МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

в. о. зав.кафедрою ДВЗУ та ТЕ
Гогоренко О.А.
« ___» _____ 2022 р.

ВИПУСКНА БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Тема роботи: Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 32/48 (SKL NVD 48-2 (A-2U))

(Design of the marine engine 8ЧН 32/48 (SKL NVD 48-2 (A-2U))

Виконав Сергєєв В.С. _____
підпис

Керівник Тимошевський Б.Г. _____
підпис

2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

ЗАТВЕРДЖУЮ

в.о. зав. кафедри ДВЗУ та ТЕ
_____ Гогоренко О.А.
"____" _____2022 р.

Завдання

на виконання дипломної роботи бакалавра
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

Тема роботи: «Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 32/48 (SKL NVD 48-2 (A-2U))»

машинобудівного інституту НУК № від «____» _____2022 р.

Виконавець: студент групи 2227 ст. Сергєєв Владислав Сергійович

ЗМІСТ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Вступ
Розділ 1. Опис конструкції двигуна.
1.1.Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування.
1.2.Опис загальної будови двигуна.
Розділ 2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна
2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.
2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна.
2.3. Розрахунок і побудова індикаторної діаграми.
Розділ 3. Перевірочний розрахунок динаміки ДВЗ.
3.1. Розрахунок и побудова діаграм динаміки двигуна.
3.2. Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом.
Розділ 4. Перевірочні розрахунки відцентрового компресора для агрегату наддуву (насоса системи охолодження) двигуна.
4.1. Визначення основних параметрів компресора (насоса).
4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора (насоса).
4.3. Розробка загальної компоновки компресора (насоса) та його основних елементів.
Розділ 5. Розрахунок і розробка принципових схем систем, що обслуговують двигун.
Розділ 6. Охорона праці_____
_____
Висновки.
Список літератури.

ОБСЯГ РОБОТИ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ

Розрахунково-пояснювальна записка (50-60) сторінок рукописного чи машинописного тексту має містити обґрунтування вихідної інформації, розрахунки, графіки, ескізи щодо двигунів внутрішнього згоряння.

Графічна частина роботи (4 аркуша формату А-1) повинна включати:

1. Поперечний розріз двигуна – 1 ар.
2. Діаграми динаміки двигуна – 1 ар.
3. Принципові схеми систем, що обслуговують двигун – 1 ар.
4. Розріз турбокомпресора, або насоса – 1 ар.

Оформлення дипломної роботи здійснюється у відповідності з вимогами ЄСКД та ДСТУ.

Керівник роботи _____

Завдання прийняв до виконання студент _____

Завдання видано «_____» _____ 2022 р.

Термін подання роботи на кафедру «_____»_____ 2022 р.

АНОТАЦІЯ

В бакалаврській роботі наведені результати проектування суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 1330 кВт та 375 об/хв.

В якості базового був обраний двигун 8ЧН 32/48, який виробляється фірмою SKL. В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, динамічних навантажень, а також спроектований турбокомпресор. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Бакалаврська робота виконана українською мовою на 84 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Вступ……..... 5
1. Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 32/48...……..……..... 7
2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 8ЧН 32/48...…….. 22
2.1 Вимоги до проектованого двигуна……..... 23
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна……... 24
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна……..... 25
2.4 Розрахунок робочого циклу…… 27
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми……..... 33
3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 8ЧН 32/48..…….. 36
4. Проект агрегату наддуву для двигуна типу 8ЧН 32/48…… 44
5. Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 32/48….…… 58
5.1 Паливна система…….. 59
5.2 Система змащення……... 64
5.3 Система охолодження……. 70
5.4 Система газообміну……. 76
6. Охорона праці……... 78
Висновок по проекту……... 83
Список використаної літератури……..... 84

					ВБР.142.2227ст.06.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Сергєєв В.С.			Зміст	Літ.	Аркуш 4 / Аркушів 3
Консультант							
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова	

ВСТУП

Суднове світове дизелебудування бере свій початок на рубежі XIX і XX століть. Пройдений величезний шлях створення і розвитку суднових дизелів і агрегатів на їх базі. Багато країн взяли участь в цій історичному справі.

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних суднових установок завдяки їх важливим перевагам:

• великому діапазону агрегатних потужностей (від декількох кіловат до 68 640);

• високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії (в перспективі слід очікувати підвищення до 50% і вище);

• постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим;

• великим району плавання судна.

В даний час випускається безліч суднових дизелів різноманітних моделей, які забезпечують потреби суднобудування і судноплавства. Їх прийнято ділити на три групи:

• малооборотних дизелі (МОД) з частотою обертання до 250 $хв^{-1}$;

• середньооборотні дизелі і дизелі підвищеної оборотності (СОД і ПОД-далі позначаються просто СОД) з частотою обертання понад 250 і приблизно до 1000 ... 1200 $хв^{-1}$;

• високооборотні дизелі (ВОД) з частотою обертання приблизно понад 1200 $хв^{-1}$.

В останні 10-15 років суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано як би «звуковий бар'єр» насамперед за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску упри-

скування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря - 5,0...6,0, використання силових турбін - турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком упорскуванню палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін.)

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати розрахунок 4-тактного суднового дизельного двигуна потужністю 1330 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 8ЧН 32/48.

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рідкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність. Особлива увага приділяється проектуванню основних систем двигуна. Від роботи цих елементів в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації.

					ВБР.142.2227ст.06.01.ПЗ		
Зм.	*Арк.*	*№ докум.*	*Підпис*	*Дата*			
Студент		Сергєєв В.С.			Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 32/48	*Літ.*	*Аркуш* / *Аркушів*
							7 / 15
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова	

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 8ЧН 32/48

Загальний вигляд двигуна зображено на рисунку 1.1, його перетин на рис.1.2.

