	145.807	141.249	136.707	133.593	131.369
Specific NO _x amount at exhaust gases $g_{NO_x}/(kW \cdot h)$	1.2726	1.2220	1.18579	1.15824	1.13730	1.12335	1.11329	1.10549	1.10416	1.10932
In-cylinder soot concentration at exhaust opening [C], $g/cub.m$	2.08E-04	3.67E-04	5.93E-04	8.41E-04	0.00116	0.00142	0.00161	0.00169	0.00168	0.00154
In-cylinder soot concentration at exhaust opening referred to normal conditions [C] _n , $g/cub.m$	3.59E-05	6.29E-05	1.01E-04	1.41E-04	1.93E-04	2.34E-04	2.61E-04	2.71E-04	2.67E-04	2.42E-04
In-cylinder soot concentration at exhaust referred to normal conditions [C] _n , $g/cub.m$	0.0013	0.0024	0.00390	0.00548	0.00748	0.00905	0.01012	0.01049	0.01033	0.00936

Лист

MP.8.142.6222M.10.04

Зм. Лист № докум. Підпис Дата

Продовження таблиці

Index, soot concentration at exhaust opening referred to normal conditions [C] _n , HSU (%)	0.0153	0.0268	0.04308	0.06039	0.08255	0.09984	0.11156	0.11566	0.11394	0.10318
Intake valves/ports mass flow, G_{int} , kg/s	3.9021	3.9435	3.97464	4.03551	4.08067	4.13858	4.20263	4.27585	4.33277	4.38821
Exhaust valves/ports mass flow, G_{exh} , kg/s	4.0148	4.0565	4.08753	4.14863	4.19347	4.25123	4.31544	4.38875	4.44580	4.50112
Turbine mass flow, G_{dt} , kg/s	4.0144	4.0584	4.08768	4.15427	4.19121	4.24958	4.31337	4.39067	4.44924	4.50342
Cylinder head wall av , temperature, deg. C	449.53	431.20	414.971	399.616	386.507	374.682	364.206	354.891	347.058	340.302
Piston wall av , temperature (firing side), deg. C	601.31	576.72	555.017	533.974	516.138	499.807	485.193	472.014	461.024	451.500
Piston wall av , temperature (cooled side), deg. C	468.71	450.49	434.418	418.830	405.619	393.522	382.697	372.935	364.793	357.739
Cylinder liner wall av , temperature, deg. C	188.01	187.20	186.774	186.291	186.177	186.107	186.099	186.106	186.329	186.651
Receiver wall av , temperature, deg. C	55.826	56.029	56.2050	56.4660	56.7718	57.0832	57.3794	57.6837	57.9272	58.2427
Exhaust manifold wall av , temperature, deg. C	471.13	470.86	472.912	472.260	474.802	475.954	476.661	476.342	477.683	479.569
Index, resulting temperature, deg. C	864.92	829.89	799.152	767.949	741.857	717.301	694.934	674.276	657.292	642.458
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	471.26	470.99	473.046	472.392	474.933	476.084	476.790	476.470	477.810	479.696
Index, resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.7186	0.7122	0.70569	0.70302	0.69947	0.69811	0.69811	0.69979	0.70042	0.70143
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.4777	0.4814	0.48534	0.48941	0.49423	0.49832	0.50391	0.50810	0.51383	0.51780
Referred compressor flow, kg/s	3.7427	3.7827	3.81268	3.87135	3.91488	3.97071	4.03249	4.10311	4.15803	4.21154
First stage compressor flow, kg/s	3.9047	3.9389	3.97045	4.02838	4.07861	4.14233	4.20015	4.27433	4.32612	4.38674
Referred compressor speed, rpm	18157.18	18253.89	18319.705	18463.13	18558.39	18691.71	18841.63	19013.22	19143.2	19259.87
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	665.02	668.67	670.170	675.689	678.027	682.362	687.496	693.885	697.996	701.359
Helmholtz resonance frequency for charging system, Hz	27.158	27.206	27.2409	27.3070	27.3578	27.4220	27.4863	27.5563	27.6112	27.6711
Parameter B of charging system stability	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Actual compression ratio	13.458	13.458	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584
Compressor power, kW	454.80	464.95	472.864	488.404	500.379	515.546	531.706	550.884	565.996	581.586
Turbine power, kW	451.12	460.94	470.015	484.581	496.782	511.734	527.725	545.391	560.859	576.350
Turbine power in pulse flow, kW	454.86	465.07	473.947	489.213	500.495	515.658	531.923	550.334	566.338	581.883
Compressor adiabatic efficiency, %	85.621	85.552	85.4579	85.3487	85.2201	85.1402	85.1860	85.1615	85.1506	85.0494
Turbine pressure drop ratio	2.0118	2.0287	2.04198	2.06754	2.08451	2.10877	2.13486	2.16545	2.19021	2.21386
Reduced turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	0.5334	0.5344	0.53541	0.53690	0.53794	0.53928	0.54063	0.54207	0.54328	0.54441
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	82.327	82.388	82.4536	82.5232	82.5719	82.5946	82.5989	82.5764	82.5843	82.5952
Turbine efficiency in pulse flow, %	82.092	82.139	82.1924	82.2360	82.2791	82.3122	82.3289	82.3248	82.3449	82.3682
Turbine pulse factor, %	1.0082	1.0089	1.00836	1.00956	1.00747	1.00766	1.00795	1.00906	1.00977	1.00960
Supercharger speed, rpm	18101.108	18197.523	18263.132	18406.114	18501.084	18633.989	18783.452	18954.512	19084.141	19200.39
Supercharger pressure increase ratio	2.7347	2.7606	2.78005	2.81977	2.84946	2.88830	2.93140	2.98080	3.01971	3.05823
Turbine equivalent flow area, sq. mm	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620
Relative turbine mass flow multiplier	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Fuel burned released heat Q_{fuel} , kW	4796.268	4796.26	4796.26	4796.26	4796.26	4796.26	4796.2709	4796.27	4796.2751	4796.2865
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	338.77	326.45	315.918	305.225	296.362	288.321	281.163	274.669	269.862	266.289
Friction heat rejected to cooling water, kW	142.79	138.88	134.830	131.004	127.095	123.371	119.795	116.424	113.108	109.962
Total heat, rejected to cooling water Q_{cw} , kW	481.57	465.33	450.748	436.229	423.458	411.693	400.959	391.093	382.970	376.251
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	122.55	116.57	111.126	105.917	101.368	97.1429	93.3841	89.9824	87.0156	84.2938
Friction heat rejected to oil, kW	47.597	46.295	44.9435	43.6680	42.3651	41.1238	39.9319	38.8081	37.7027	36.6540
Total heat rejected to oil, Q_{oil} , kW	170.14	162.87	156.069	149.585	143.733	138.266	133.316	128.790	124.718	120.947
Heat, rejected in charge air cooler Q_{cac} , kW	398.77	408.02	414.844	428.246	438.529	451.819	466.001	482.118	494.908	508.301

Лист

MP.8.142.6222M.10.04

Зм. Лист № докум. Підпис Дата

Exhaust gases heat, Q_{eg} , kW	1547.772	1559.975	1573.4454	1590.1170	1603.209 ₂	1619.658 ₃	1639.21 ₉₅	1658.258 ₈	1679.934 ₇	1698.0078
Exhaust manifold cooling, Q_{exh} , kW	1.1872	0.5756	0.66863	0.50091	0.81512	0.63027	0.64748	0.51481	0.78728	0.51612
Receiver cooling, Q_{res} , kW	-10.300	-10.507	-10.541	-10.7580	-10.6798	-10.7526	-10.9242	-11.1283	-11.2696	-11.3525
Total heat, Q_{sum} , kW	4808.5	4807.7	4803.51	4804.84	4798.12	4796.46	4799.44	4802.56	4807.81	4809.72

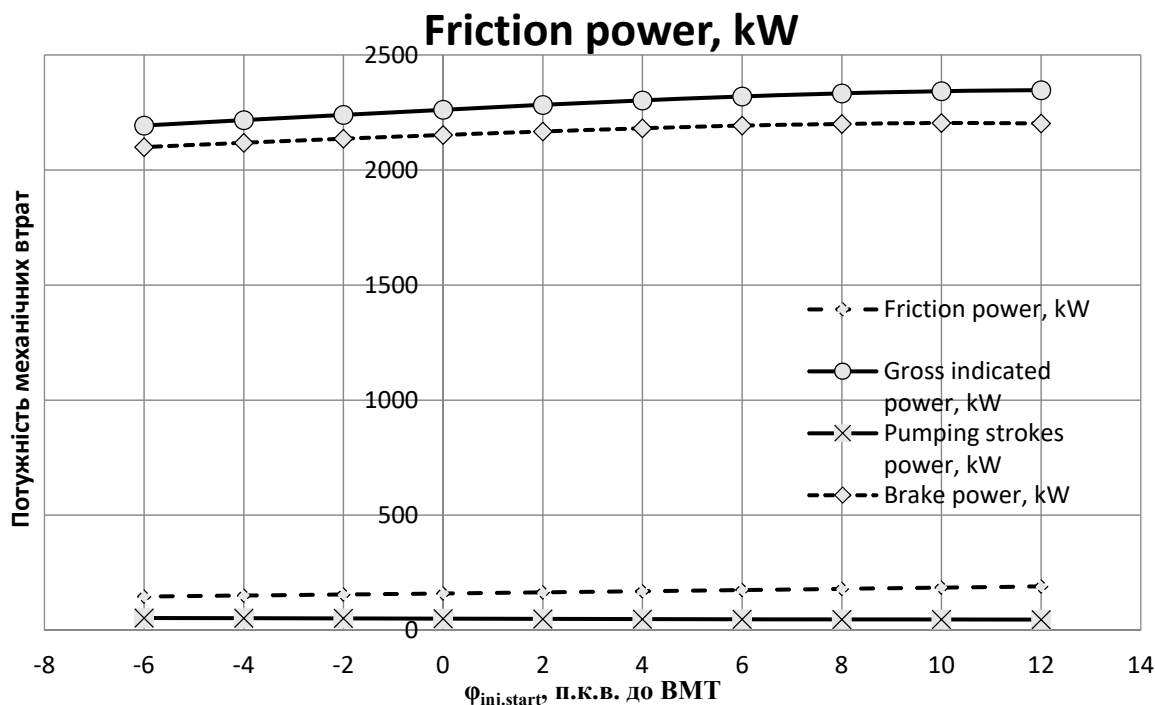


Рис.4.1. Графік зміни потужності механічних втрат залежно від значення кута випередження упорскування палива

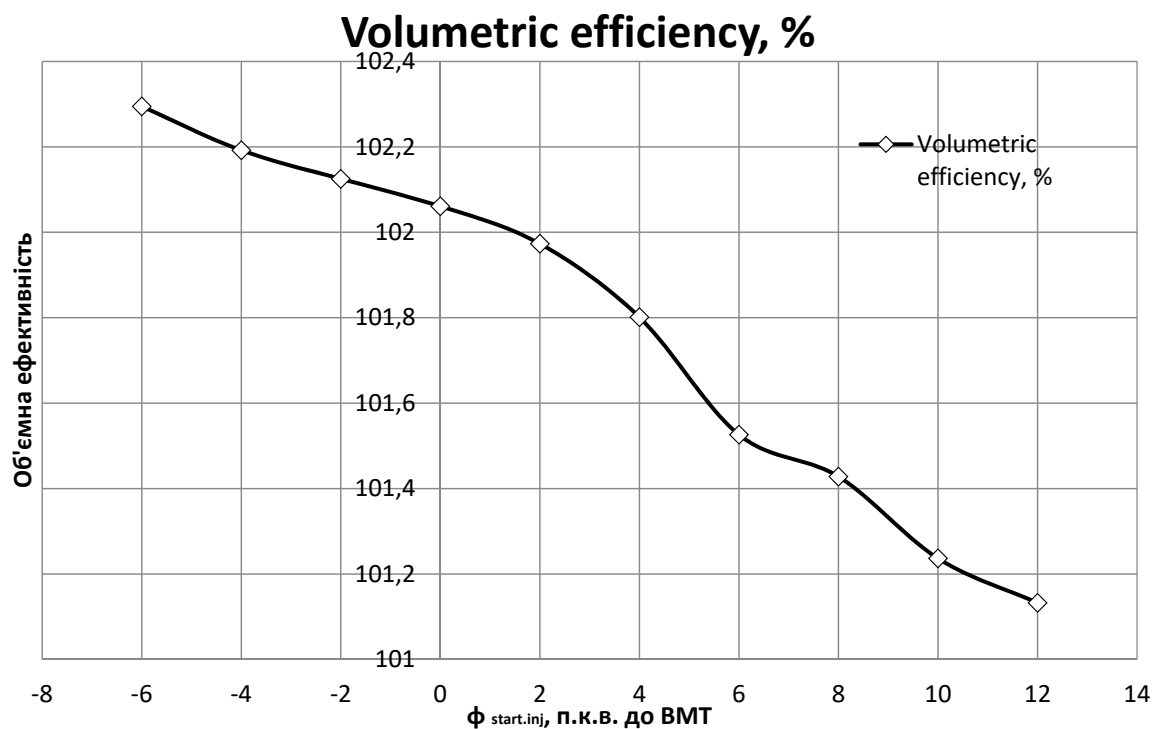


Рис.4.2. Графік зміни об'ємної ефективності залежно від значення кута випередження упорскування палива

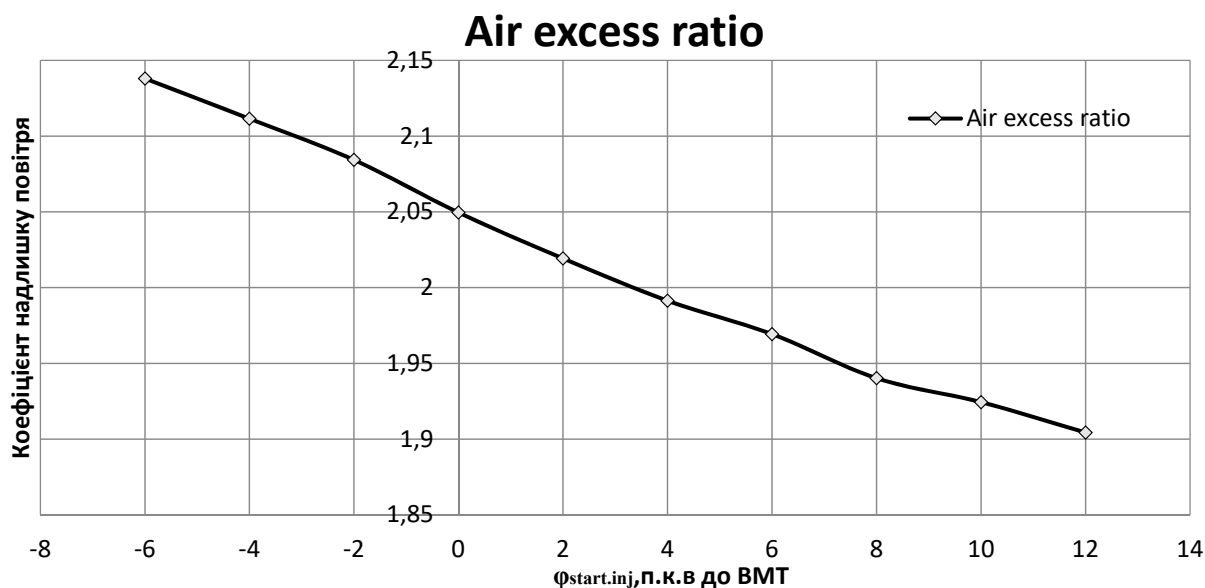


Рис.4.3. Графік зміни коефіцієнта надлишку повітря залежно від значення кута випередження упорскування палива

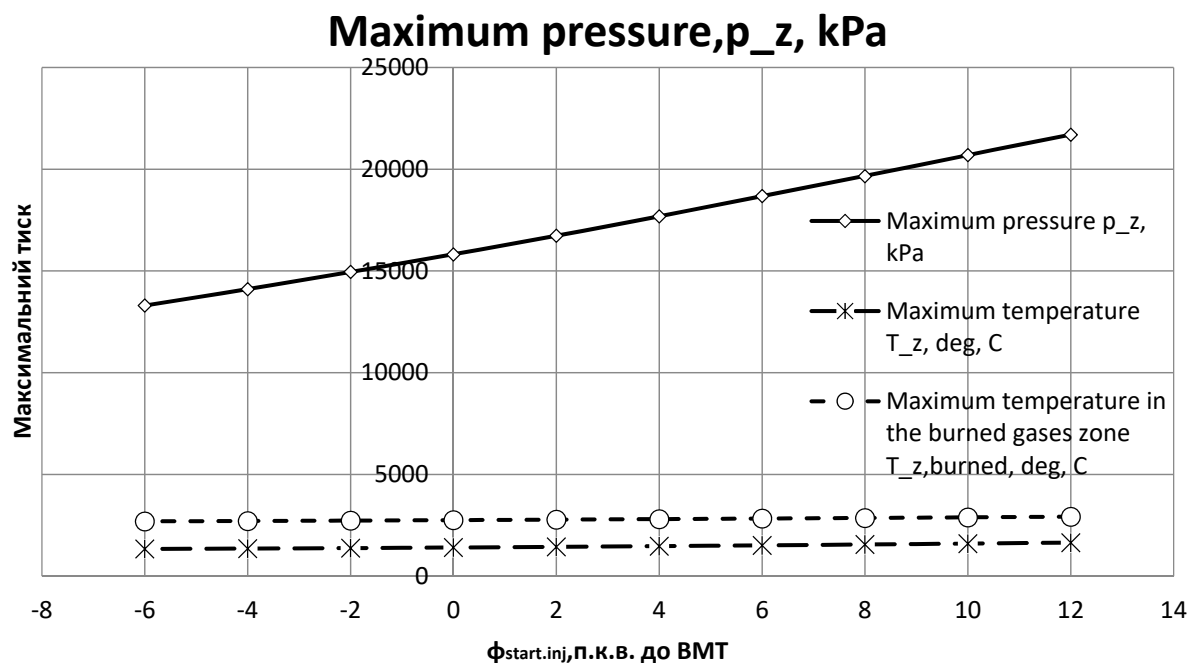


Рис.4.4. Графік зміни максимального тиску залежно від значення кута випередження упорскування палива

Під час збільшенні кута випередження запалення (раннє запалювання) зростає

кількість заряду, що вигоряє на такті стиснення до ВМТ при зменшенні об'єму над поршнем, що збільшує негативну роботу стиснення. Максимальний тиск і температура циклу зростають, внаслідок чого збільшуються теплові втрати стінки циліндра. Все це призводить до зниження потужності та економічності двигуна. Високі температури, крім того, спричиняють значне зростання кількості оксидів азоту у випускних газах двигуна.