Остов двигуна, як це реалізується в більшості конструкцій середньообертових двигунів, являє собою моноблок з підвісним колінчастим валом.

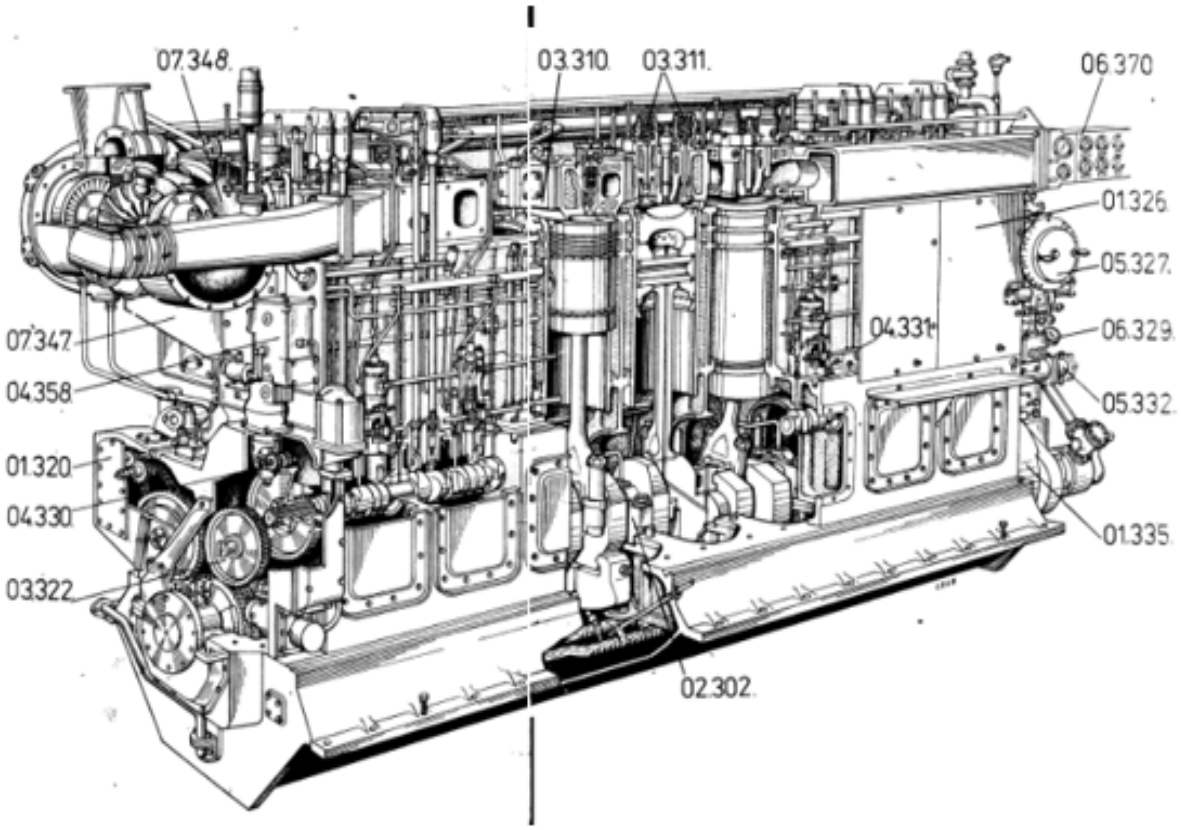


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигуна 8ЧН 32/48

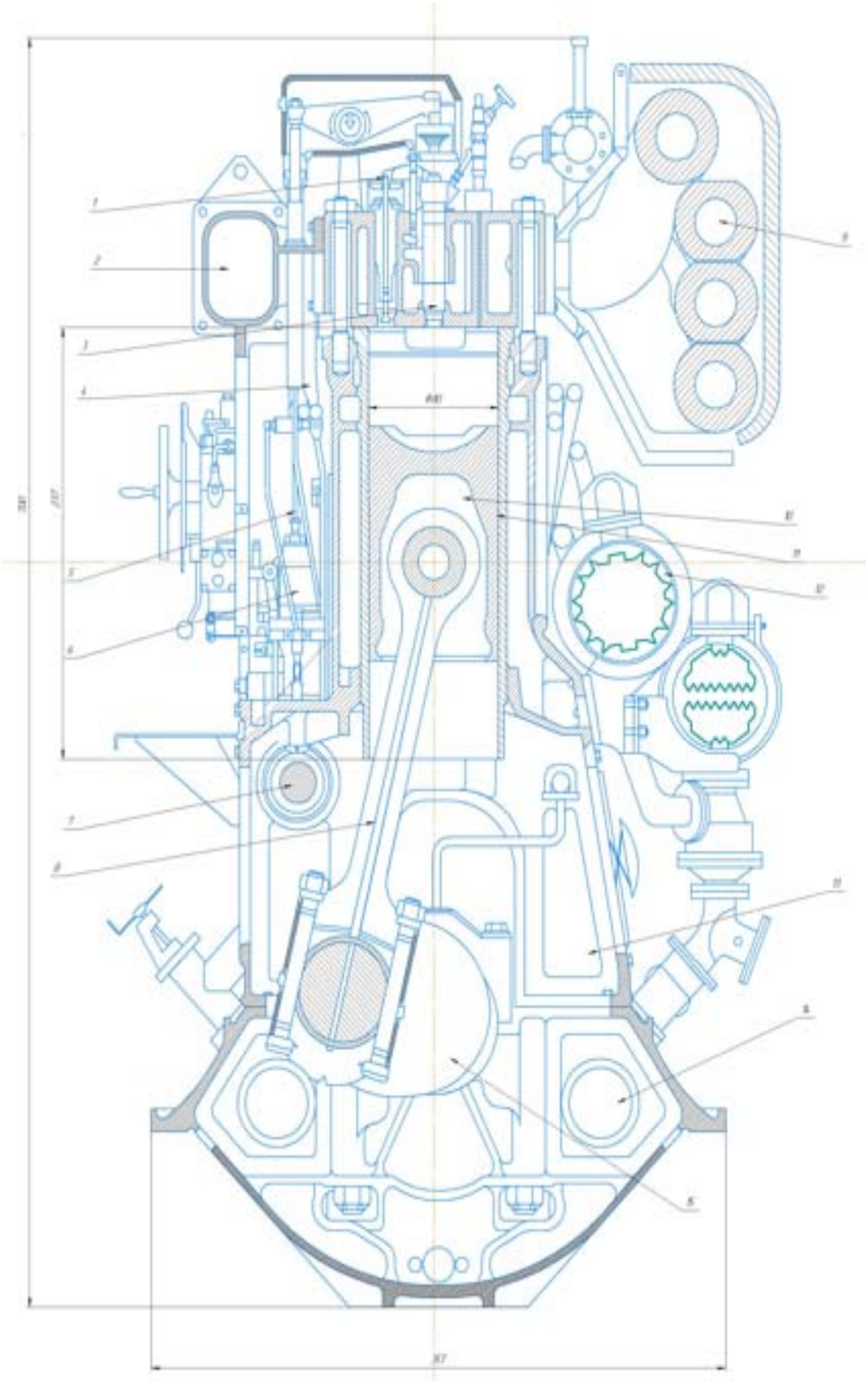


Рисунок 1.2 – Перетин двигуна 8ЧН 32/48

Картер двигуна виконаний з ліжками для укладання колінчастого вала. Для кріплення кришок підшипників служать шпильки, сконструйовані податливими. Ліжки під перший і другий рамовий підшипник виконані заодно для установки в них однодискового упорного підшипника. Подача масла в підшипники здійснюється через отвори, просвердлені в кришках підшипників (рис. 1.3).

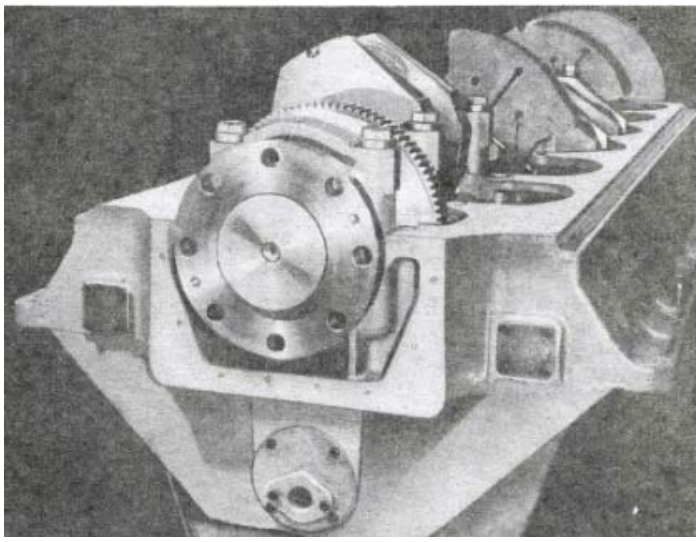


Рисунок 1.3 - Картер двигуна з покладеним колінчастим валом

Картер двигуна виконаний у вигляді масляного піддону. Остов двигуна складається з блоку циліндрів і картера двигун. Анкерні зв'язки, службовці для з'єднання картера з блоком циліндрів двигуна, розташовані поблизу підшипників. До торцевої сторони картера з боку маховика двигуна кріпиться нижня частина маслоуловлювача, а до торцевої сторони картера з боку насосів двигуна кріпиться коробка приводу насосів. Опорні полиці, необхідні для кріплення двигуна на фундаментній рамі, поширюються майже на всю довжину картера.