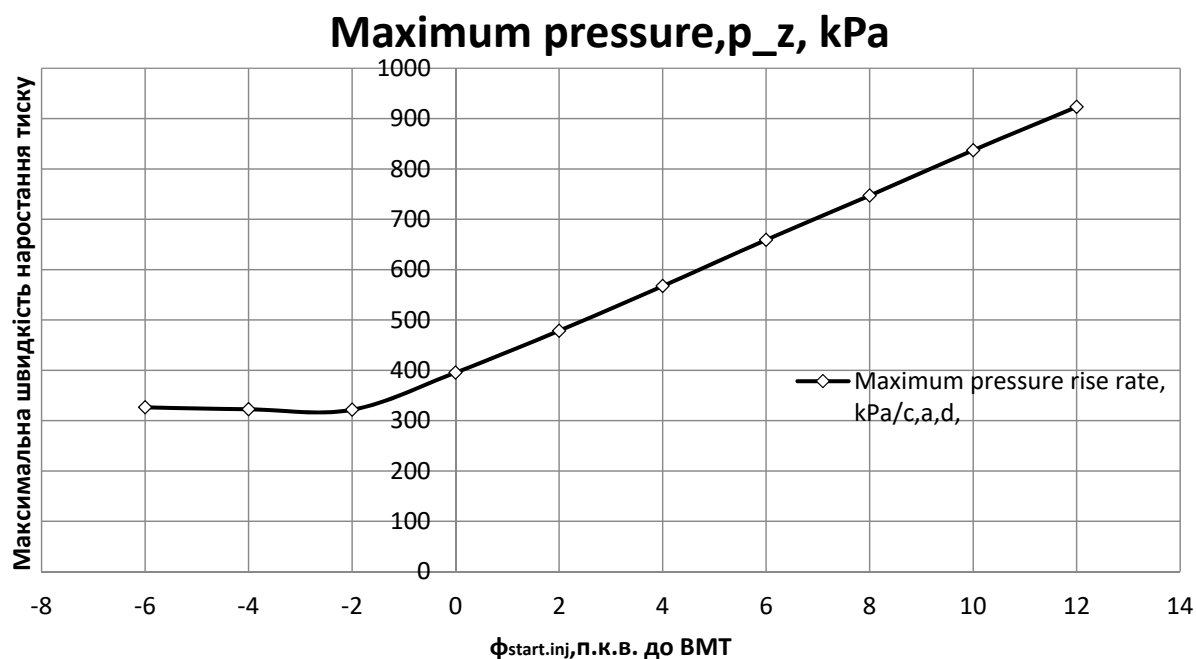


Рис.4.5. Графік зміни максимальної швидкості наростання тиску залежно від значення кута випередження упорскування палива

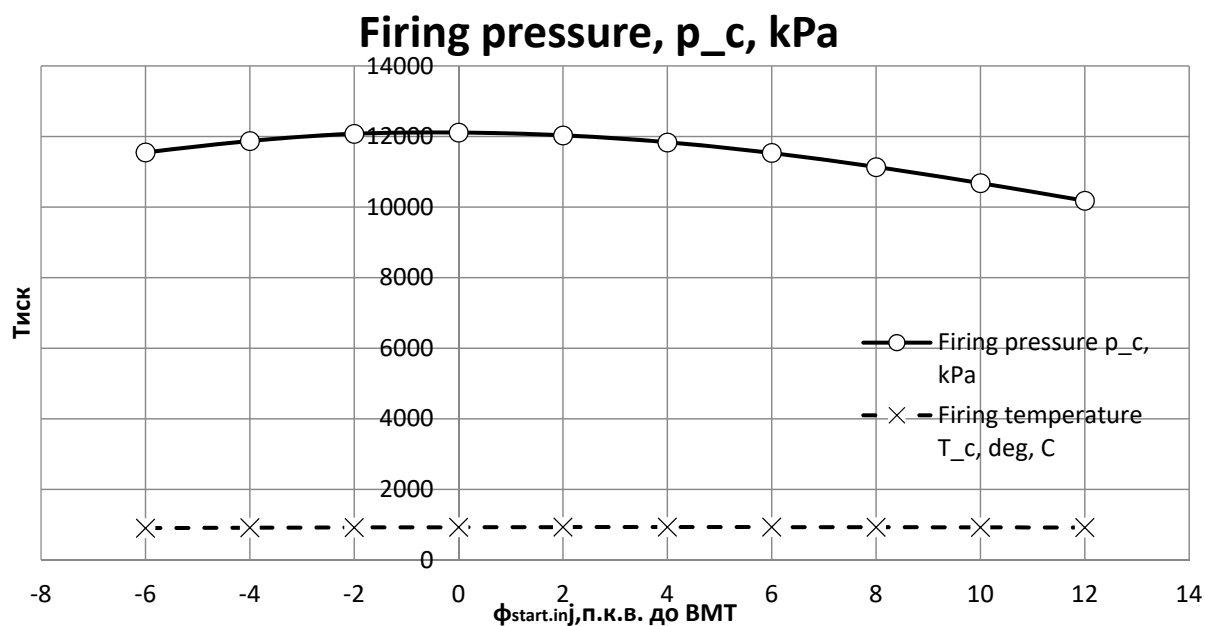


Рис.4.6. Графік зміни найвищого тиску та температури циліндрі двигуна під час згоряння залежно від значення кута випередження упорскування палива

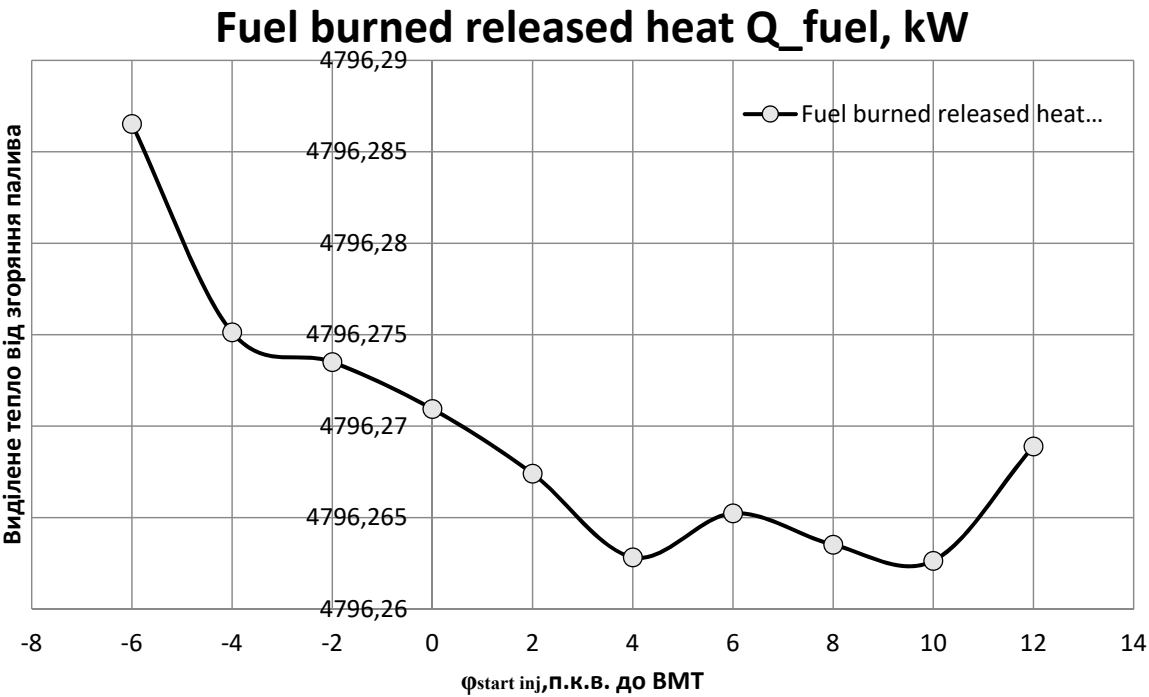


Рис.4.7. Графік зміни виділене тепло від згоряння палива залежно від значення кута випередження упорскування палива

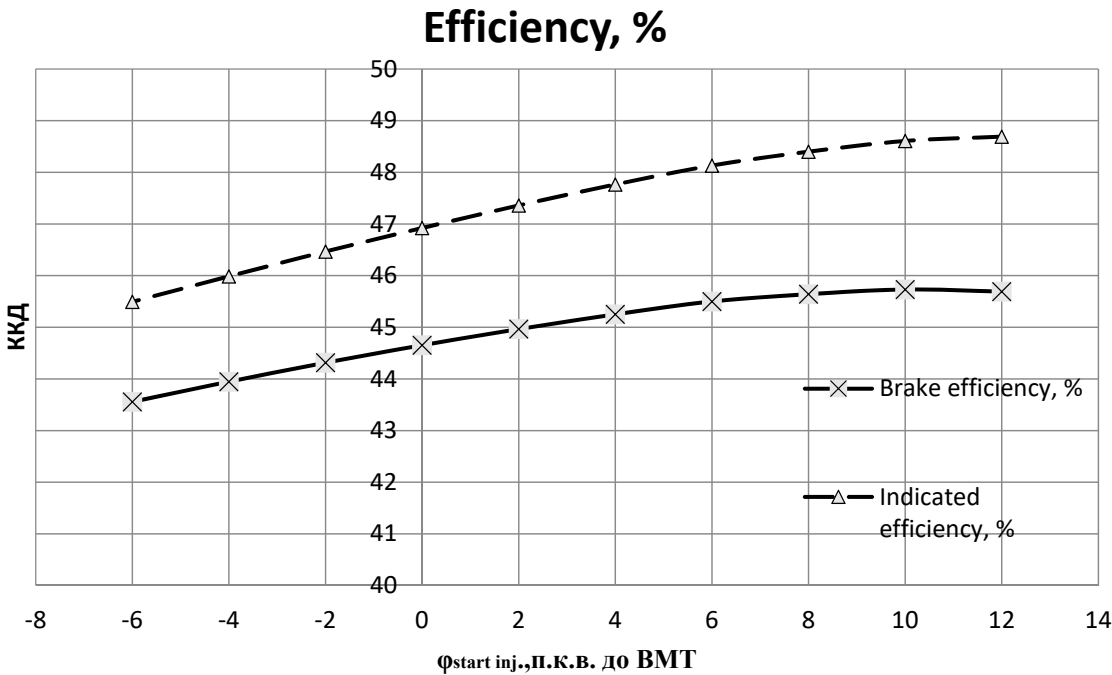


Рис.4.8. Графік зміни ККД залежно від значення кута випередження упорскування палива

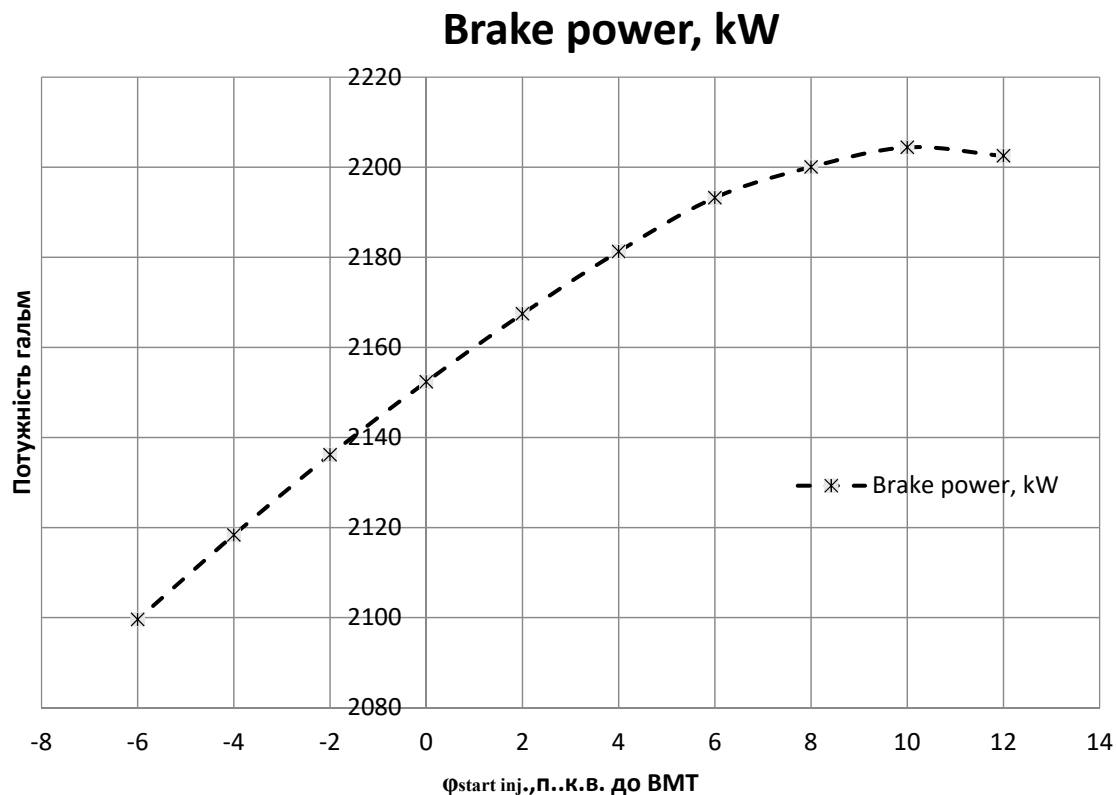


Рис.4.9. Графік зміни потужності гальм залежно від значення кута випередження упорскування палива

Результати розрахунку характеристики регулювання тривалості упорскування палива представлено в Таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Результати розрахунку характеристики регулювання тривалості упорскування палива

Parameters	First-stage injection duration							
	10	12	14	16	18	20	22	24
Number of iterations	71	71	61	50	70	74	46	50
Brake power, kW	2234.353	2218.106	2201.883	2184.156	2164.821	2143.055	2118.671	2091.354
crank speed	648	648	648	648	648	648	648	648
Air excess ratio	1.93228	1.944332	1.962589	1.984878	2.010996	2.041398	2.082024	2.112939
Fuel mass per cycle, g	3.48418	3.4841	3.4841	3.48418	3.48418	3.48418	3.48418	3.48418
Friction power, kW	185.2636	180.4464	175.8269	171.4092	167.1994	163.3366	159.9994	156.7988
Brake torque, N*m	32926.70	32687.27	32448.20	32186.97	31902.04	31581.28	31221.94	30819.39
Brake mep, kPa	2143.665	2128.077	2112.513	2095.506	2076.955	2056.073	2032.678	2006.470
Friction mep, kPa	177.7441	173.1224	168.6905	164.4520	160.4131	156.7071	153.5054	150.4347
Brake efficiency, %	46.3530	46.01600	45.67944	45.31170	44.91057	44.45902	43.95316	43.38646
Mechanical efficiency, %	94.16402	94.32441	94.49600	94.6561	94.82195	94.97563	95.13607	95.28742
Brake sfc, g/(kW*h)	181.8847	183.2169	184.5668	186.0648	187.7266	189.6333	191.8158	194.3212
Gross indicated power, kW	2372.831	2351.571	2330.133	2307.463	2283.038	2256.426	2226.990	2194.785
Net indicated power, kW	2419.617	2398.552	2377.710	2355.566	2332.021	2306.392	2278.670	2248.153
Pumping strokes power, kW	46.78568	46.98105	47.57645	48.10295	48.98266	49.96562	51.68028	53.36795
Gross mean indicated pressure, kPa	2276.523	2256.126	2235.558	2213.807	2190.374	2164.842	2136.601	2105.703
Net mean indicated pressure, kPa	2321.409	2301.200	2281.203	2259.958	2237.369	2212.780	2186.184	2156.905
Indicated efficiency, %	49.22587	48.78482	48.34008	47.86976	47.36306	46.81097	46.20031	45.53219
Indicated sfc, g/(kW*h)	171.2699	172.8183	174.4083	176.1218	178.0060	180.1054	182.4860	185.1637
Volumetric efficiency, %	101.2975	101.4616	101.5699	101.7413	101.8370	101.9732	102.1002	102.2787
Residual gases fraction, %	0.012271	0.012276	0.012058	0.011903	0.011569	0.011273	0.011080	0.012134
Scavenging factor	1.310052	1.309608	1.310630	1.310662	1.312078	1.313259	1.318691	1.329635
Maximum pressure p _{max} , kPa	20716.82	19792.49	18906.10	18058.41	17250.63	16509.43	15869.08	15254.94
Maximum temperature T _{max} , deg. C	1618.861	1575.975	1531.145	1486.430	1442.213	1398.163	1351.506	1310.175

Maximum temperature in the burned gases zone $T_{z,burned}$, deg. C	2881.800	2863.319	2840.290	2815.252	2789.458	2763.526	2736.463	2710.129
Maximum temperature in the fresh charge zone $T_{z,fresh}$, deg. C	815.4904	799.0712	782.1310	765.0617	747.8722	731.0418	714.082	698.053
Firing pressure $p_{c,c}$, kPa	11490.54	11534.61	11616.97	11725.88	11858.40	12017.38	12230.87	12375.85
Firing temperature $T_{c,c}$, deg. C	937.8619	935.8893	933.9640	932.235	930.596	929.076	927.164	924.434
Exhaust opening pressure $p_{o,b}$, kPa	1019.539	1027.275	1038.267	1052.044	1068.136	1086.750	1107.950	1126.349
Exhaust opening temperature $T_{o,b}$, deg. C	1074.312	1075.971	1077.692	1080.117	1082.842	1085.810	1086.040	1088.379
Intake pressure $p_{i,nt}$, kPa	99.77060	99.76782	99.7633	99.7579	99.7514	99.7436	99.7326	99.7242
Ambient temperature t_0 , deg. C	25	25	25	25	25	25	25	25
Outlet compressor pressure $p_{o,k}$, kPa	276.470	277.930	280.367	283.388	287.0358	291.3075	297.0394	301.126
Outlet compressor temperature $t_{o,k}$, deg. C	140.518	141.294	142.525	144.135	145.994	148.030	150.558	152.4875
Receiver average pressure $p_{a,r}$, kPa	275.0076	276.4497	278.859	281.846	285.453	289.677	295.340	299.3756
Receiver average temperature $t_{a,r}$, deg. C	46.9788	47.10516	47.29104	47.52017	47.77547	48.0685	48.4492	48.70726
Exhaust manifold average pressure $p_{a,t}$, kPa	207.9882	209.0043	210.6381	212.6967	215.1633	217.9894	221.8301	224.8998
Exhaust manifold average temperature $t_{a,t}$, deg. C	472.4025	473.2087	473.9534	474.9772	476.2414	477.5556	477.9029	478.5837
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0.0868	0.0873	0.088365	0.089444	0.090814	0.092358	0.09461	0.096358
Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	0.73214	0.73734	0.74623	0.756077	0.769150	0.783645	0.80255	0.816041
Pressure at the turbine outlet $p_{o,t}$, kPa	101.4565	101.4726	101.5007	101.5329	101.5743	101.6218	101.6904	101.7430
Temperature at the turbine outlet $t_{o,t}$, deg. C	365.2365	365.2322	364.7674	364.2761	363.7842	363.1529	361.1514	359.9059
Combustion start, c.a.d.	357	357	357	357	357	357	357	357
Duration of combustion, c.a.d.	73.10780	88.78988	104.4830	120.2592	136.0023	151.7585	167.3257	182.7909
Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	1149.377	864.4094	709.2976	596.7134	496.693	406.6197	325.2744	322.6095
Duration of injection, c.a.d.	10	12	14	16	18	20	22	24
Injection start, c.a.d.	355	355	355	355	355	355	355	355
Sauter average droplet size, mcm	13.6074	14.96861	16.20757	17.3486	18.4064	19.3900	20.29195	21.17008
Ignition delay, c.a.d.	1.92367	1.930131	1.93279	1.93219	1.929221	1.923637	1.915777	1.917407
Average injection pressure, MPa	284.1377	201.8956	152.1812	119.773	97.4271	81.32606	69.34031	60.07791
Maximum injection pressure, MPa	440.2635	310.3297	231.8446	180.760	145.6093	120.3655	101.6135	87.20077
Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	360.4466	362.1000	363.9204	365.905	368.0601	370.3971	372.9793	375.6463
Relative fuel share injected during ignition delay, %	2.290432	1.509252	1.043211	0.74828	0.552924	0.418613	0.322966	0.255072
In-cylinder CO concentration at exhaust opening [CO], ppm	444.1346	380.7002	313.7539	244.011	251.5849	613.9809	615.7059	615.9765
Exhaust manifold CO concentration [CO] _{exh} , ppm	339.0204	290.6977	239.3916	186.174	191.7453	467.5246	466.9066	463.2673
In-cylinder NO concentration at exhaust opening [NO], ppm	241.8716	223.7156	209.947	198.963	189.2804	182.9700	176.2553	170.0706
Exhaust manifold NO concentration [NO] _{exh} , ppm	184.6274	170.826	160.1878	151.803	144.2599	139.3251	133.6592	127.9077
Specific NOx amount at exhaust gases $g_{NOx}/(kW \cdot h)$	1.32143	1.238605	1.181553	1.14120	1.109289	1.099007	1.091447	1.08221
In-cylinder soot concentration at exhaust opening [C], g/cub.m	3.14E-05	1.45E-04	4.62E-04	0.00115	0.00243	0.003535	0.004541	0.00566
In-cylinder soot concentration at exhaust opening referred to normal conditions [C] _n , g/cub.m	5.36E-06	2.46E-05	7.79E-05	1.92E-04	4.01E-04	5.87E-04	7.44E-04	9.18E-04
In-cylinder soot concentration at exhaust referred to normal conditions [C] _n , g/cub.m	2.08E-04	9.53E-04	0.003019	0.00743	0.015541	0.022737	0.028793	0.03549
In-cylinder soot concentration at exhaust opening referred to normal conditions [C] _n , Bosch units	0.002290	0.010500	0.033281	0.08200	0.171319	0.250683	0.317484	0.39147
In-cylinder soot concentration at exhaust referred to normal conditions [C] _n , HSU (%)								
Intake valves/ports mass flow, $G_{i,nt}$, kg/s	3.959767	3.983652	4.021559	4.06739	4.122031	4.185944	4.274566	4.34145
Exhaust valves/ports mass flow, $G_{o,exh}$, kg/s	4.072713	4.096514	4.134477	4.18019	4.234889	4.298756	4.38751	4.45436
Turbine mass flow, $G_{t,t}$, kg/s	4.07455	4.096982	4.134145	4.180591	4.235783	4.298857	4.387959	4.45725
Cylinder head wall $q_{w,c}$, temperature, deg. C	425.228	413.2492	401.8376	391.1598	381.1385	371.6172	361.0288	349.2082
Piston wall $q_{w,p}$, temperature (firing side), deg. C	568.942	552.7916	537.1728	522.4080	508.4046	494.9532	479.6552	462.6888
Piston wall $q_{w,p}$, temperature (cooled side), deg. C	444.733	432.7697	421.2002	410.2634	399.8904	389.9264	378.5946	366.026
Cylinder liner wall $q_{w,l}$, temperature, deg. C	187.2790	186.7984	186.4267	186.1821	185.9896	185.7004	183.7738	179.773
Receiver wall $q_{w,r}$, temperature, deg. C	56.1155	56.24960	56.44779	56.6930	56.96691	57.28038	57.6863	57.9636
Exhaust manifold wall $q_{w,e}$, temperature, deg. C	471.202	472.0113	472.7457	473.7461	474.9846	476.2698	476.4988	480.5282
In-cylinder resulting temperature, deg. C	819.437	796.212	773.1110	750.8642	729.3717	708.3406	683.5506	656.3593
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	471.336	472.144	472.8781	473.8779	475.1157	476.399	476.6252	480.670
In-cylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.708365	0.70437	0.702197	0.70125	0.701553	0.703126	0.708070	0.71300
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.48277	0.48538	0.488573	0.49192	0.496413	0.501906	0.516479	0.46371

Referred compressor flow, kg/s	3.79835	3.821369	3.857903	3.90208	3.954760	4.016393	4.101876	4.16641
First stage compressor flow, kg/s	3.95524	3.980625	4.016723	4.06806	4.121389	4.186463	4.271905	4.33978
Referred compressor speed, rpm	18286.44	18342.12	18423.18	18529.22	18661.07	18804.54	19000.62	19146.27
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	669.7152	671.3915	674.0223	677.4379	681.6827	686.3222	693.3180	698.316
Helmholtz resonance frequency for charging system, Hz	27.2252	27.2507	27.29117	27.3439	27.40480	27.47129	27.5535	27.6162
Parameter B of charging system stability	10	10	10	10	10	10	10	10
Actual compression ratio	13.45843	13.45843	13.45843	13.45843	13.45843	13.45843	13.45843	13.4584
Compressor power, kW	469.1162	475.2179	484.8615	497.0560	511.1554	527.5905	550.2900	567.9285
Turbine power, kW	465.0831	471.3020	480.9199	492.895	507.1652	523.5957	545.1394	562.4179
Turbine power in pulse flow, kW	469.2197	475.2870	484.7904	496.816	511.3089	527.8067	549.9449	567.8398
Compressor adiabatic efficiency, %	85.50578	85.42423	85.35559	85.2227	85.17964	85.16871	85.15347	85.0272
Turbine pressure drop ratio	2.035346	2.044834	2.060094	2.07934	2.102372	2.128693	2.164378	2.19291
Reduced turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	0.534909	0.535528	0.536462	0.53760	0.538914	0.540321	0.542097	0.54338
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	82.41401	82.45141	82.50129	82.5551	82.58364	82.59779	82.58343	82.5881
Turbine efficiency in pulse flow, %	82.1587	82.1886	82.22212	82.26172	82.29691	82.32595	82.35991	82.32687
Turbine pulse factor, %	1.00889	1.008455	1.008048	1.007953	1.00817	1.008042	1.008815	1.00964
Supercharger speed, rpm	18229.97	18285.48	18366.29	18472.00	18603.44	18746.47	18941.94	19087.15
Supercharger pressure increase ratio	2.77106	2.785770	2.810326	2.84075	2.877511	2.920562	2.978355	3.019591
Turbine equivalent flow area, sq. mm	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620
Relative turbine mass flow multiplier	1	1	1	1	1	1	1	1
Fuel burned released heat Q_{fuel} , kW	4796.658	4796.421	4796.310	4796.26	4796.236	4796.22	4796.216	4796.211
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	330.3369	320.1896	309.4848	298.874	288.4818	277.6565	262.7766	245.9317
Friction heat rejected to cooling water, kW	138.9477	135.3348	131.8702	128.556	125.3995	122.5025	119.9996	117.599
Total heat, rejected to cooling water Q_{cw} , kW	469.2846	455.5244	441.3550	427.431	413.8814	400.159	382.7763	363.530
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	110.8973	108.4829	105.8767	103.087	100.4196	97.8997	95.10270	91.9982
Friction heat rejected to oil, kW	46.3159	45.11160	43.95674	42.85231	41.79986	40.83417	39.999873 08	39.199713 14
Total heat rejected to oil, Q_{oil} , kW	157.2132	153.5945	149.8335	145.9395	142.2195	138.7339	135.10257 4	131.19799 46
Heat, rejected in charge air cooler Q_{cac} , kW	411.6441	416.8109	425.0759	435.6083	448.1180	462.4737	481.66099	496.4837
Exhaust gases heat, Q_{eg} , kW	1564.939	1572.148	1583.874	1597.073	1615.197	1634.179	1658.0168	1679.604
Exhaust manifold cooling, Q_{exh} , kW	0.575305	0.720162	0.693200	0.633818	0.264521	0.076838	-0.383325	0.299594
Receiver cooling, Q_{res} , kW	-10.53801	-10.52937	-10.63669	-10.67153	-10.79377	-10.86916	-11.20364	-11.25817
Total heat, Q_{sum} , kW	4844.515	4823.518	4809.410	4797.354	4791.306	4785.553	4781.897	4768.219
Computation time, s	44.129	44.717	39.419	32.761	45.902	50.628	31.43	34.274
Total execution time, s	56.094	58.684	51.37	45.216	58.204	62.92	45.205	46.586

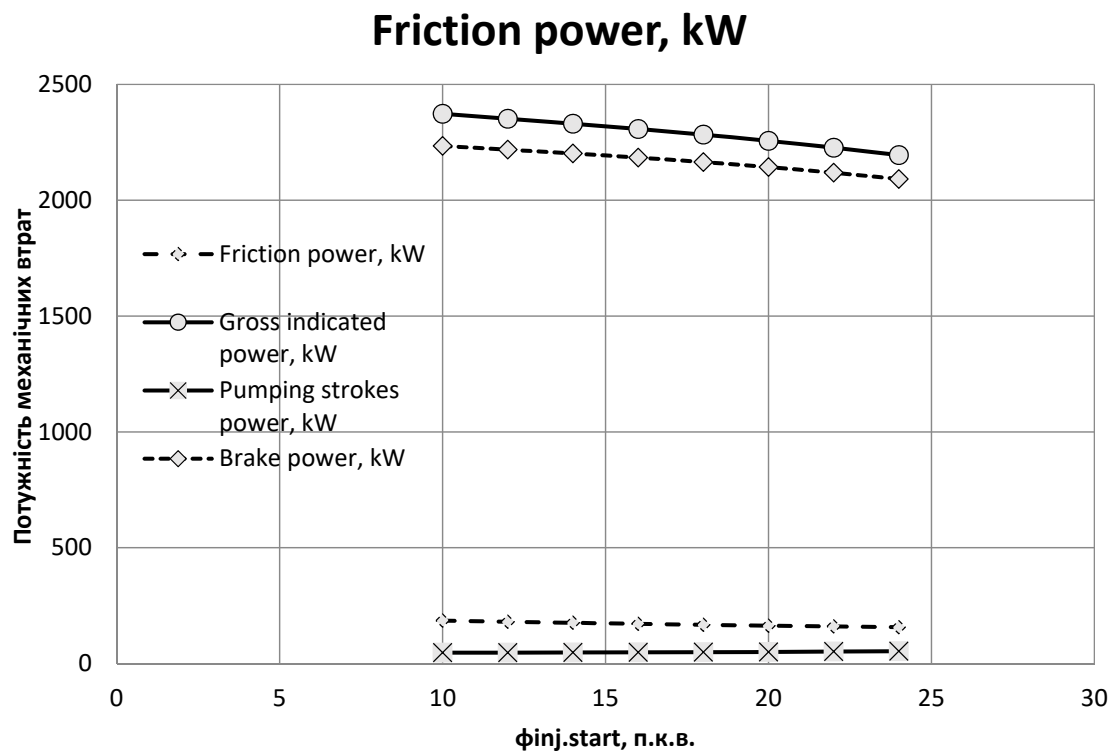


Рис.4.10. Графік зміни потужності механічних втрат залежно від значення тривалості уприскування палива

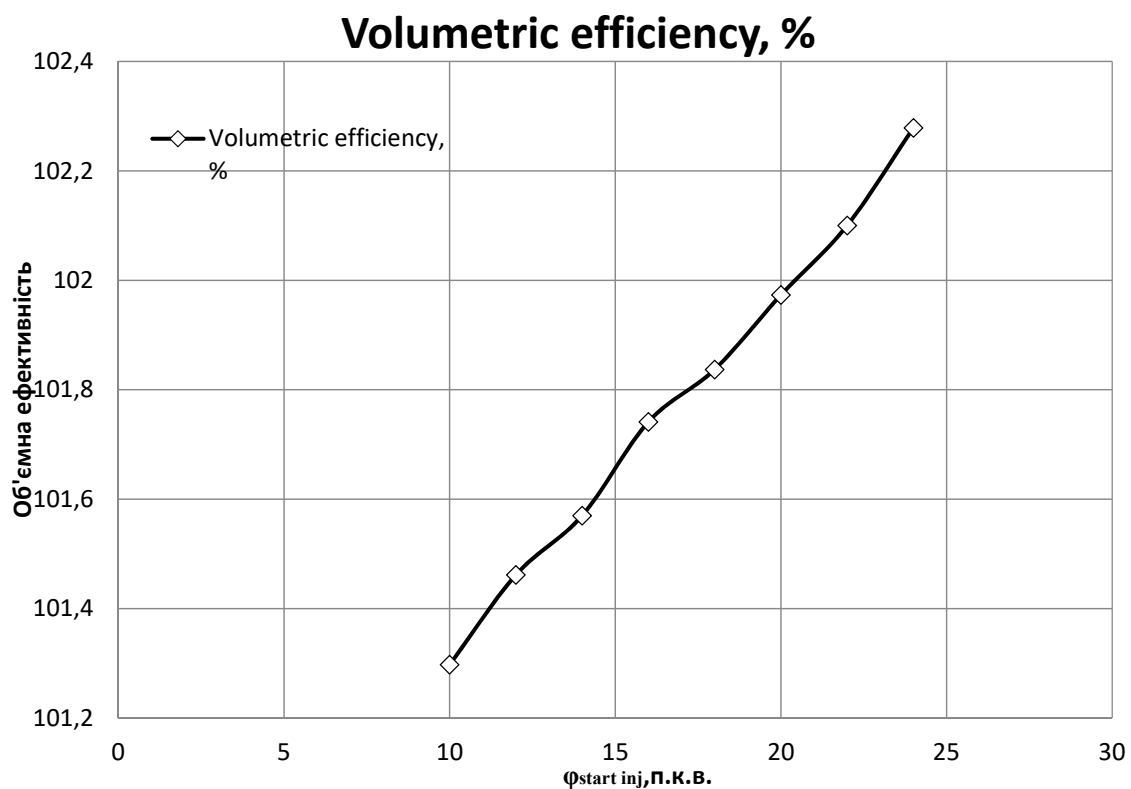


Рис.4.11. Графік зміни об'ємної ефективності залежно від значення тривалості уприскування палива

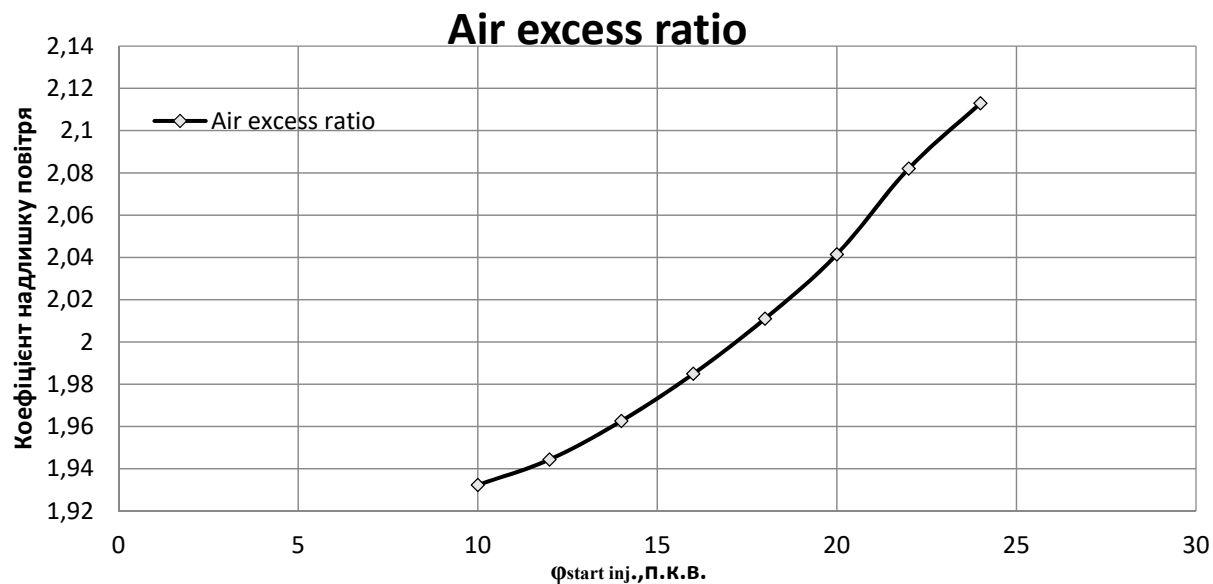


Рис.4.12. Графік зміни коефіцієнта надлишку повітря залежно від значення тривалості уприскування палива

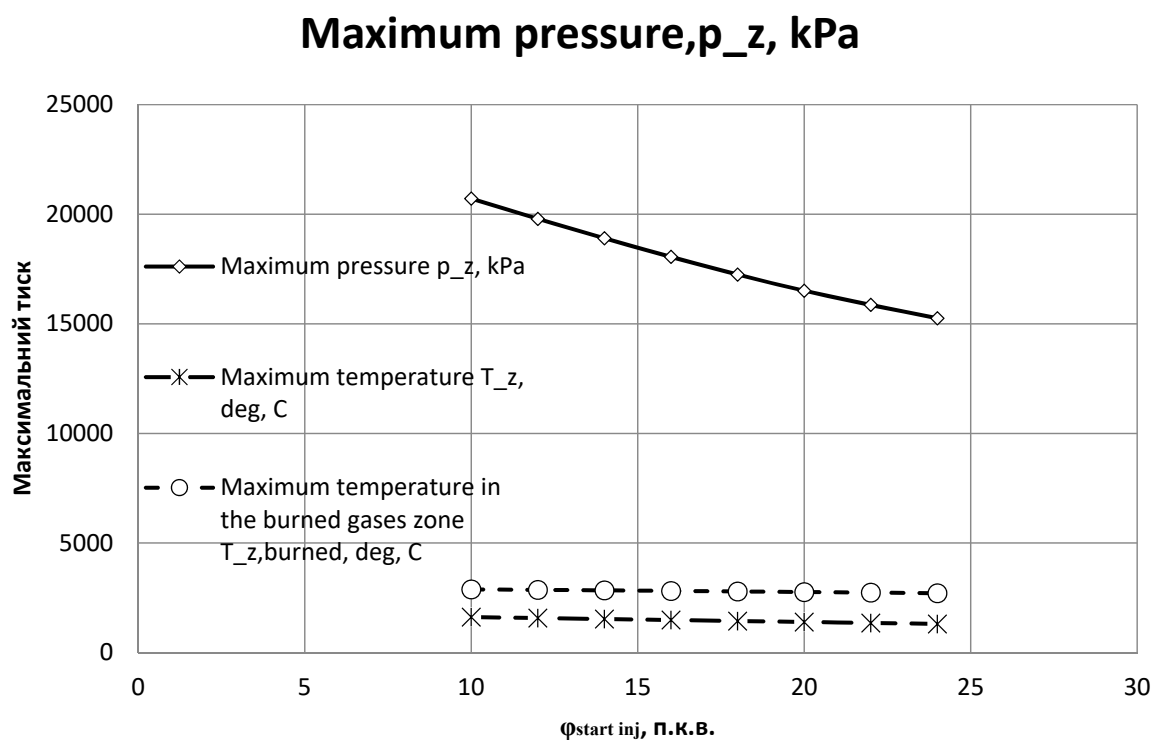


Рис.4.13. Графік зміни максимального тиску залежно від значення тривалості уприскування палива