Блок циліндрів (рис 1.4)**.** У блок циліндрів встановлені втулки циліндрів. Таким чином він утворює охолоджуючу сорочку їх. Зверху на блок циліндрів насаджені кришки циліндрів. Шпильки кріплення їх до блоку циліндрів виконані податливими. Далі з боку газорозподілу у блоці циліндрів встановлений розподільний вал на підшипниках ковзання. З'єднання картера двигуна з блоком

циліндрів проводиться за допомогою анкерних зв'язків, виконаних у вигляді податливих шпильок.

З метою забезпечення гарної доступності до кривошипно-шатунного механізму з боку газорозподілу і з випускного боку двигуна передбачені картерні люки з кришками. Частина кришок картерних люків обладнана вибухозахисним клапаном, завдання якого полягає у тому, щоб зменшити надлишковий тиск в картері в випадку виникнення масляних вибухів в ньому.

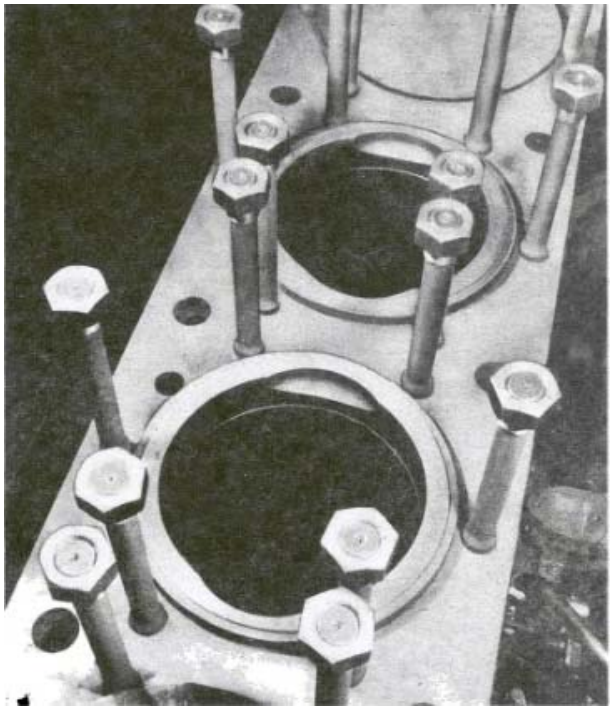


Рисунок 1.4 – Блок циліндрів з вставленою втулкою циліндрів

Для експлуатації двигуна на автоматизованому судні кришки картерних люків з випускного боку забезпечені різьбовими з'єднаннями для кріплення пробовідбірних шлангів для сигналізатора масляного туману в поддоні картера (детектора масляного туману). За допомогою сигналізатора забезпечується безперервний контроль концентрації масляного тумана в картерних секціях окремих циліндрів. У випадку занадто високої концентрації масляного тумана в картерній секції, викликаної перегрівом підшипників або поршнів, дається акустичний сигнал.

Колінчастий вал (рис 1.5). Завдання колінчастого вала полягає в тому, щоб перетворювати за допомогою шатуна тиск згоряння, що діє на поршень, в крутний момент. Колінчастий вал виконаний цільним, штампований з високоякісної сталі і всебічно оброблений. Шийки коленвала шліфовані і полірованні, однак, не загартовані. Колінвал спирається на підшипники ковзання, розташовані поруч з кожним коліном вала. Додатковий підшипник розміщується безпосередньо поруч з маховиком. Подача мастила з рамових підшипників до мотильових підшипників здійснюється через отвори, просвердлені через щоки і шийки вала.

Опори колінчастого вала складаються з рамових підшипників і однодискового опорного підшипника. Рамові підшипники виповнені однаковими для всіх опорних точок.

Рамові підшипники складаються з двох безбуртикових напіввкладишів, готових до монтажу і взаємнозамінних. Верхній напіввкладиш фіксується штифтом, що сидить в кришці підшипника. Він по всьому колу забезпечений мастильною канавкою.

Осьове зусилля суднового гвинта, що передається на колінчастий вал, сприймається однодисковим опорним підшипником двигуна.

Таким чином одночасно здійснюється і осьовий напраямок колінчастого валу. Однодисковий опорний підшипник може сприймати максимальне осьове зусилля величиною I96 кн (20 000 кгс).

Однодисковий упорний підшипник розташовується між рамовими підшипниками № I і 2. Опорні сегменти з черевиками ставляться у відповідні їм виточки, виконані в цих двох рамових підшипниках. Черевики залиті антифрикційним металом і виконані перекиданими в двох напрямках. Завдяки цьому можливо будь-який напрямок обертання колінчастого валу. Мастило однодискового опорного підшипника здійснюється шляхом розбризкування мастильного масла з виприскуваних сопел.

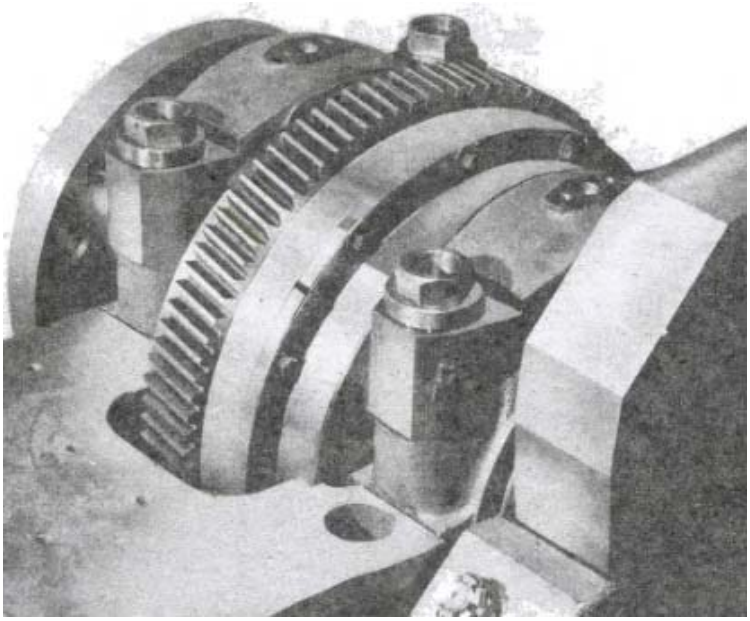


Рисунок 1.5 – Картер двигуна – колінчастий вал з вбудованим однодисковим опорним підшипником

З метою відбору потужності на кінці колінчастого валу з боку маховика двигуна прикутий фланець. До нього приєднуються маховик і коротун валу. Одночасно на внутрішньому боку фланця разом зі зчіпними болтами кріпиться і масловідбивач. Між опорною шийкою колінчастого валу, що служить опорою для маховика, і першим рамовим підшипником до колінчастого валу прикутий бурт, службовець для сприйняття осьового зусилля. Цей бурт разом з сегментами і черевиками, фіксованими в картері двигуна, утворюють однодисковий завзятий підшипник.

На бурті, крім того, насаджена розподільна шестерня, служить для приводу розподільного валу. Кріплення розподільної шестерні на бурті здійснюється при допомозі призонної шпонки і двох кільцевих половин, розсташованих на внутрішній стороні бурту. На насосній стороні двигуна до колінчастого валу також прикутий фланець, службовець для установки на ньому циліндричної шестерні, що приводить в рух насос мастильного масла. Перед цим фланцем прикований бурт, до якого кріпиться демпфер крутильних вагань.

Циліндрова втулка (рис 1.6). Циліндрові втулки разом з кришками циліндрів утворюють камери згоряння двигуна. Крім того, циліндрові втулки є спрямовані для поршнів.

З метою надійного і бездоганного прилягання і ущільнення верхній пояс циліндрової втулки притирається в блоці циліндрів. На верхньому і нижньому кінцях циліндрової втулки для ущільнення порожнини охолодження надіті гумові кільця круглого перетину.

Циліндрові втулки омивається безпосередньо охолоджуючої водою, яка обтікає втулки знизу вгору.