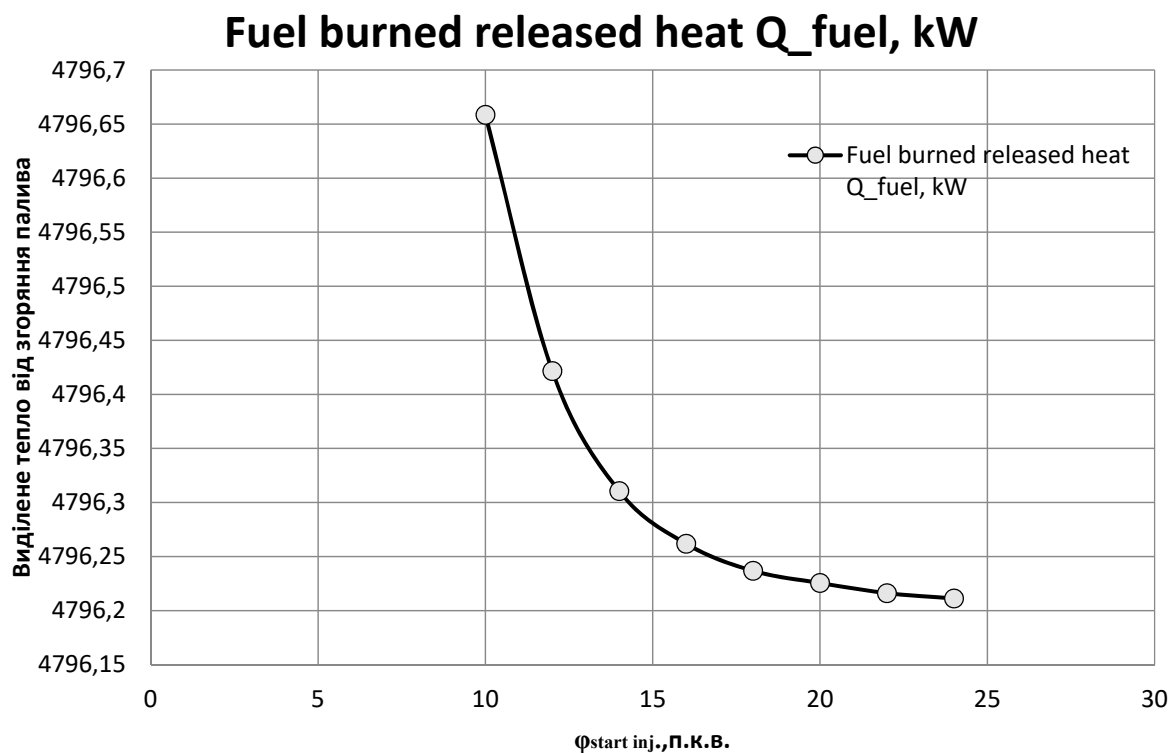


Рис.4.14. Графік зміни виділене тепло від згоряння палива залежно від значення тривалості уприскування палива

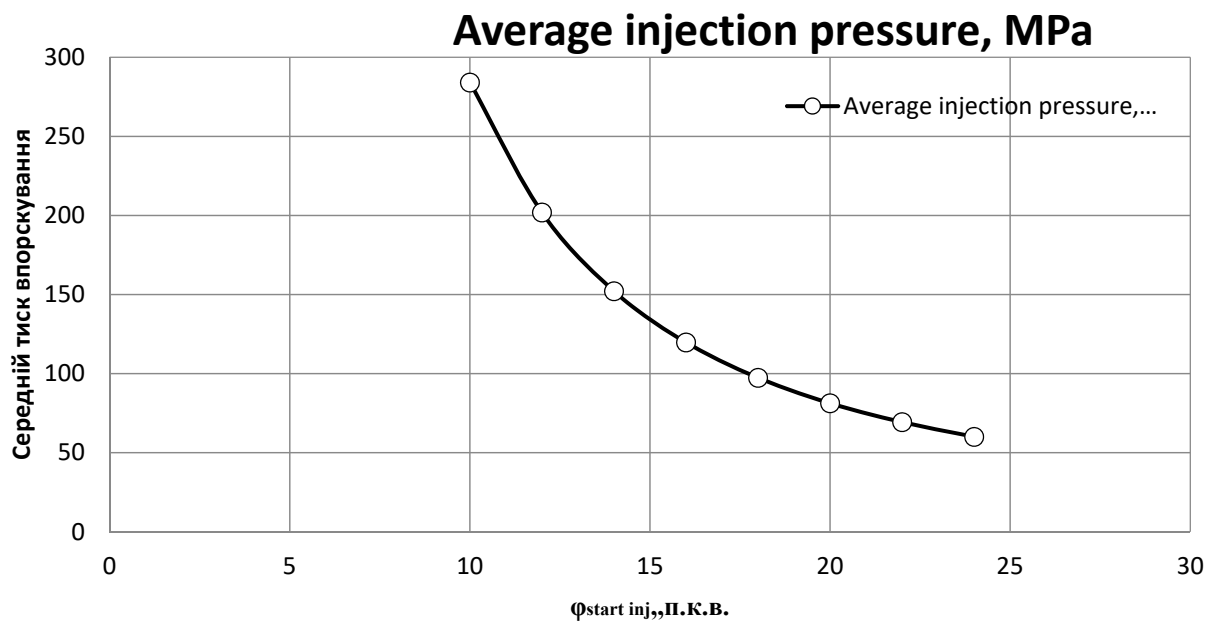


Рис.4.15. Графік зміни середнього тиску впорскування залежно від значення тривалості уприскування палива

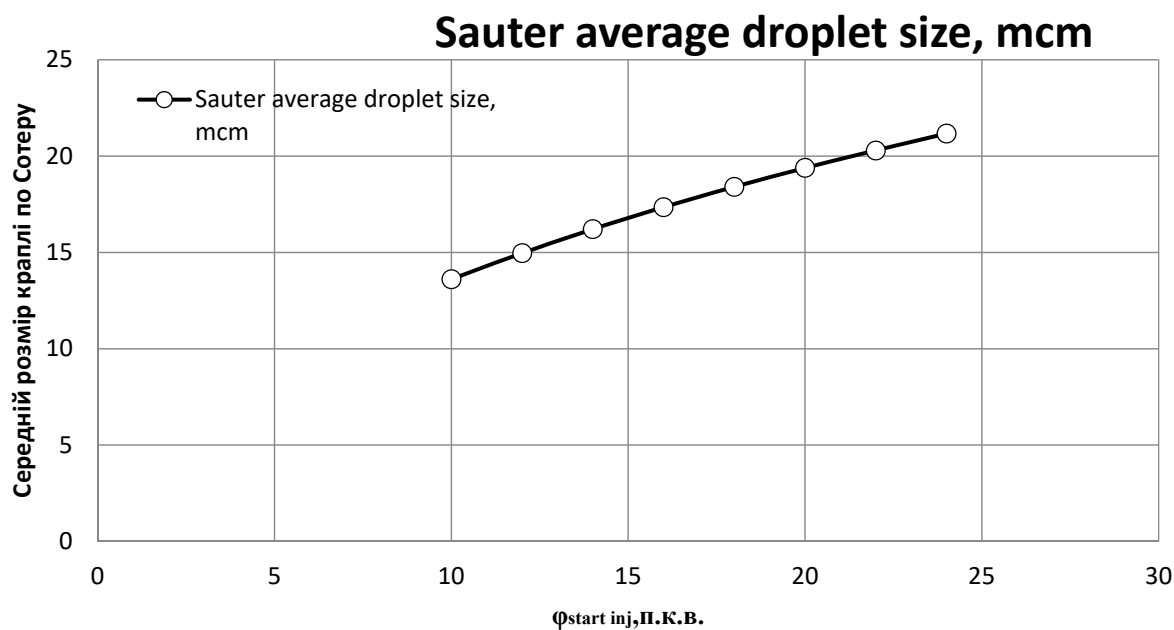


Рис.4.16. Графік зміни середнього розміру краплі по Сотеру залежно від значення тривалості уприскування палива

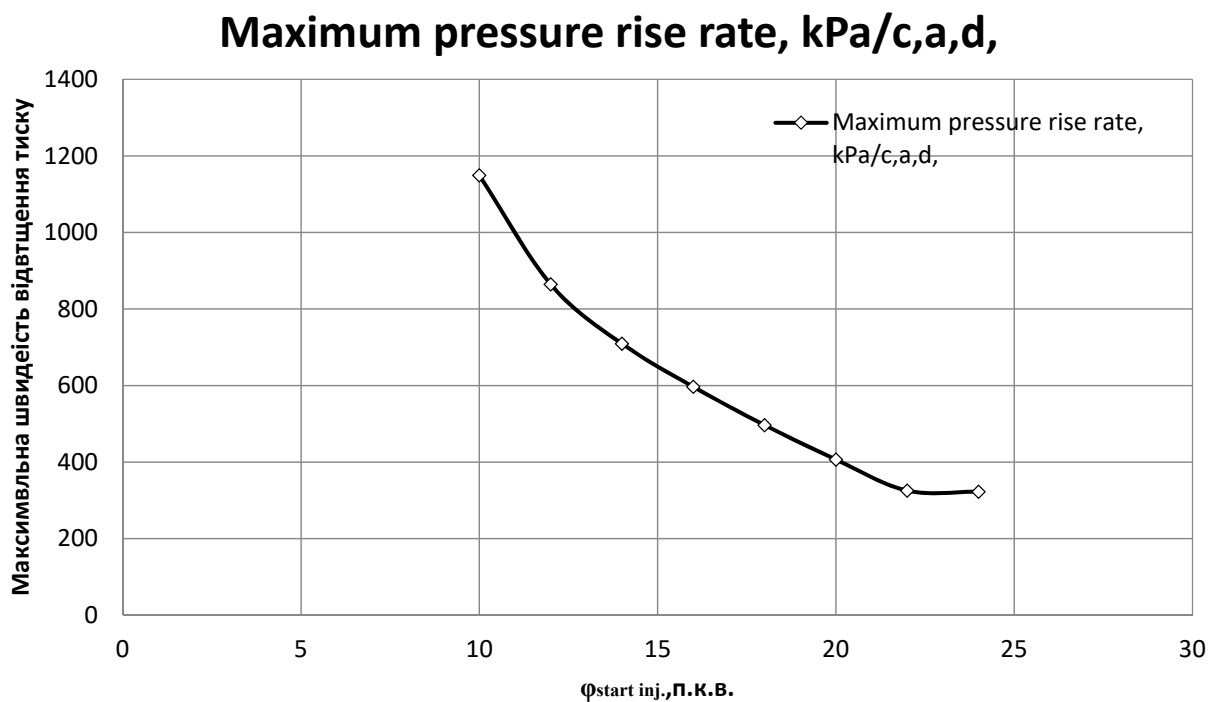


Рис.4.17. Графік зміни максимальної швидкості наростання тиску залежно від значення тривалості уприскування палива

Таким чином, проведено аналіз можливого регулювання паливного насосу. На підставі наведених у розділі таблиць та графіків маємо, що найбільша ефективність двигуна, при урахуванні вказаних обмежень, може бути досягнута при куті випередження упорскування палива 7,8 град. Протяжність упорскування має бути 15...17 град. При цьому значенні кута випередження упорскування і його протяжності максимальний тиск згоряння та максимальна температура згоряння не порушує дозвільні межі. При зазначеному куті на номінальному режимі роботи буде досягнуто ефективний ККД 45,6%. Індикаторний ККД дорівнює 48%. При зниженні навантаження ефективний ККД знижується, але при постійних обертах двигуна характер зниження плавний й значення ККД більше, ніж при іншому куті упорскування.

Треба сказати, що максимальний тиск згоряння та максимальна температура згоряння зростатимуть зі збільшенням кута упорскування, але вказаний кут може бути задіяний, бо обмеження на тиск та температуру не порушуються.

					MP.8.142.6222м.10.04	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					МР.8.142.6222м.10.05										
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 5. Розрахунки гвинтової характеристики двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40) при регулюванні турбокомпресора				Літ.		Арк.	Аркушів			
Студентка		Матвєєва І.С..							НУК						
Консульт.															
Викладач		Мошенцев Ю.Л.													
Зав.каф.		Гогоренко О.А.													

РОЗДІЛ 5

Розрахунки гвинтової характеристики двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40) при регулюванні турбокомпресора

В розділі 4 здійснені розрахунки статичної гвинтової характеристики двигуна на таких частотах обертів: 720 об/хв⁻¹, 684 об/хв⁻¹, 648 об/хв⁻¹, 576 об/хв⁻¹, 504 об/хв⁻¹, 432 об/хв⁻¹, 360 об/хв⁻¹, 288 об/хв⁻¹.

Обмежувальною характеристикою називається залежність потужності від частоти обертання двигуна при обмеженні (або сталості) деяких його показників чи параметрів. Зазвичай обмеження стосуються таких показників або параметрів, як крутний момент m , коефіцієнт надлишку повітря для згоряння a , температура газів перед газовою турбіною турбокомпресора, теплова і механічна напруженість основних найбільш навантажених деталей двигуна (поршень, кришка циліндра, випускний клапан). Обмежувальні характеристики використовують при захисті двигуна від можливих перевантажень, що виникають у процесі його тривалої експлуатації.

На цьому етапі відбулось зменшення показників масової витрати компресора з $\mu Gk=1.1$ до $\mu Gk=1.05$ та зменшення масової витрати турбіни з $\mu Gt=1.11$ до $\mu Gt=1.05$.

Результати розрахунку порівняльної гвинтової характеристики двигуна при різному регулюванні турбокомпресора було подано в Таблиці 5.1

Таблиця 5.1

Результати розрахунку порівняльної гвинтової характеристики двигуна 6ЧН 32/40 (MAN 6L 32/40) при різному регулюванні турбокомпресора

					МР.8.142.6222м.10.05	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Parameters	Crankshaft speed, rpm ⁻¹							
	720	684	648	576	504	432	360	288
Number of iterations	50	66	68	54	34	28	30	25
Brake power, kW	3000.216	2572.105	2187.170	1536.119	1029.077	648.0582	375.0352	192.0122
crank speed	720	684	648	576	504	432	360	288
Air excess ratio	2.094977	2.093058	2.048595	1.824350	1.644871	1.723029	2.203328	2.979945
Fuel mass per cycle, g	4.425427	3.884570	3.481765	2.821000	2.255041	1.725844	1.232233	0.830992
Friction power, kW	203.7077	192.2471	173.6167	133.0347	99.75008	75.08197	55.39381	39.86570
Brake torque, N*m	39791.61	35909.06	32231.38	25466.76	19497.95	14325.23	9948.118	6366.603
Brake mep, kPa	2590.599	2337.829	2098.397	1657.992	1269.398	932.6322	647.6639	414.4924
Friction mep, kPa	175.8956	174.7366	166.5699	143.5895	123.0446	108.0518	95.66189	86.05717
Brake efficiency, %	44.10243	45.34082	45.40521	44.27886	42.40920	40.71216	39.59788	37.5782
Mechanical efficiency, %	95.10803	94.78399	94.45775	93.58660	92.01183	89.75072	86.87370	82.44385
Brake sfc, g/(kW*h)	191.1666	185.9453	185.6816	190.4048	198.7991	207.0858	212.9131	224.3561
Gross indicated power, kW	3154.53	2713.65	2315.501	1641.387	1118.419	722.0646	431.7016	232.9005
Net indicated power, kW	3203.924	2764.353	2360.787	1669.153	1128.828	723.1401	430.4290	231.877
Pumping strokes power, kW	49.3890	50.7030	45.2864	27.7660	10.4089	1.07556	-1.27261	-1.02265
Gross mean indicated pressure, kPa	2723.849	2466.481	2221.519	1771.613	1379.603	1039.136	745.5236	502.757
Net mean indicated pressure, kPa	2766.495	2512.566	2264.967	1801.581	1392.443	1040.684	743.3258	500.5495
Indicated efficiency, %	46.3708	47.83595	48.06933	47.31325	46.09102	45.36137	45.58098	45.58041
		119	182	616	928	581	38	202
Indicated sfc, g/(kW*h)	181.814	176.246	175.390	178.193	182.918	185.861	184.965	184.967
Volumetric efficiency, %	101.835	101.872	101.756	101.526	101.313	101.0178	101.409	98.7105
Residual gases fraction, %	0.03293	0.02263	0.01399	0.01040	0.01633	0.05746	0.17665	1.29513
Scavenging factor	1.26287	1.28886	1.30522	1.32333	1.29919	1.21676	1.15912	1.08537
Crank radius, mm	200	200	0	0	0	0	0	200
Maximum pressure $p_{z,z}$, kPa	19699.13	19791.33	18481.99	14533.91	11072.93	8722.36	6892.37	5619.434
Maximum temperature $T_{z,z}$, deg. C	1359.745	1419.120	1464.291	1565.418	1639.054	1558.047	1326.204	1123.465
Maximum temperature in the burned gases zone $T_{z,z,burned}$, deg. C	2734.454	2789.438	2812.454	2837.477	2841.782	2813.236	2734.376	2663.573
Maximum temperature in the fresh charge zone $T_{z,z,fresh}$, deg. C	727.6716	754.6125	763.5677	771.9959	770.8026	748.550	693.2090	661.0565
Firing pressure $p_{z,c}$, kPa	16144.68	13842.72	12104.25	8615.37	6113.93	4801.32	4302.03	3960.38
Firing temperature $T_{z,c}$, deg. C	954.0794	940.9210	933.0089	916.9535	899.8772	880.7512	860.2311	858.1964
Exhaust opening pressure $p_{z,b}$, kPa	1402.650	1186.534	1063.923	804.0961	604.5291	459.9998	353.8572	258.1578
Exhaust opening temperature $T_{z,b}$, deg. C	1100.720	1061.844	1060.078	1106.310	1149.644	1092.466	926.445	754.8128
Intake pressure p_{int} , kPa	99.5113	99.6465	99.74637	99.89148	99.95808	99.98293	99.9914	99.99632
Ambient temperature t_0 , deg. C	25	25	25	25	25	25	25	25
Outlet compressor pressure $p_{z,k}$, kPa	391.0162	337.7592	293.0497	207.2638	147.0639	117.3735	106.7901	100.495
Outlet compressor temperature $t_{z,k}$, deg. C	208.4490	176.3126	150.9721	105.0732	66.09059	46.03965	37.02473	28.3232
Receiver average pressure $p_{z,s}$, kPa	387.9497	335.5270	291.4368	206.5583	146.7828	117.2556	106.7299	100.4266
Receiver average temperature $t_{z,s}$, deg. C	56.43253	51.9179	48.49130	42.07664	36.92533	35.00066	35.25424	36.39166
Exhaust manifold average pressure $p_{z,t}$, kPa	311.0646	262.2965	225.1287	163.8411	127.6074	112.8422	107.2662	101.5873
Exhaust manifold average temperature $t_{z,t}$, deg. C	517.9518	480.9851	466.3984	484.9200	517.8904	511.4800	425.9920	337.6222
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0.134665	0.111136	0.091126	0.054383	0.029567	0.015495	0.008900	0.004364
Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	1.120411	0.906485	0.744442	0.463739	0.256315	0.127796	0.063233	0.026934
Pressure at the turbine outlet $p_{z,t}$, kPa	103.0939	102.2346	101.6057	100.6906	100.2685	100.1096	100.0543	100.0231
Temperature at the turbine outlet $t_{z,t}$, deg. C	351.2795	342.4394	349.4733	410.9612	480.8739	494.2278	417.2601	336.3475
Combustion start, c.a.d.	357.8	356.6	357	357.6	358.2	358.2	360.4	359.8
Duration of combustion, c.a.d.	142.9248	120.6829	117.5545	112.9575	109.7952	103.042	93.65919	96.43884
Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	458.8317	592.4238	602.6077	625.7121	661.9391	647.7144	587.6461	358.3737
Duration of injection, c.a.d.	22	17.6	15.7	12.7	10.2	7.8	5.5	4.1
Injection start, c.a.d.	356	354.6	355	355.4	355.8	355.8	358	357.8
Sauter average droplet size, mcm	15.82534	16.03048	17.04027	19.77090	23.21600	26.71068	29.94144	36.32374
Ignition delay, c.a.d.	1.70863	1.83984	1.89811	2.10428	2.30584	2.37447	2.20258	1.87838
Average injection pressure, MPa	127.972	136.848	124.074	97.6323	73.5875	54.3335	39.3445	22.2353
Maximum injection pressure, MPa	192.252	206.691	187.378	147.777	111.608	82.2968	59.3048	32.6485

									Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

MP.8.142.6222м.10.05

Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	371.658	366.897	365.960	363.689	362.162	361.238	363.273	363.966
Relative fuel share injected during ignition delay, %	0.29599	0.62773	0.76427	1.46493	2.52762	3.36105	4.40784	2.87977
Incylinder CO concentration at exhaust opening [CO], ppm	573.353	236.138	240.015	260.827	385.768	400.607	308.018	155.864
Exhaust manifold CO concentration [CO] _{exh} , ppm	454.007	183.213	183.888	197.098	296.928	329.239	265.733	143.603
Incylinder NO concentration at exhaust opening [NO], ppm	163.396	180.168	191.343	236.971	284.902	281.646	213.572	0
Exhaust manifold NO concentration [NO] _{exh} , ppm	129.384	139.788	146.598	179.071	219.2906	231.470	184.252	0
Specific NO _x amount at exhaust gases $\text{g}_{\text{NO}_x}/\text{g}_{\text{fuel}}$	1.01469	1.08723	1.12922	1.28218	1.45701	1.56942	1.55327	0
Incylinder soot concentration at exhaust opening [C], $\text{g}/\text{cubic m}$	0.00293	0.00110	8.90E-04	0.00121	0.00190	0.00160	6.21E-04	2.80E-04
Incylinder soot concentration at exhaust opening referred to normal conditions [C] _n , $\text{g}/\text{cubic m}$	4.02E-04	1.68E-04	1.48E-04	2.48E-04	4.82E-04	5.03E-04	2.41E-04	1.40E-04
Incylinder soot concentration at exhaust referred to normal conditions [C] _n , bosch units	0.01557	0.00651	0.00571	0.00962	0.01867	0.01947	0.00933	0.00541
Incylinder soot concentration at exhaust opening referred to normal conditions [C] _n , HSU (%)	0.17167	0.07179	0.06303	0.10613	0.20587	0.21464	0.10294	0.05966
Intake valves/ports mass flow, G_{int} , kg/s	5.77916	4.91546	4.16364	2.72345	1.69266	1.08005	0.76456	0.50133
Exhaust valves/ports mass flow, G_{exh} , kg/s	5.93833	5.04812	4.27646	2.80470	1.74946	1.11734	0.78676	0.51329
Turbine mass flow, G_t , kg/s	5.90856	5.02897	4.26158	2.79404	1.74232	1.11315	0.78373	0.51263
Waste gate mass flow, G_{wgt} , kg/s	0.03072	0.01897	0.01644	0.01162	0.00754	0.00514	0.00407	0.00175
Cylinder head wall a_x , temperature, deg. C	395.999	389.865	389.412	358.974	319.633	267.163	204.419	155.494
Piston wall a_x , temperature (firing side), deg. C	508.666	510.738	518.075	501.901	468.580	403.186	309.734	233.343
Piston wall a_x , temperature (cooled side), deg. C	400.084	401.619	407.054	395.073	370.390	321.951	252.727	196.141
Cylinder liner wall a_x , temperature, deg. C	212.611	196.642	185.186	168.506	152.160	133.347	114.431	100.234
Receiver wall a_x , temperature, deg. C	66.2485	61.4125	57.7325	50.8588	45.3177	43.1925	43.3559	44.4063
Exhaust manifold wall a_x , temperature, deg. C	517.174	480.214	465.510	485.746	521.860	517.748	429.573	339.240
Incylinder resulting temperature, deg. C	681.765	708.380	739.259	796.148	846.435	819.327	685.513	568.452
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	517.275	480.324	465.637	485.917	522.089	518.033	429.870	339.621
Incylinder resulting heat transfer coefficient, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	0.89612	0.78872	0.71706	0.51864	0.37122	0.27887	0.21671	0.15859
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	0.70438	0.60092	0.50315	0.39047	0.31417	0.25125	0.19624	0.11737
Referred compressor flow, kg/s	5.55802	4.72096	3.99488	2.60927	1.62062	1.033830	0.73178	NaN
First stage compressor flow, kg/s	5.77768	4.91635	4.16214	2.72252	1.69275	1.079519	0.76424	0.50018
Referred compressor speed, rpm	22158.42	20404.16	18917.37	15105.16	10891.94	7783.634	5779.231	0
Reduced turbine speed, $\text{rpm}/\text{K}^{0.5}$	787.8122	743.0094	695.6287	548.6191	387.2629	277.8753	218.5683	0
Helmholtz resonance frequency for charging system, Hz	29.3755	28.3785	27.5669	26.0327	24.6547	23.9150	23.5749	0
Parameter B of charging system stability	10	10	10	10	10	10	10	0
Actual compression ratio	13.7715	13.7715	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.77155
Compressor power, kW	1067.622	752.300	536.147	223.4169	70.9664	22.95105	8.960906	1.716308
Turbine power, kW	1062.817	747.2433	533.7957	222.5701	69.94421	20.78318	7.304119	0.685150
Turbine power in pulse flow, kW	1069.516	751.9659	536.2970	223.4643	70.99207	22.95478	8.965968	0
Compressor adiabatic efficiency, %	77.51842	81.65627	83.89766	84.78525	83.53432	66.29657	48.65619	25

									Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

MP.8.142.6222M.10.05

Reffered compressor speed, rpm	22158.42	20404.16	18917.37	15105.16	10891.94	7783.634	5779.231	0
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	787.8122	743.0094	695.6287	548.6191	387.2629	277.8753	218.5683	0
Helmholtz resonance frequency for charging system, Hz	29.3755	28.3785	27.5669	26.0327	24.6547	23.9150	23.5749	0
Parameter B of charging system stability	10	10	10	10	10	10	10	0
Actual compression ratio	13.7715	13.7715	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.4584	13.77155
Compressor power, kW	1067.622	752.300	536.147	223.4169	70.9664	22.95105	8.960906	1.716308
Turbine power, kW	1062.817	747.2433	533.7957	222.5701	69.94421	20.78318	7.304119	0.685150
Turbine power in pulse flow, kW	1069.516	751.9659	536.2970	223.4643	70.99207	22.95478	8.965968	0
Compressor adiabatic efficiency, %	77.51842	81.65627	83.89766	84.78525	83.53432	66.29657	48.65619	25
Turbine pressure drop ratio	2.984795	2.543002	2.199608	1.619718	1.269411	1.125751	1.071403	1.015365
Reduced turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	0.534253	0.526515	0.514781	0.469531	0.384017	0.276321	0.193191	0.124712
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	83.08447	82.77250	82.71250	80.54857	76.12920	70.77200	67.60616	50
Turbine efficiency in pulse flow, %	82.9892	82.66950	82.4934	79.9771	74.2016	66.0333	64.8163	0
Turbine pulse factor, %	1.00630	1.00632	1.00468	1.0040	1.01498	1.10448	1.22752	0
Supercharger speed, rpm	22090.00	20341.15	18858.95	15058.52	10858.30	7759.59	5761.38	0
Supercharger pressure increase ratio	3.92936	3.38957	2.93794	2.074890	1.471256	1.173936	1.06799	1.003983
Turbine equivalent flow area, sq. mm	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620	14620
Waste-gate equivalent flow area, sq. mm	70	50	50	50	50	50	50	50
Relative turbine mass flow multiplier	1	1	1	1	1	1	1	1
Fuel burned released heat Q _{fuel} , kW	6768.800	5644.505	4792.949	3451.883	2414.467	1583.954	942.4877	508.4371
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	314.6060	303.5319	293.8092	274.3222	242.8529	185.8675	117.9841	70.66455
Friction heat rejected to cooling water, kW	152.7807	144.1853	130.2125	99.77607	74.81256	56.31148	41.54536	29.89927
Total heat, rejected to cooling water Q _w , kW	467.3868	447.7173	424.0217	374.0983	317.6655	242.1790	159.5295	100.5638
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	103.3923	101.7902	102.3454	94.20243	83.31100	67.72413	47.10484	30.39782
Friction heat rejected to oil, kW	50.92693	48.06179	43.40418	33.25869	24.93752	18.77049	13.84845	9.966425
Total heat rejected to oil, Q _{oil} , kW	154.3192	149.8520	145.7495	127.4611	108.2485	86.49463	60.95330	40.36424
Heat, rejected in charge air cooler Q _{cas} , kW	943.7824	664.2398	470.6616	199.5452	67.17625	24.26201	11.26058	3.642100
Exhaust gases heat, Q _{eg} , kW	2173.465	1794.103	1558.462	1219.960	903.9565	595.2327	343.3255	175.3023
Exhaust manifold cooling, Q _{exh} , kW	0.433707	0.609833	0.326164	0.373262	0.304814	0.265741	0.195502	0.162904
Receiver cooling, Q _{res} , kW	-13.7652	-12.2317	-11.0208	-8.46951	-6.50481	-5.51553	-5.10927	-4.91846
Total heat, Q _{sum} , kW	6748.565	5635.802	4795.060	3465.179	2431.912	1599.840	953.7522	515.9349