В свердління вставлені теплоізолюючі трубки, що дозволяє уникнути переохолодження робочої поверхні і уникнути сірчастої корозії й у той же час утримує температуру по всій висоті фланця в діапазоні 125…175 °С. З водяної порожнини циліндрового блоку вода проходить у кільцеподібну порожнину водяної сорочки циліндра через тангенціальні отвори, просвердлені похило у відношенні до осі циліндра.

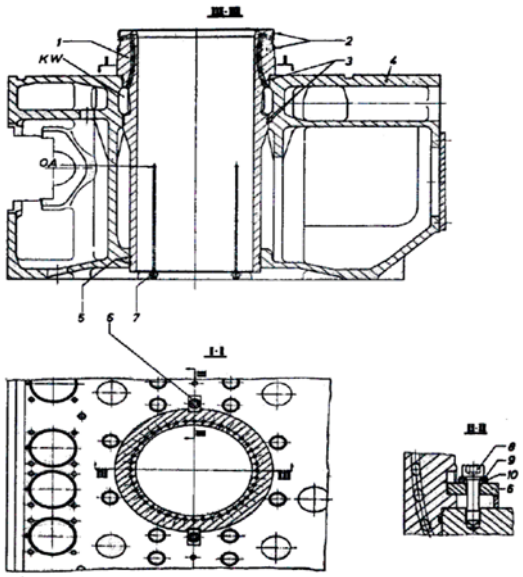


Рисунок 1.6 – Циліндрова втулка:

1 – втулка; 2 – канали охолодження; 3, 5 – ущільнення; 4 – блок картеру;

6 – стопори; 7 – канали лубрикаторів; 8 – болт кріплення; 9 – профільна шайба; 10 – ущільнювач

Поршень разом зі своїми ущільнювальними і маслознімними кільцями ущільнює камеру згоряння щодо порожнини кривошипно-шатунного механізму. Він виконаний неохолоджувальним і призначений для передачі газових сил на шатун (рис. 1.7)

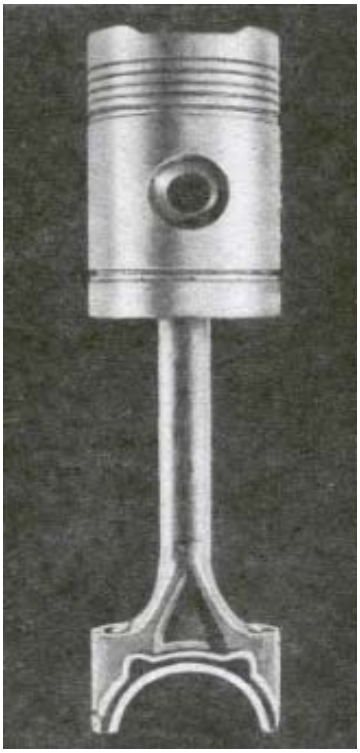


Рисунок 1.7 – Поршень в зборі з шатуном

Поршень виготовлений з високоякісного, зносостійкого алюмінієво-кремнієвого сплаву. Над бобишкою під поршневий палець він обладнаний чотирма ущільнювальними кільцями і одним маслознімним кільцем з прорізами, а під бобишкою - ще одним маслознімним кільцем з прорізами. Відповідно під цими двома маслознімним кільцями поршень має по одній кільцевій канавці з декількома радіальними отворами, через які мастило може стікати назад в картер.

Поршневий палець зроблений порожнистим і зафіксований від зміщення вздовж осі. Для змащення опорних точок поршневого пальця служать відповідні отвори.

Поршень обертається під час обертово-поступального руху навколо своєї вертикальної осі. Це обертання викликане собачкою, встановленою ексцентрично в шарнірній головці шатуна за допомогою зубчастого кільця й пружного елемента.

Переміщення собачки відбувається завдяки розташуванню на деякій відстані від горизонтальної осі шарнірної головки і дії маятникового руху шатуна.

Шатун служить для передачі зусиль з поршня на колінчастий вал. Завдання шатуна полягає в перетворенні зворотно-поступального руху поршня в обертальні рухи колінчастого вала (рис 1.8)

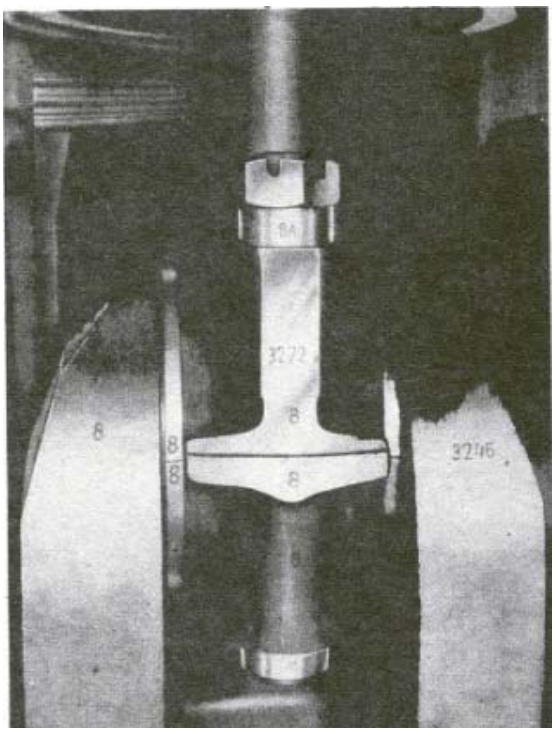


Рисунок 1.8 – Шатун

Подача мастила до мотильового підшипника здійснюється через масляні канали, просвердлені в колінчастому валі. Через масляні канали, просвердлені в шатуні, мастильне масло подається до втулки верхньої головки шатуна. Шатун виконаний цільним і штампований. Площина роз'єму нижньої головки шатуна перпендикулярна його осі. Кріплення кришки нижньої головки до шатуна здійснюється за допомогою двох податливих шатунних болтів.