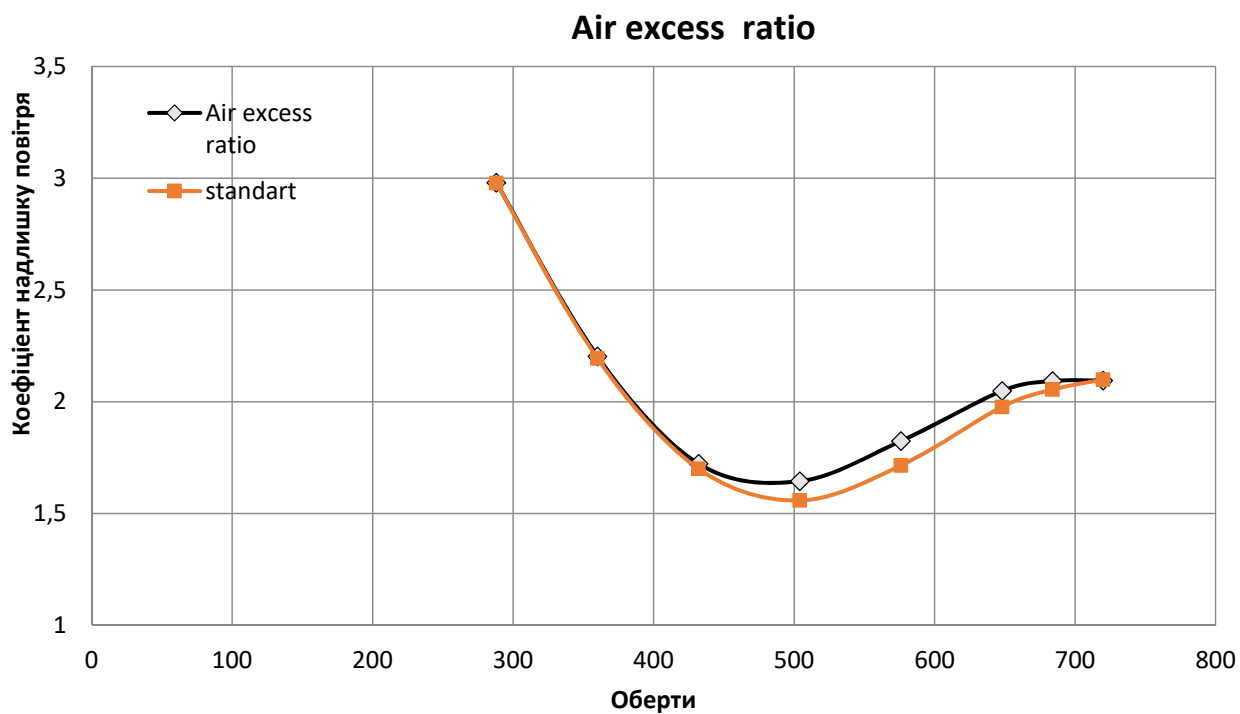


Рис.5.1. Порівняльний графік коефіцієнта надлишку повітря

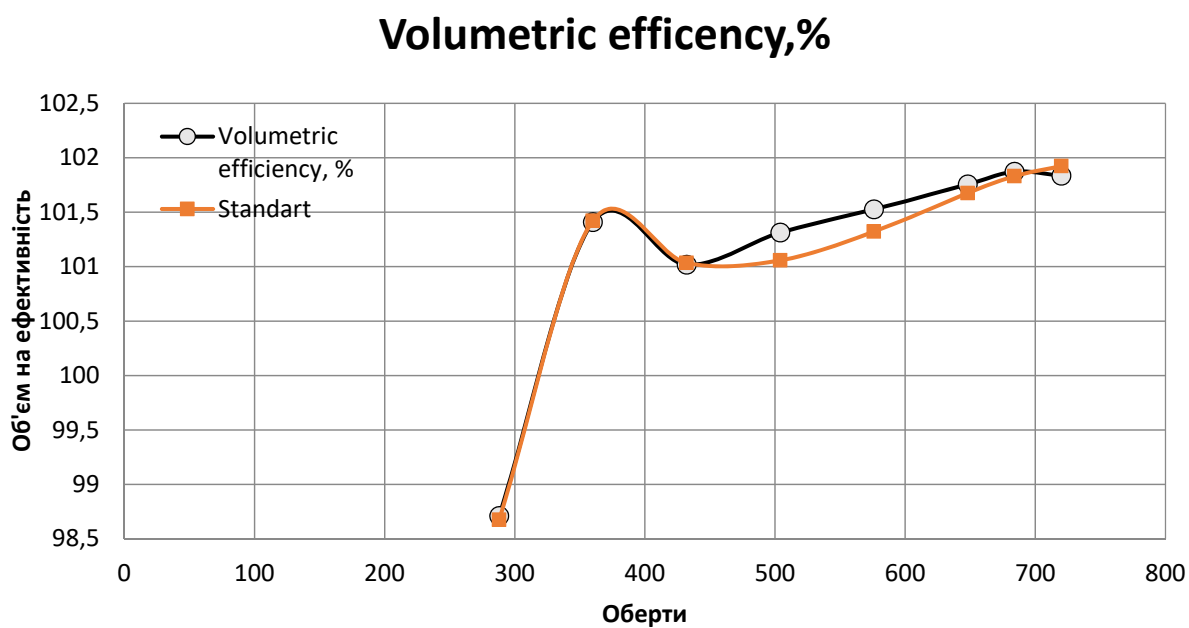


Рис.5.2. Порівняльний графік зміни об'ємної ефективності двигуна

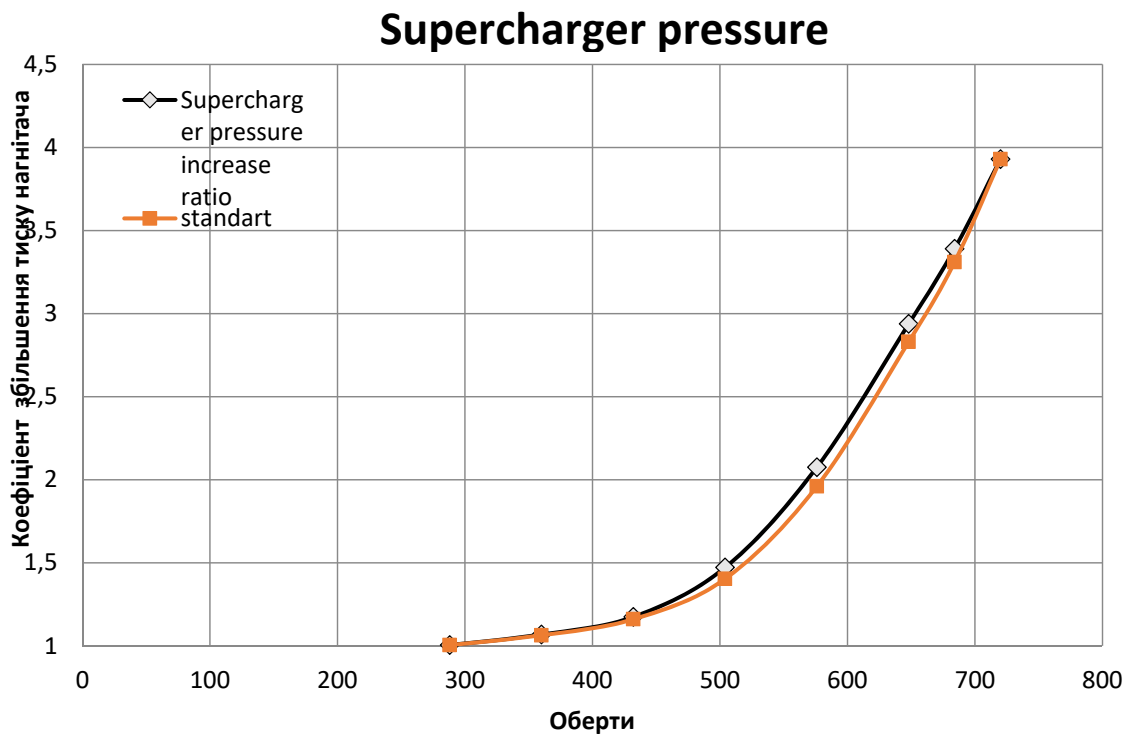


Рис.5.3. Порівняльний графік зміни коефіцієнта збільшення нагнітача

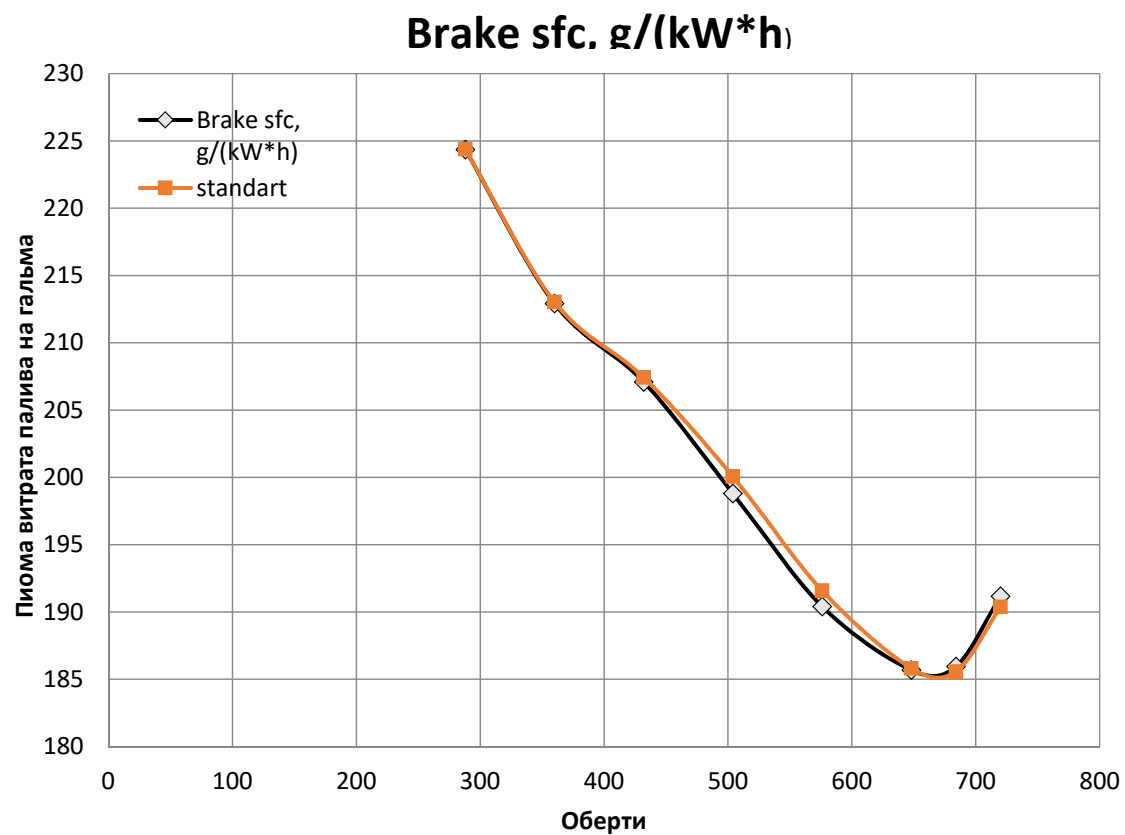


Рис.5.4. Порівняльний графік зміни питомої витрати палива на гальма

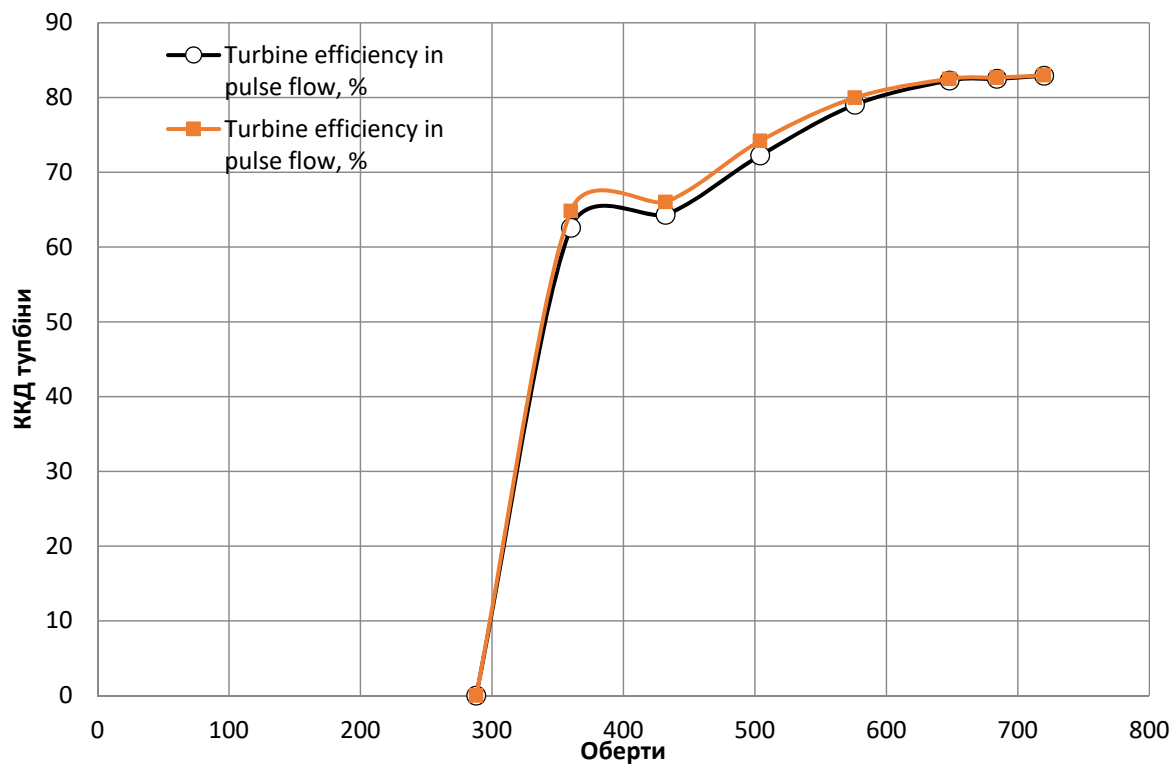


Рис.5.5. Порівняльний графік зміни ККД турбіни

Compressor adiabatic efficiency, %

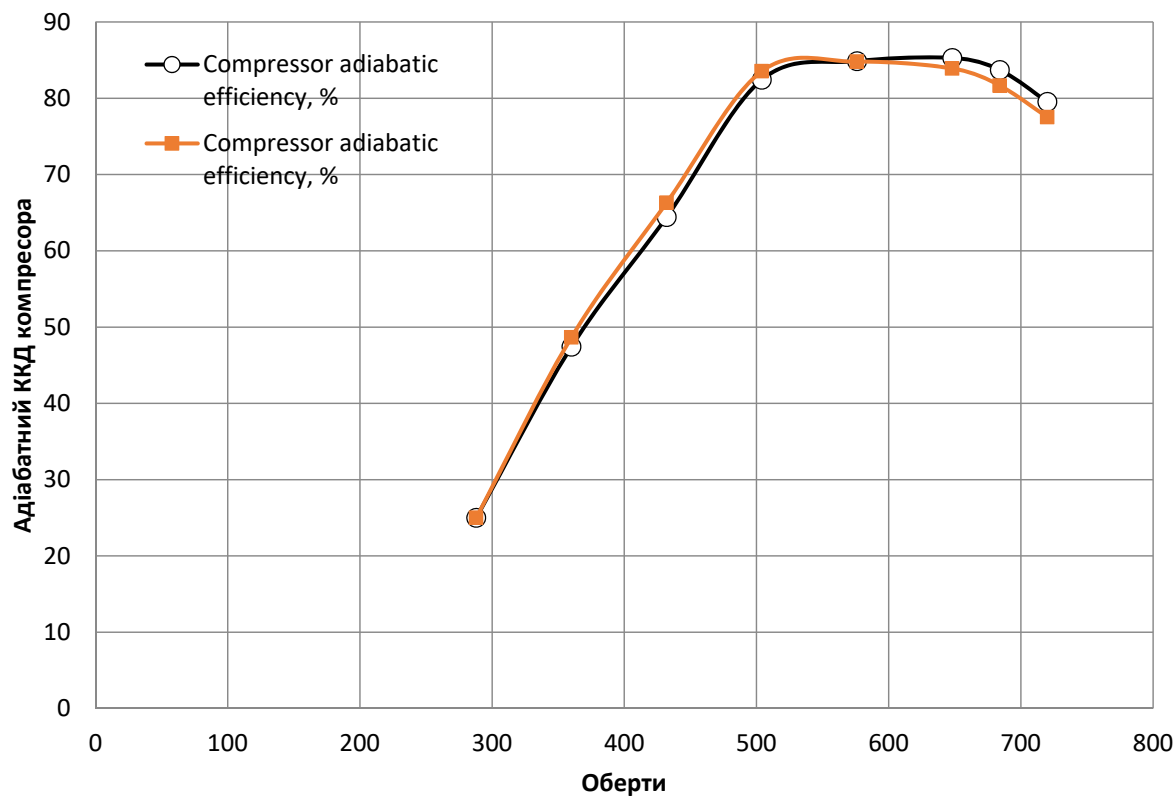


Рис.5.6. Порівняльний графік зміни адіабатного ККД компресора

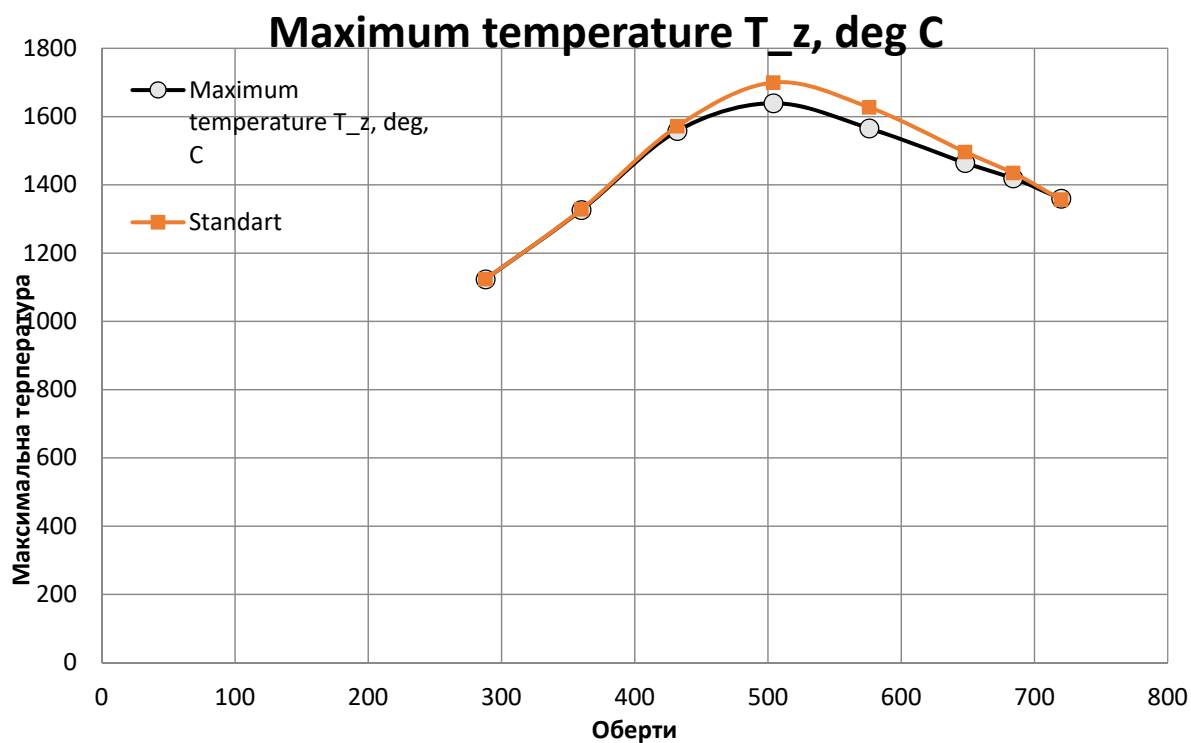


Рис.5.7. Порівняльний графік зміни максимальної температури

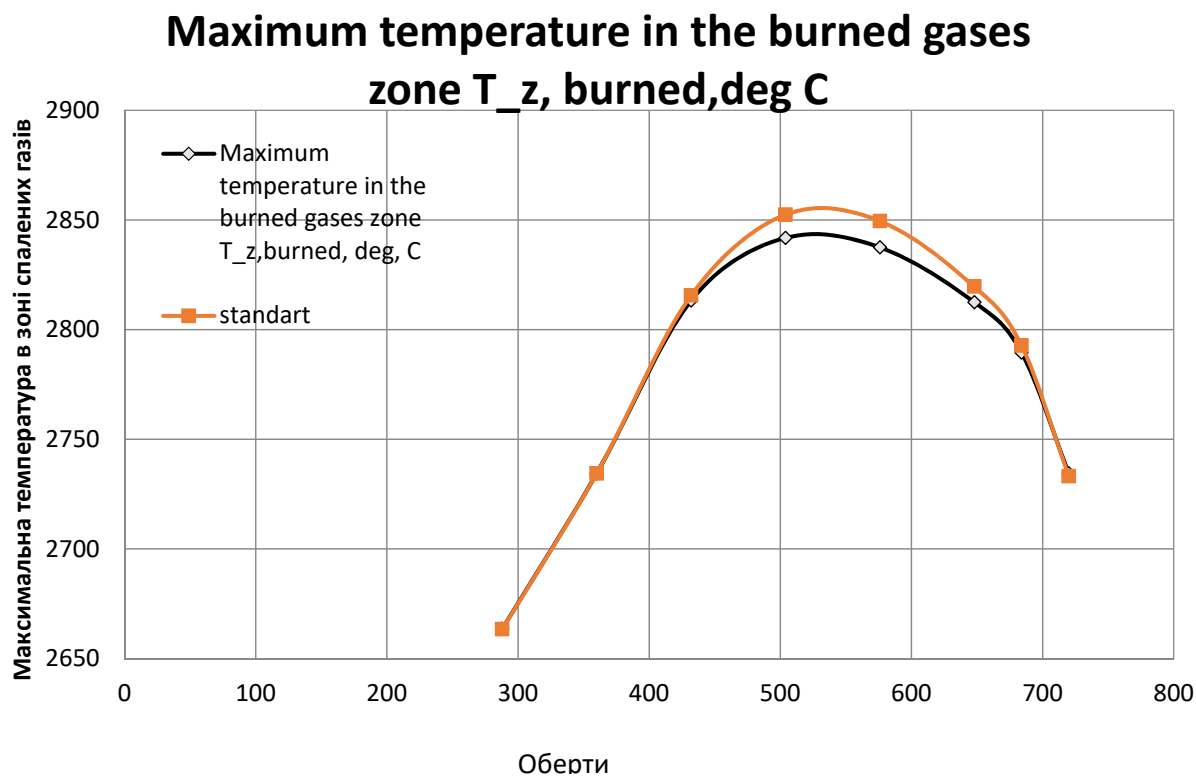


Рис.5.8. Порівняльний графік зміни максимальної температури в зоні спалених газів

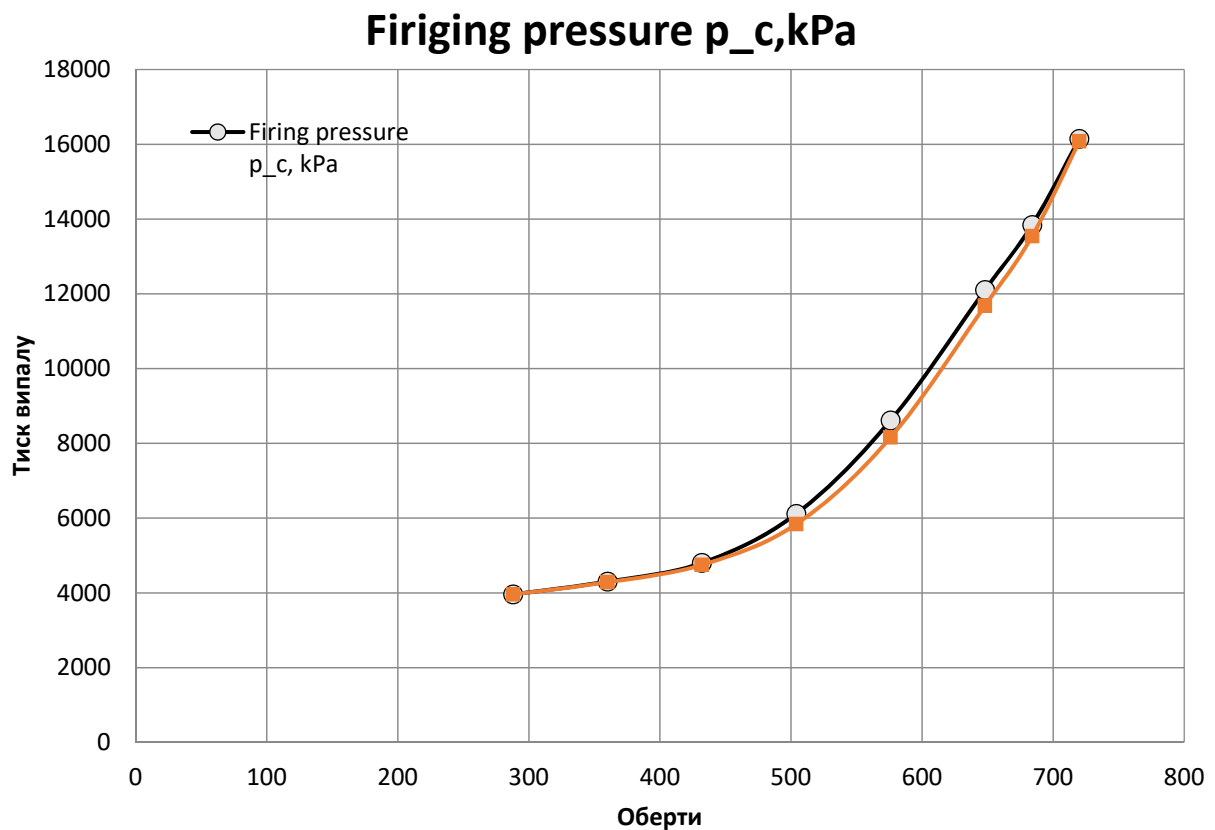


Рис.5.9. Порівняльний графік зміни найвищого тиску в циліндрі двигуна під час згоряння

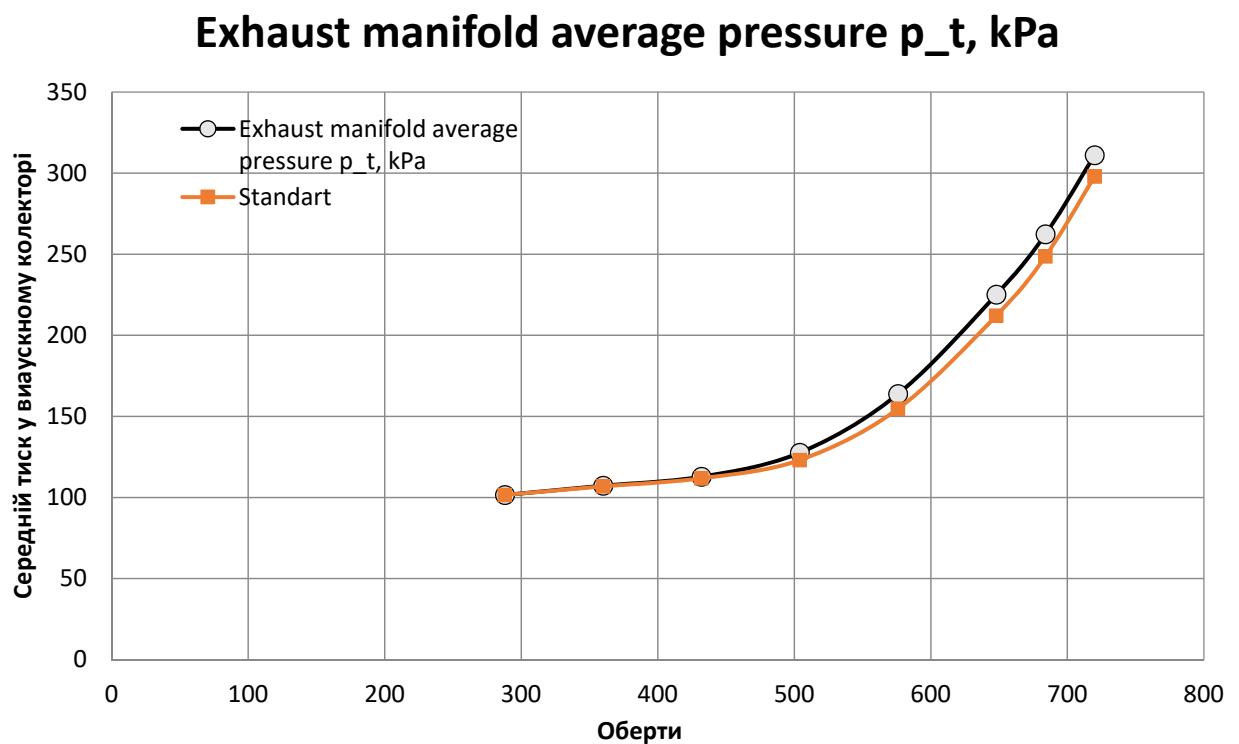


Рис.5.10. Порівняльний графік зміни середнього тиску у випускному колекторі

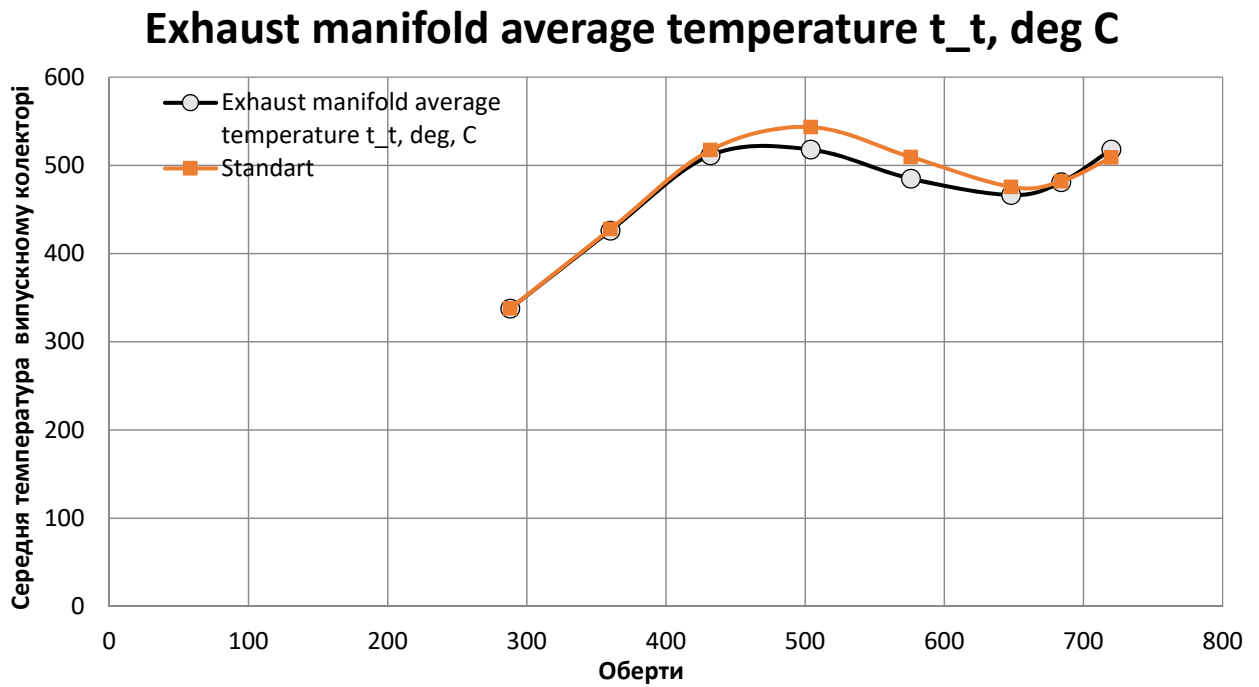


Рис.5.11. Порівняльний графік зміни середньої температури у випускному колекторі

Висновок

Таким чином, регулювання прохідного перетину соплового апарату турбіни (забезпечується у конструкції турбокомпресора поворотом соплових лопаток) забезпечує зростання ефективності двигуна (зменшення питомої витрати пального на більшості режимів навантаження). Зменшення невелике, проте постійно діє на більшості режимів навантаження, що повинно зменшити експлуатаційні витрати при роботі СЕУ.

					MP.8.142.6222м.10.05	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					МР.8.142.6222м.10.06			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розділ 6. Охорона праці та захист довколишнього середовища, цивільна оборона.	Літ.	Арк.	Аркушів
Студентка		Матвеева І.С.						
Консульт.						НУК		
Викладач		Мошенцев Ю.І						
Зав.каф.		Гогоренко О.А.						

РОЗДІЛ 6

Охорона праці та захист довколишнього середовища, цивільна оборони.

6.1. Охорона праці

Охорона праці – як сфера діяльності людини, така система правових, соціально–економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та медичних заходів та засобів, спрямованих на охорону життя, здоров'я та працездатності людини на виробництві[4, с. 5].

Нині потреба в знаннях, що охоплюють сферу забезпечення безпеки, поступово зростає. Це пов'язано з тим, що ця сфера вивчає різноманітні об'єкти захисту. Найважливішим із них є людина, її життя та здоров'я. Крім цього, самостійними об'єктами захисту є навколишнє природне середовище, що об'єднує живу й неживу складові, а також техносфера, що включає будівлі, споруди, транспортні засоби, інфраструктуру тощо.

На жаль, впливові фактори стихійних лих, аварій і катастроф можуть чинити значний небезпечний і шкідливий вплив на різні об'єкти захисту. Проводиться постійна робота з вивчення, дослідження та узагальнення руйнівного впливу комплексу цих факторів, включно зі згубним впливом на навколишнє середовище. Результатом цієї роботи є величезна кількість накопиченої інформації, яку необхідно використовувати для навчання в рамках вивчення безпеки життєдіяльності людини.

Зазвичай визначають головною метою такої галузі формування у майбутніх спеціалістів необхідного рівня знань та умінь з правових та організаційних питань охорони праці, техніки безпеки тощо. Конституція України – пріоритетна охорона життя та здоров'я працівників пов'язана з результатами виробничої діяльності [4, с. 6]

Основою охорони праці є системний підхід до вивчення організації функціонування системи «людина – машина – середовище», хімічного, фізичного тощо. Фактори безпеки у виробничих процесах та їх організаційно

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

–правове забезпечення. Міждисциплінарний характер охорони праці вимагає використання різноманітних наукових методів: для аналізу і прогнозування нещасних випадків, професійних захворювань і аварій (статистика); для обґрунтування витрат на заходи з охорони праці (економічні); для вивчення мікроклімату, наявності шкідливих і небезпечних факторів у виробничому середовищі (хімії, фізики, біології).

Охорона праці не тільки поширює законодавчу базу на питання галузі, але й творчо збагачує та адаптує її до новітніх технологій та обладнання в нових економічних умовах [4, с. 9].

У результаті існують такі всесвітні й регіональні міжнародні організації:

- Організацію Об'єднаних Націй (ООН);
- Всесвітня організація охорони здоров'я (ВООЗ);
- Міжнародна організація праці (МОП);
- Міжнародна організація зі стандартизації (ISO) [4, с. 9].

Законодавство охорони праці включає Кодекс законів про працю України, Закон України «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань, які призвели до втрати працездатності», та прийняті відповідно до них нормативно – правові акти [9]. Державна політика в цій галузі визначається Верховною Радою України відповідно до Конституції України спрямована на створення належних умов праці, запобіганню нещасним випадкам та професійним захворюванням.

Основа успіху в боротьбі з надзвичайними ситуаціями – вміння людини вижити. Тільки тоді, коли людина володіє системою знань про безпеку життєдіяльності, системою вмінь (наприклад, знає основи першої медичної допомоги), має систему відпрацьованих на практичних заняттях навичок, то вона зможе, безперечно, забезпечити особисту та громадську безпеку в різних надзвичайних ситуаціях.

Перехід від мети виховання до змісту, засобів та результатів виховання культури безпеки можна уявити у вигляді логічного ланцюжка послідовних дій

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

усіх учасників проєктування та здійснення процесу виховання особистості (науковців, методистів тощо).

Культура безпечної життєдіяльності особистості характеризує ступінь засвоєння правил безпечної поведінки в суспільстві та містить формування норм та правил поведінки в соціальному та природному середовищі, неприйняття недотримання правил безпеки.

На сучасному етапі культурно-історичного розвитку діяльність людини, спрямована на підвищення комфортності її життя, водночас стає потенційним джерелом численних шкідливих та небезпечних чинників.

Безумовно, особиста та громадська безпека перестає бути долею виключно фахівців-професіоналів, бо стає нагальною проблемою кожної людини. Водночас з огляду на позитивні результати, вже досягнуті освітньою системою в галузі забезпечення безпеки життєдіяльності, важливо зазначити, що актуальність удосконалення освітнього процесу в цій галузі не зменшується.

6.2. Небезпечних та шкідливих чинників в машинному відділенні

Небезпечний виробничий фактор може призвести до травм або іншого раптового та серйозного погіршення здоров'я. До того ж шкідливий виробничий фактор може привести до зниження професійної працездатності чи захворювання [5, с. 7].

Відповідно до ГОСТ 12.0.003–74 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» небезпечні й шкідливі виробничі фактори (НіШВФ) поділяються; фізичні небезпечні та шкідливі виробничі фактори; хімічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори; психофізіологічні небезпечні й шкідливі виробничі фактори; фізичні перевантаження [6].

Один і той же небезпечний і шкідливий виробничий фактор за характером дії може одночасно належати до різних перерахованих вище груп. Крім того, характер дії фактора на людину залежить від кількісної оцінки цього фактора (наприклад, концентрація небезпечної речовини або рівень шуму). Тому

					MP.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

практично кожен фактор може бути шкідливим або небезпечним. [5, с. 8].

Разом з тим небезпеку і шкідливий вплив мають пар палива й мастил, оскільки під час роботи двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин в результаті згорання палива і мастила. В першу чергу, це сажа, чадний газ і оксиди азоту. Крім того, температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель, трубопроводи системи охолодження) здатна заподіяти людині шкоди у вигляді опіків.

А також шум значно погіршує продуктивність праці, а при інтенсивному рівні шуму протягом тривалого часу може привести до часткової або навіть до повної втрати слуху. Зниження шуму в джерелі його виникнення здійснюється різними способами. Наприклад, у зубчастих передачах велике значення для зниження шуму має вибір характеру зачеплення, підвищення точності виготовлення коліс і шестерень. Заміна прямозубих шестерень шевронними знижує шум на 5 дБ. Для зниження механічних шумів використовують також заміну підшипників кочення на підшипники ковзання, що зменшує шум на 10-15 дБ; використовують переміщення дотичних металевих деталей із деталями з пластмас та інших «незвучних» матеріалів, заміну зворотно-поступального руху деталей на рівномірно-обертальний, зубчастих і ланцюгових передач на клинопасову (зниження шуму на 10-15 дБ), примусове змащення, покращення балансування деталей, що обертаються, прокладкові матеріали та пружні вставки у з'єднаннях, у місцях надягання деталей, заміну ударних процесів і механізмів безударними.

Для боротьби з аеродинамічним шумом, який є основною складовою шуму вентиляторів, кондиціонерів, компресорних турбін, двигунів внутрішнього згорання, здебільшого застосовують шумозаглушення джерела та встановлення спеціального глушника.

Ще одним фактором є вібрація. Основними причинами вібрацій є невірноважені сили коливальних або обертових частин машини: дисбаланс, великі зазори в з'єднаннях, нерівномірна робота вузлів машини, механізмів, неправильне центрування осей агрегатів при переході обертання за допомогою

					MP.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

сполучна муфта, ослаблення кріплення обладнання до фундаменту або його стійкості, використання мастильних матеріалів, які не відповідають умовам експлуатації обладнання, незадовільний стан підшипників, а також інші причини, викликані місцевими умовами експлуатації. обладнання.

Під впливом вібрації знижується гострота зору, температурна чутливість, порушується рівновага таких основних нервових процесів, як збудження і гальмування. У цьому контексті у людини з'являється дратівливість, головний біль, погіршується увага, пам'ять, сон, підвищується ймовірність неврозів, гіпертонії, захворювань шлунку тощо. Крім того, можливий негативний вплив вібрації на кістки і суглоби.

Ультразвук — це механічні коливання пружного середовища з частотою 20 кГц і вище. Особливістю ультразвуку є здатність його хвильової енергії поглинатися різними середовищами, причому чим більше частота, тим вище його частота. Поширення ультразвуку можливо за допомогою спрямованих променів, які створюють великий ультразвуковий тиск на порівняно невеликій площі. На кораблях цю властивість ультразвуку використовують при створенні ехолотів, при дослідженні глибин і рельєфу морського дна.

У технологічному процесі судноремонту ультразвукові прилади використовують для виявлення дефектів корпусів машин, різних пристроїв, зварних швів, а також для механічної обробки та очищення металу (корпусу судна) тощо.

Ультразвук впливає на організм людини переважно через безпосередній контакт, а також через повітряне середовище.

При тривалій роботі з ультразвуковими апаратами можливі функціональні зміни центральної та периферичної нервової та серцево-судинної систем, слухового та вестибулярного апаратів. При дотриманні техніки безпеки ультразвук не впливає на здоров'я.

Отже, проаналізовано, що відповідно до наведених норм та правил з охороною праці у машинному відділі усі гарячі поверхні двигуна мають ізоляцію. Зокрема, вихлопний колектор двигуна, який має дуже високу

					MP.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температуру закритий посиленою ізоляцією, що виключає опіки обслуговуючого персоналу.

Труби з гарячими теплоносіями та труби системи охолодження двигуна, проходять спеціально в закритих ношах, що технічно виключають можливість контакту з ними обслуговуючого персоналу та опіків у людей.

Усі рухомі частини двигуна закриті або його конструктивним остовом чи накладними елементами, зокрема коромисла клапанів закриті легкими кришками для того, щоб уникнути травм обслуговуючого персоналу.

У картері двигуна, де рухаються деталі шатуна та кривошипів є з'ємні лючки для огляду та починки цих деталей під час стоянки при роботі двигуна, для запобігання можливих спалахах парів масла у картері. Щоб цей спалах не привів до знищення картера та появи осколків, що травмують персонал на лючках з одного боку встановлені підпружинені клапани, які відкриваються, якщо тиск у картері збільшується і тим самим виключають руйнування картера. Таким чином, обслуговування двигуна під час роботи не пов'язане з травмуванням обслуговуючого персоналу.

Усі витоки масла та палива, які можуть бути на розігрітій поверхні двигуна можуть відбуватися, але їх виконання закритих відповідними деталями корпусу і не виходить до атмосфери машинного відділення, де можуть бути люди. Таким чином, дихальні шляхи обслуговуючого персоналу не травмуються.

6.3. Охорона навколишнього середовища

Порушення збалансованого розвитку природних систем внаслідок антропогенної діяльності призвело до виникнення різного роду екологічних небезпек. Техногенні процеси значно перевищили природні за своїм техногенні процеси значно перевищили природні за своїм впливом, що зобов'язує людство розв'язувати питання, пов'язані з управлінням техногенними та антропогенними впливами на навколишнє природне середовище. Необхідно оптимально інтегрувати оптимально інтегрувати людську діяльність у природні

					MP.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

процеси навколишнього середовища, щоб уникнути небезпечного впливу цих процесів на життєдіяльність людини та стан рівноваги екосистем. Відповідно, забезпечення екологічної безпеки – це діяльність, спрямована на створення умов для сталого, екологічно безпечного соціально-економічного розвитку міст.

Основними принципами екологічного середовища виступає раціональне використання природних ресурсів та їх відтворення та охорона, екологічна безпека та охорона життя, здоров'я людей і довкілля. Усі учасники суспільного життя повинні керуватися правовими принципами, насамперед за відсутності правових норм, що встановлюють правила належної поведінки. Тому позитивною рисою Закону України «Про охорону навколишнього природного середовища» є встановлення основних принципів охорони довкілля. Пріоритетність таких вимог екологічної безпеки, обов'язковість дотримання екологічних стандартів, нормативів і лімітів тощо визнано одним із принципів охорони довкілля. За допомогою цього принципу попереджується погіршення екологічної ситуації та виникнення небезпеки для життя і здоров'я людини[6, с. 71].

Всупереч тому, що сьогодні перехід до сталого розвитку буде здійснюватися при недостатньому обсязі даних щодо моніторингу стану навколишнього природного середовища, по прогнозуванню екологічних ситуацій, по оцінці ризику виникнення надзвичайних ситуацій, можуть бути запропоновані моделі і системи управління антропогенним впливом на навколишнє природне середовище, що дозволяють приймати об'єктивні рішення щодо забезпечення сталого розвитку умови, що дозволяють приймати об'єктивні рішення щодо забезпечення екологічної безпеки та запобігати надзвичайних ситуацій.

Різноманітні дослідження показують, що економічний ризик надзвичайних ситуацій природного характеру значно перевищує ризик виникнення надзвичайних ситуацій техногенного характеру [6]. Крім того, ризик виникнення надзвичайних ситуацій природного надзвичайних ситуацій може бути спричинений антропогенним впливом на навколишнє природне

					MP.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

середовище.

Виникає необхідність проведення комплексного аналізу наявних природних і техногенних загроз та техногенних загроз, здійснювати їх постійний моніторинг, прогнозувати зміни в природних системах та розробляти на цій основі природних системах і розробляти на цій основі обґрунтовані превентивні заходи, спрямовані на запобігання та мінімізацію негативних наслідків на запобігання та мінімізацію негативних наслідків у разі їх виникнення, забезпечення екологічної безпеки міст у контексті їх сталого розвитку [7].

Це можливо реалізувати тоді, коли питання охорони довкілля будуть визначені як пріоритетні для досягнення сталого розвитку для досягнення сталого розвитку. Механізм забезпечення екологічної безпеки повинен також включати соціальні, правові та економічні аспекти.

Дотримання встановлених принципів створює необхідні умови для відтворення природних ресурсів, забезпечує екологічну безпеку, запобігає та усуває негативний вплив господарської та іншої діяльності на навколишнє природне середовище, охороняє природні ресурси, генетичні фонди біологічної природи та інших природних об'єктів, що належать до історично-культурної спадщини України.

Екологічні права та обов'язки громадян України закріплені в Конституції України, Законі України «Про охорону навколишнього природного середовища» та інших нормативно-правових актах. Програми екологічного спрямування визначається Кабінетом Міністрів України.