Мотильовий підшипник складається з двох напівкладишів. Нижній

напівкладиш фіксується в своєму монтажному положенні за допомогою штифта, вставленого в кришку підшипника. В верхній голівці шатуна запресована втулка під поршневий палець. В осьовому напрямку шатун фіксується шейкою колінчастого валу.

Кришка циліндрів. Кришки циліндрів виготовлені з сірого чавуну. Вони утворюють верхнє обмеження окремих камер згоряння і центруються на поясі втулки циліндра. В цілях ущільнення між втулкою і кришкою циліндра закладена плоска прокладка з міді або з м'якого заліза. У кришці циліндра розміщуються впускний, випускний і пусковий клапани, а також і форсунка. На кришці циліндра змонтовані коромисла з їх кожухами. Коромисла разом з впускними і випускними клапанами вкриваються маслонепроникним кожухом. У впускному каналі кришки циліндра посаджено в гарячому стані кільцеве сідло клапана, в той час, як кільцеве сідло клапана в випускному каналі можна замінювати новим без всяких труднощів завдяки відповідного конструктивного оформлення випускного клапана. Форсунка утримується в своєму монтажному положенні за допомогою скоби. Кожен циліндр має індикаторний кран, який за допомогою подовжувача розташовується вертикально в різьбовому фланці на кришці циліндра. Вода, яка поступає з блоку циліндрів, направляється через кришку циліндра і забезпечує, завдяки наявності спеціальної конструкції водонаправляючого пристрою, інтенсивне охолодження днища кришки циліндра.

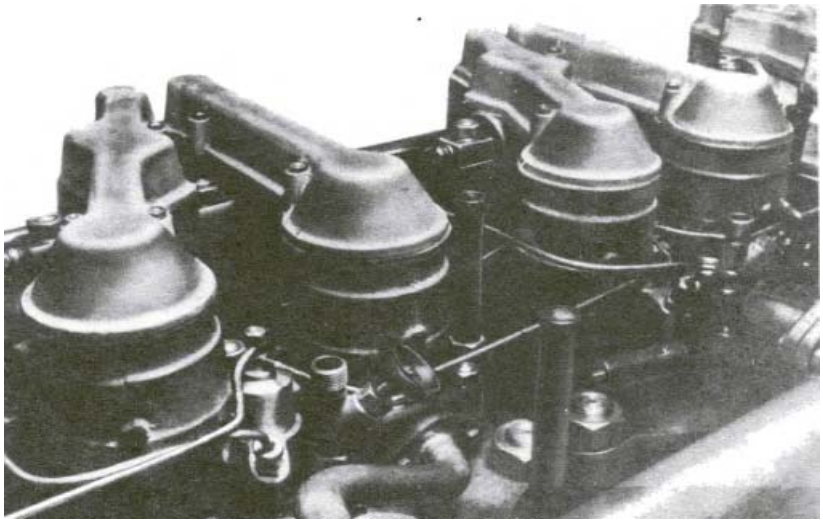


Рисунок 1.9 – Кришка циліндрів з кожухом, закрита

Очищення водяної порожнини кришки циліндра можна виробляти після зняття кришок з очисних отворів, розташованих з боку кришки циліндра.

Для можливості вимірювання температури вихлопних газів у випускному каналі кришки циліндра є приєднувальний елемент, що дозволяє встановити в ньому термопару.

Впускні і випускні клапани відкривають або закривають впускні і випускні канали кришки циліндра. Шток впускного клапана переміщається в направляючій втулці, виготовленної з сірого чавуну і розташованної в кришці циліндра (рис 1.10).

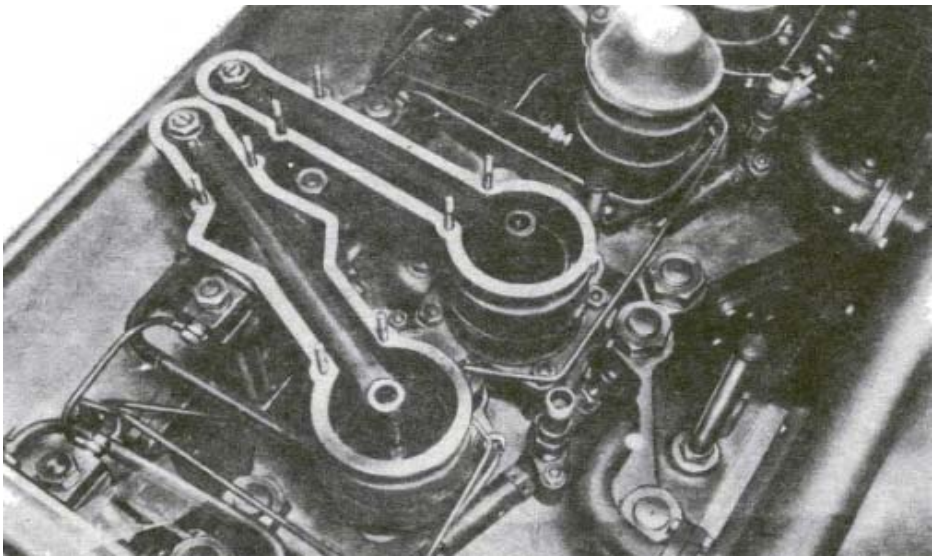


Рисунок 1.10 – Впускний і випускний клапан, встановлені в кришку циліндра

Шток випускного клапана, в свою чергу, переміщується в клапанній коробці, виготовленій з сірого чавуну і розташованої разом з кільчастим сідлом клапана в кришці циліндра. У разі надмірного зносу кільцевого сідла клапана, його можно легко замінити новим. Коробка випускного клапана за своєю конструкцією виконана таким чином, що шток випускного клапана піддається надійному охолодженню. Шток випускного клапана виготовлений з жароміцної сталі. Габарити впускного і випускного клапанів різні між собою. Закриття клапанів проводиться при допомозі сталевих пружин, по дві на кожний клапан. Ці

пружини розміщуються спрямовуючою клапана (у впускного клапана) і в коробці клапана (випускного клапана).

Для роботи дизеля на важкому паливі сідла і кільцеві гнізда випускних клапанів по конструкції і матеріалами розраховані належним чином. Випускні клапани обладнані поворотним пристроєм, який ставиться на місце застосовуваної у стандартних дизелів пружинної тарілки. Клапанно-поворотний пристрій працює автоматично. При кожному ході відкриття випускного клапана воно повертає шток останнього на певний кут. Тим самим уникаються нерівномірний нагрів тарілки клапана, викривлення і нещільності його, а також і високотемпературна корозія в найбільш нагрітих місцях.

Розподільний вал розташований на стороні газорозподілу двигуна і розміщується в блоці циліндрів приблизно на половині висоти його. Розподільний вал приводиться в рух від приводу його, число оборотів його становить половину числа обертів двигуна. Розподільний вал спирається у блоці циліндрів на декількох опорах. Опори складаються з двох рознімних частин вкладиша підшипників, залитих антифрикційним сплавом (рис. 1.11)

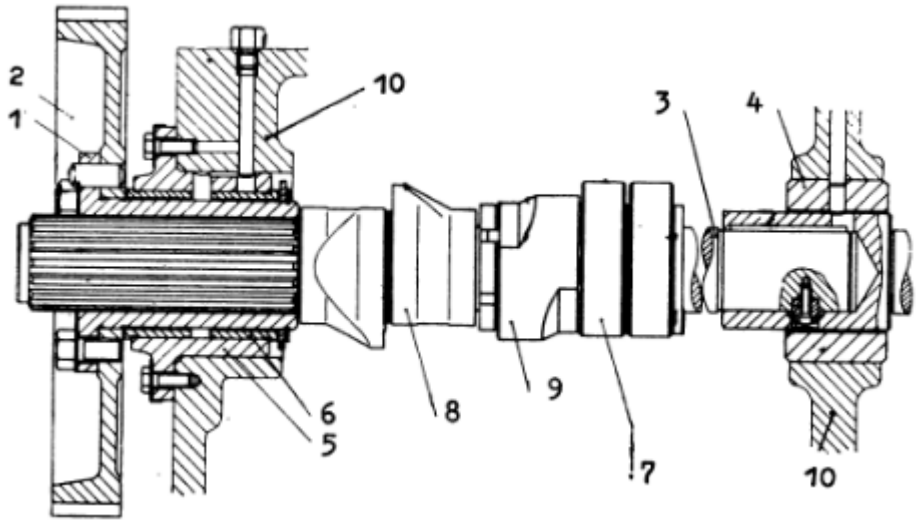


Рисунок 1.11 – Розподільний вал в розрізі

1 – шліцьова ступиця; 2 – циліндрична шестерня; 3 – розподільний вал, передня половина (сторона привода); 4 – підшипники розподільного вала; 5 – корпус підшипника; 6 – втулка; 7 – топливний кулачок; 8 – групова кулачна втулка;

9 – пусковий кулачок; 10 – розташування опор в блоці циліндра;

На стороні маховика двигуна розташований корпус підшипника з двома підшипниковими втулками, виконаними з буртиками і також залитими антифрикційним сплавом.

У реверсивних двигунах на стороні насосів двигуна розташований нероз'ємний підшипник. Там же одночасно встановлюється і циліндричне зубчасте колесо разом з пружною муфтою для приводу тахометра. Спеціально підібраними ресорними пакетами згладжуються коливання розподільного валу і, тим самим, захищають привід тахометра від ударного навантаження.

Листові ресори розміщуються в ступиці і в корпусі підшипника таким чином, щоб при роботі двигуна досягалась демпфуюча дія.

Приводна шестерня розподільного валу штампована, виконана з косими зубами і пригвинчена до шліцьової ступиці, яка у свою чергу насаджена на розподільний вал, що має на стороні маховика шліцьовий профіль. Розподільний вал виконаний складовим з двох частин, з'єднання яких здійснюється гарячою посадкою.

Взаємне по відношенню один до одного розташування половин розподільного валу фіксується призматичної шпонкою. Їх фіксація проти осьового переміщення здійснюється за допомогою циліндричної шпонки.

Розподільний вал притискається до шлицьової ступиці за допомогою шайби, таким чином запобігається його осьове переміщення. У реверсивних двигунах розподільний вал можна переміщати в осьовому напрямку. На стороні насосів двигуна до розподільного валу прикріплено ковзне кільце за допомогою шестигранного болта. До цього ковзного кільця приєднаний механізм реверсування.

Для кожного циліндрового відсіку на розподільний вал встановлено по одній груповій кулачній втулці, що складаються з кулачних шайб для впускного, випускного і пускового клапанів, а також паливного плунжера. У реверсивних

двигунах ці кулачки виконані з подвійним робочим профілем. Пускові і паливні кулачні шайби фіксовані разом на гільзоподібній ступиці під кулачні шайби. Кулачну шайбу паливного плунжера, виконану у реверсивних двигунах роз'ємної, в разі необхідності можна злегка повертати навколо своєї осі, для чого і передбачено торцеве дрібношлицьове з'єднання. Завдяки цьому можна здійснити зміну моменту впорскування палива і тим самим, зміна значення тиску згоряння. Кулачні шайби пускового клапана і паливного плунжера затискаються разом на ступиці під кулачні шайби за допомогою шліцьової гайки.

Мастило опор розподільного вала підключена до циркуляційної системи рідкого мастила двигуна. Масло подається в підшипники по довгим пустотілим гвинтам. Останні запобігають заодно можливість зміщення підшипників розподільного вала в блоці циліндрів.