Екологічні плани опрацьовують центральні та місцеві органи влади та органи місцевого самоврядування готують роботу шляхом оприлюднення проєктів для ознайомлення громадян, підготовки пропозицій або зауважень щодо запропонованих проєктів, проведення громадських слухань, залучення громадськості до підготовки екологічних планів.

Підвищення екологічної культури суспільства та професійна підготовка спеціалістів забезпечуються загальним обов'язковим загальноосвітнім

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

навчанням і вихованням у сфері охорони навколишнього природного середовища, у тому числі в дошкільних дитячих закладах, у системі загальної середньої, професійно-технічної та вищої освіти, підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів, персоналу.

Нааявні знання навколишнього середовища є обов'язковою кваліфікаційною вимогою для всіх. Спеціально визначені заклади вищої та професійної освіти здійснюють підготовку фахівців у галузі охорони навколишнього середовища та використання природних ресурсів з урахуванням потреб населення.

Крім основного впливу навколишнього середовища на судно, важливо враховувати також вплив самого судна на навколишнє середовище. Нині забруднення світового океану стало причиною зростальної міжнародної стурбованості. У 1972 році Організація Об'єднаних Націй провела в Стокгольмі Конференцію з проблем навколишнього середовища людини. Ця конференція рекомендувала контролювати скидання відходів в океан у будь-якому місці. Одним з результатів стала Конвенція про запобігання забрудненню моря скидами відходів та інших матеріалів (Лондонська конвенція – яка набула чинності в 1975 році).

Міжнародна морська організація (ІМО) як спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй, полягає у сприянні безпечному, надійному, екологічно чистому, ефективному та сталого судноплавства шляхом співробітництва. Це було досягнуто шляхом прийняття найвищих практично досяжних стандартів морської безпеки та охорони.

Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 року, змінена Протоколом 1978 року до неї та Протоколом 1997 року (МАРПОЛ) є основною міжнародною конвенцією, що охоплює питання запобіганням забрудненню морського середовища з суден з експлуатаційних або аварійних причин, а саме:

- Додаток І «Запобігання забрудненню нафтою» (набуло чинності 2 жовтня 1983 р.) ;

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- Додаток II «Правила контролю за забрудненням шкідливими рідкими речовинами» (набуло чинності 2 жовтня 1983 р.);
- Додаток III «Запобігання забрудненню шкідливими речовинами, що перевозяться морем в упакованому вигляді» (набуло чинності 1 липня 1992 р.)
- Додаток IV «Запобігання забрудненню стічними водами з суден» (набуло чинності 27 вересня 2003 р.)
- Додаток V «Запобігання забрудненню сміттям із суден» (набуло чинності 31 грудня 1988 р.)
- Додаток VI «Запобігання забрудненню повітря з суден» (набуло чинності 19 травня 2005)

Крім того, займається питанням ефективності навігації, запобігання та контролю забруднення з суден, безпеки, ефективності судноплавства та запобігання і контролю забруднення з суден, а також шляхом розгляду пов'язаних з цим правових питань та ефективної імплементації норм ІМО питань та ефективної імплементації інструментів ІМО з метою їх універсального та однакового застосування.

Одним із багатьох видів катастроф є надзвичайні ситуації, пов'язані з органічним забрудненням вод. Здебільшого такі надзвичайні ситуації виникають під час розливів нафти та нафтопродуктів. Об'єкти нафтогазовидобувної, нафтогазопереробної, нафтогазотранспортної галузей промисловості є об'єктами критичної інфраструктури, що потребують пильної уваги науковців і практиків цивільного захисту та екологічної безпеки.

У разі розливу нафти або нафтопродуктів поблизу водного об'єкта під загрозою опиняється водопостачання населених пунктів, у результаті може виникнути надзвичайна ситуація [7]. Розливи нафти та нафтопродуктів не тільки призводять до підвищення концентрації нафтопродуктів, а й до зниження кількості розчиненого кисню, що вкрай важливо для гідробіонтів. Для нормального розвитку риб необхідно мінімум 5 мг/дм³ кисню, а зниження концентрації газу до 2 мг/дм³ призводить до їх масової загибелі [8]. Відповідно

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

до з вимогами до складу і властивостей води водойм у пунктах питного і санітарного водокористування в Україні вміст розчиненого кисню в пробі, не має бути нижчим за 4 мг/дм³ у будь-який період року; для водойм рибогосподарського призначення концентрація розчиненого у воді кисню не повинна бути у воді кисню не повинна бути нижчою за 4 мг/дм³ у зимовий період (під час льодоставу) і 6 мг/дм³ - у літній.

Контроль кисневого режиму особливо важливий у водах річок, що мають міждержавне значення.

6.4 Цивільний захист та оборона

Система цивільної оборони (далі ЦО) має велике значення в епоху сучасних загроз. Нинішня ситуація у світі не має постійної мирної ситуації. Гарантування загальної безпеки, яку зазвичай розуміють як захист і оборону життя і цінностей людини, майна і навколишнього середовища, а також і захист життя і людських цінностей, власності й навколишнього середовища, а також державних інститутів від загроз, що походять від сил природи, є найвищою людською цінністю і потребою.

Цивільну оборону сьогодні використовується для позначення багатьох явищ. Часто це умовна назва певної системи функціонування, власна назва конкретних інституцій, а також може розумітися як інститут міжнародного права. З того часу, як люди почали протистояти загрозам своїй безпеці, такий термін дуже зрозумілий людині. Уявлення про цивільну оборону змінювалося протягом багатьох років, змінювалися правові та організаційні погляди на розв'язання проблеми, а суспільна свідомість організаційні погляди на розв'язання проблеми, змінювалася і суспільна свідомість у сприйнятті даного явища того чи іншого явища, переоцінювалася і суспільна свідомість у сприйнятті.

Виходячи з інтересів безпеки цивільного населення в мирний та у воєнний час в Україні створено організацію цивільної оборони, відповідно до норм

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

міжнародного права створено організацію цивільної оборони, яка покликана забезпечити безпеку і життєдіяльність населення в мирний час, кризові ситуації та безпеки та життєвих потреб населення під час війни. Вона є інструментом підтримки цивільних органів влади та аварійно-рятувальних формувань в умовах надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру.

Правовою основою ЦЗ є Конституція України від 28.06.1996 № 254к/96-ВР, Закон України (ЗУ) «Кодекс цивільного захисту України» від 02.10.2012 № 5403-VI, ЗУ «Про основи національної безпеки України» від 19.06.2003 № 964-IV, ЗУ «Про правовий режим надзвичайного стану» від 16.03.2000 № 1550-III, ЗУ «Про правовий режим воєнного стану» від 12.05.2015 №389-VIII, ЗУ «Про об'єкти підвищеної небезпеки» від 18.01.2001 №2245-III, ЗУ «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку» від 08.02.1995 №39/95-ВР, ЗУ «Про забезпечення санітарного та епідемічного добробуту населення» від 24.02.1994 №4004-XII, ЗУ «Про правовий режим території, що зазнала радіоактивного забруднення внаслідок Чорнобильської катастрофи» від 27.02.1991 №791а-XII, ін. ЗУ, а також акти Президента України та Кабінету Міністрів України, міжнародні договори, згода на обов'язковість яких надана Верховною Радою України [10, с. 4].

Зрозуміло, цивільну оборону також інколи ототожнюють з поняттям рятувальної справи, оскільки остання є діяльністю, що здійснюється на всіх рівнях державних організацій у мирний, кризовий та воєнний час. Також, за допомогою різних методів, силами й засобами, метою якої є порятунок здоров'я і життя людей, а також матеріальних цінностей. цивільних цінностей. Цивільна оборона містить всі види підготовки, планування та стратегічної діяльності у разі виникнення можливої загрози [5, с. 9].

Основною функцією держави є забезпечення громадянам елементарних умов для захисту від небезпек, які є наслідком прогресу цивілізації та природних законів природи. Для протидії наслідкам цих явищ була створена Цивільна оборона, джерела якої сягає своїм корінням у міжвоєнний період.

Цивільна оборона є інструментом підтримки цивільних органів влади та

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

аварійно-рятувальних формувань. Її структура має адміністративно-територіальним поділом країни. На центральному рівні діє Начальник національної цивільної оборони, якому підпорядковані

Національної цивільної оборони, який підпорядковується міністру, відповідальному за внутрішні справи, воєводським рівнем керують начальники воєводської цивільної оборони, повітовий рівень координується начальниками цивільної оборони.

У тому числі від часу надзвичайних наслідків ситуації на території дотримуються наступних принципів: 1) держава гарантує та забезпечує конституційні права громадян на захист життя, здоров'я та майна; 2) інтегроване рішення завдань, пріоритетність рятувальних завдань максимально висока; 3) пріоритетність рятувальних завдань на врятування життя; 4) обґрунтоване зниження ризику виникнення надзвичайних ситуацій на території; 5) централізоване управління, підпорядкованість оперативно-рятувальних служб, статутна дисципліна аварійно-рятувальних служб; 6) відкрите, прозоре та безоплатне отримання та оприлюднення публічної інформації про нинішній стан; 7) добровільність громадян у здійсненні заходів пов'язаних із загрозою їх життю та здоров'ю; 8) обов'язок посадових осіб державних органів та органів місцевого самоврядування дотримуватись вимог законодавства про централізовану охорону 9) керівництво ЦЗ у надзвичайних ситуаціях та інших ризиках відповідальні за забезпечення безпеки [10, с. 5].

В основі організації цивільної оборони території лежить рішення начальника ЦО, яким визначають порядок, способи та терміни виконання заходів ЦО, а також необхідні для їх виконання сили й засоби. засоби. Досліджуючи процес прийняття рішення начальником ЦО території на проведення заходів оборони, необхідно зазначити, що його багато в чому ускладнює різкі зміни обставини, як правило, відсутність повної інформації про неї, тобто високий ступінь невизначеності.

Як відомо, у формалізованому вигляді управління полягає в прогнозуванні майбутніх станів керованої системи на основі наявної інформації

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

та прийнятті такого рішення (виконанні такої дії), яке оптимізує обраний показник ефективності.

Доцільно вважати, що вся діяльність штабу ЦО, пов'язана з підтримкою прийняття рішення, має бути орієнтована на його обґрунтування за заданим критерієм, який буде найбільш раціональним для даних умов з усіх альтернативних варіантів, з урахуванням прогнозування стану керованої системи.

Конституція України, прийнята Верховною Радою в червні 1996 року, закріпила правові основи забезпечення безпеки, що охоплюють широкий спектр людської діяльності, в тому числі вимоги Загальної декларації прав людини, прийнятої ООН 10.12.1948. Женевських конвенцій від 12 червня 1949 р., зовнішньополітичне та внутрішньодержавне будівництво, закріпивши їх у статтях 23, 27, 28, 29, 30, 50, 65.[11, с. 16]

Цивільна оборона України — загальнодержавна система органів управління силами й засобами оборони – Цивільну оборону України, ввівши її в дію Законом «Про захист прав людини». України «Про Цивільну оборону України» від 3 лютого 1993 року з наступними змінами та доповненнями до Закону України «Про Цивільну оборону України» від 24 березня 1999 року, а також Регламенту Кабінету Міністрів України. «Про цивільну оборону України (1994 р.)» [11, с. 16].

Добре організована програма цивільного захисту дозволить максимально використати існуючі об'єкти та служби, такі як поліція та пожежна охорона в містах і селищах. Але для досягнення стану готовності до будь-яких можливих подій, вона буде включати багато нових заходів, для яких зазвичай не існує організації або плану. Крім того, кожна фаза обґрунтованої програми Цивільного захисту буде орієнтована на можливі потреби – в усіх боків інша концепція, ніж та, що існує в мирний час у будь-якій сфері.

Необхідно розглянути короткий опис того, якими мають бути її функції та операції, може бути вказаний як орієнтир щодо необхідності організації. Вони варіюються від технічних служб, які потребують фахівців у різних

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

галузях, до оперативних та організаційних служб, навчання та інформаційно-дослідницької діяльності. Всі вони мають важливе значення для проведення ретельної операції Цивільного захисту.

Простий опис функцій різних служб і підрозділів компетентної організації цивільного захисту демонструє взаємозв'язок усіх її частин, а також масштаби завдань, які вона може виконувати.

Якщо населений пункт зазнав серйозного нападу, незалежно від його характеру - атомний, хімічний, запалювальний, із застосуванням вибухових речовин або іншої спеціальної зброї - організовані частини цивільної оборони вступають у дію. Тому цивільна оборона повинна бути розташована на всіх рівнях. Цивільна оборона повинна знаходитися на всіх рівнях державного управління. Цивільна оборона повинна мати окреме правове регулювання у вигляді акту, який буде регулювати всі спірні питання у сфері цивільної оборони та цивільного захисту.

У сучасних умовах цивільна оборона, як складова частина оборонних заходів держави, повинна бути готовою виконувати свої завдання за будь-яких варіантів розв'язання агресії з масштабним комплексним застосуванням військової сили як у традиційних формах і традиційними способами, так і з використанням диверсійних (партизанських) і терористичних методів ведення бойових дій. Для ефективної організації цивільної оборони необхідно в мирний час провести комплекс підготовчих заходів, де ключовим етапом виступатиме прогнозування та оцінка можливої обставини.

Завдання громадянської оборони України:

1. Запобігати надзвичайним ситуаціям техногенного характеру та вживати заходів щодо зменшення збитків і збитків аварій, стихійних лих тощо.

2. Інформувати населення про загрозу та виникнення надзвичайних ситуацій у мирний та воєнний час, інформувати їх про обставини.

3. Система має забезпечити пересування чиновників із використанням міської телефонної мережі, радіо та телебачення. Система оповіщення та інформаційного забезпечення використовується централізовано.

					МР.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Організація забезпечення життєдіяльності населення при аваріях, катастрофах, стихійних лих та у воєнний час.

5. Організація та проведення аварійно-рятувальних у районах лиха та місцях ураження. Це завдання полягає у реалізації передбачених чинним законодавством заходів щодо ліквідації наслідків стихійних лих, аварій та катастроф тощо.

6. Створення аналітико-прогнозних систем управління радіомовною та комунікаційною діяльністю.

7. Навчання прийомам використання засобів індивідуального захисту. [11, с. 16-19].

Нині особлива увага приділяється організації та проведенню лікувально-евакуаційних заходів, що виконуються медичною службою цивільної оборони. Ці заходи входять до комплексу заходів щодо захисту населення в надзвичайній ситуації (далі – НС) природного і техногенного характеру. У зоні НС на організацію лікувально-евакуаційного забезпечення впливають різні чинники: відзначаються масові санітарні втрати, що виникають в один момент або протягом невеликого періоду часу; у найкоротші терміни значна кількість уражених потребує допомоги та лікування в стаціонарі; неможливо надавати медичну допомогу одночасно всім ураженим; необхідність здійснення їхньої евакуації до стаціонару та ін.

Цивільна оборона повинна бути розміщена в у системі національної безпеки як підсистема цивільної оборони, цивільного захисту та рятувальної справи, або у підсистемі загальної безпеки. Цивільна оборона відіграє значну роль у системі цивільного захисту, тому положення про цивільну оборону Цивільна оборона, її структура та завдання є надзвичайно важливими. Організація Цивільної оборони має велике значення, оскільки вона є невіддільною складовою частиною національної системи оборони держави.

					MP.8.142.6222м.10.06	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок

В дипломній роботі представлено та описано двигун 6ЧН 32/40 (*MAN 6L 32/40*)». Завдяки проведеному аналізу конструкцій двигуна було становлено основні параметри, що були зазначені заводом виробника, а також визначено конструктивні особливості, що впливають на здійснення математичного розрахунку процесів обраного двигуна. До таких особливостей можна віднести системи паливоподачі, системи охолодження, систему наддуву.

Математичне моделювання процесів двигуна було здійснено в програмі «Blitz-PRO», яка дозволяє розрахувати статистичні режими роботи двигуна і не тільки. Розрахований номінальний режим відповідає параметрам заявленим даним заводу виробника. Розраховано значення параметрів робочого циклу на дробові режими роботи двигуна для гвинтової характеристики. Крім того, статична гвинтова характеристика є типовою для даного двигуна, оскільки на різних частотах обертання колінчатого валу двигуна залишається стала ефективність двигуна, що досягається завдяки високій ефективності системи газотурбінного наддуву, яка при високому номінальному значенні ступені підвищення тиску надувного повітря характеризується вдалою адаптацією. Очевидно, що на самих малих обертах призвело до недопустимого зменшення коефіцієнта надлишку повітря та, відповідно, ресурсу двигуна.

Спосіб регулювання систем та порівняльні результати гвинтової характеристики двигуна при регулюванні турбокомпресора показали, що можна мінімізувати витрати палива та покращити показники викидів NO_x і SO_x .

В розділах охорони праці, довкілля та цивільного захисту досліджується вплив від використання дизель-генератора на навколишнє середовище та здоров'я обслуговуючого персоналу.

					MP.8.142.6222м.10	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Project Guide for Marine Plants. Diesel Engine L+V32/40 CR in compliance with IMO Tier II. Status: 08.2010. – 450 p.
2. Technical Documentation Engine Operating Instructions, 2007. – 290 p.
3. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
4. Гасило Ю. А. Охорона праці в галузі та цивільний захист: навчальний посібник / Ю. А. Гасило, О. А. Крюковська. К. О. Левчук, Р. Я. Романюк. – Кам'янське : ДДТУ, 2017. – 369 с.
5. Охорона праці: рекомендації до виконання розділу в дипломному проєкті бакалавра для студентів технічних спеціальностей / уклад. : Л. В. Дементій, Г. Л. Юсіна. – Краматорськ : ДДМА, 2013. – 164 с.
6. ГОСТ 12.0.003–74 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»
7. Принципи охорони навколишнього природного середовища України. Режим доступу: https://pidru4niki.com/10170905/pravo/printsipi_ohoroni_navkolishnogo_prirodnogo_seredovischa_ukrayini; Назва з екрана.
8. Основні принципи державної політики в галузі охорони праці. Режим доступу: https://pidru4niki.com/1067041243405/pravo/osnovni_printsipi_derzhavno_yi_politiki_galuzi_ohoroni_pratsi; Назва з екрана.
9. Стаття 3. Законодавство про охорону праці. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text>; Назва з екрана.
10. Михайлюк В.О., Ізотов В.І., Штейн П.В. Методичні вказівки до виконання розділу з питань безпеки життєдіяльності та цивільної оборони у диплом- них роботах (проєктах) студентів. – Миколаїв: НУК, 2009. – 56 с.

					МР.8.142.6222м.10	Лиси
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Цивільний захист. Курс лекцій: Навчальний посібник для студентів вищих педагогічних навчальних закладів всіх спеціальностей за освітньо-кваліфікаційним рівнем «магістр»/ А.І. Ткачук, О.В. Пуляк. – Перевидання, доповнене та перероблене. – Кропивницький: ПП «Центр оперативної поліграфії Авангард», 2017. – 144 с.
12. Шоботов В. М. Цивільна оборона: Навчальний посібник: Вид. 2-ге, перероб. – К.: Центр навчальної літератури, 2006. – 438 с.

					МР.8.142.6222м.10	Лиси
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		