					ВБР.142.2227ст.06.02.ПЗ	
Зм.	*Арк.*	*№ докум.*	*Підпис*	*Дата*		
Студент		Сергєєв В.С.			Моделювання робочого циклу двигуна типу 8ЧН 32/48	*Літ.* / *Аркуш* 22 / *Аркушів* 14
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова

РОЗДІЛ 2
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 32/48

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згорання палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного. В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при досліджені побудованого двигуна;

- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Mathcad.

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря $\boldsymbol{T_0}$**.** Приймаємо T_0 = 313 К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря $\boldsymbol{p_0}$**.** Варто приймати p_o = 0,10 МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску $\boldsymbol{\varepsilon}$**.** При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо ε = 13,25 [7].

Коефіцієнт надлишку повітря **α.** Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо α = 2,54.

Показник адіабати повітря $\boldsymbol{k_в}$ = 1,4.

Механічний ККД турбіни $\boldsymbol{\eta_{t.m}}$ = 0,96.

Адіабатний ККД турбіни $\boldsymbol{\eta_{т.ад}} = 0{,}81$.

Коефіцієнт залишкових газів $\boldsymbol{\gamma_r}$**.** Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0{,}04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z $\boldsymbol{(\xi_z)}$**,** *та в точці b* $\boldsymbol{(\xi_b)}$**.** Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого.

Приймаємо $\xi_z = 0{,}95$; $\xi_b = 0{,}97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\boldsymbol{\lambda}$**.** Приймаємо $\lambda = 1{,}15$.

Підігрів заряду від стінок циліндру $\boldsymbol{\Delta T_a}$**.** Ця величина складає: (5 – 45) К − для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К − для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 40$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми $\boldsymbol{\zeta}$**.** Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0{,}96$.

Механічний ККД двигуна $\boldsymbol{\eta_м}$**.**

Приймаємо $\eta_м = 0{,}87$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\boldsymbol{\Delta P_{ox.}}$ Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox.} = 0{,}005$ МПа.

Температура залишкових газів $\boldsymbol{T_r}$**.**

Приймаємо $T_r = 750$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [8]: С = 0,87 кг − кількість вуглецю; Н = 0,126 кг − кількість водню; S = 0 кг − кількість сірки; О = 0,004 кг − кількість кисню.

Коефіцієнт тактності $\boldsymbol{Z}$ − являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4-тактних двигунів $Z = 0{,}5$.

Нижча теплота згоряння палива $Q_н$**.** Приймаємо $Q_н = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k**.** Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 0{,}3$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку $\varphi_п$**.** Для 4-тактних двигунів $\varphi_п = 0$.

2.4 Розрахунок робочого циклу

2. Расчет процесса наполнения

2.1 Температура воздуха за компрессором К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right]$$

$T_k = 457.437$

2.2 Температура воздуха перед двигателем К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - Tw)$$

$T_s = 313.977$

2.3 Температура заряда к концу процесса наполнения К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$T_a = 369.209$

2.4 Давление воздуха перед двигателем МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.}$$

$P_s = 0.295$

2.5 Давление заряда к концу процесса наполнения МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s$$

$P_a = 0.286$

2.6 Коэффициент наполнения

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$$

$\eta_н = 0.858$

3. Расчет процесса сжатия

3.1 Средняя мольная изохорная теплоемкость воздуха кДж/(моль*К)

$$c'_{\upsilon} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Средняя мольная изохорная теплоемкость чистых продуктов сгорания кДж/(моль*К)

$$c''_{\upsilon} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоемкость смеси воздуха и остаточныых газов на ходе сжатия кДж/(моль*К)

$$c''_{\upsilon c} = \frac{\gamma_r \cdot c''_{\upsilon} + \left[\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r\right] \cdot c'_{\upsilon}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{\upsilon c} - b_c \cdot T$$

$b_c = 0.002517$ $a_{\upsilon c} = 19.278$

3.4 Средний показатель политропы сжатия

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\upsilon c} + b_c \cdot T_a \cdot \left(1 + \varepsilon^{n_1 - 1}\right)}$$ $n_1 = 1.36$

3.5 Давление в конце сжатия МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$ $P_c = 9.619$

3.6 Температура в конце сжатия, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$ $T_c = 936.701$

4. Расчет процесса сгорания

4.1 Действительное количество воздуха для сгорания кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32}\right)$$ $L = 1.256$

4.2 Химический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$$ $\beta_0 = 1.0252$

4.3 Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \qquad \beta = 1.0242$$

4.4 Доля топлива сгоревшая в точке z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \qquad x_z = 0.979$$

4.5 Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r}\right) \cdot x_z \qquad \beta_z = 1.024$$

4.6 Средняя мольная изохорная теплоемкость в точке z кДж/(моль*К)

$$c''_{\upsilon z} = \frac{\left(m \cdot x_z + \gamma_r\right) \cdot c''_\upsilon + \left[\alpha \cdot \left(1 + \gamma_r\right) - \left(x_z + \gamma_r\right)\right] \cdot c'_\upsilon}{\alpha \cdot \left(1 + \gamma_r\right) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{\upsilon z} + b_z \cdot T$$

где $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right)$ $\Delta M = 0.0316$

$L_0 = 0.495 \ \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}$ $m = 1.064$

$a_{\upsilon z} = 19.74413$ $b_z = 0.00294$

4.7 Средняя мольная изохорная теплоемкость в точке b кДж/(моль*К)

$$c_{\upsilon b} = \frac{\left(m + \gamma_r\right) \cdot c''_\upsilon + (\alpha - 1) \cdot \left(1 + \gamma_r\right) \cdot c'_\upsilon}{\alpha \cdot \left(1 + \gamma_r\right) + (m - 1)} = a_{\upsilon b} + b_b \cdot T$$

$a_{\upsilon b} = 19.7537$ $b_b = 0.002949$

4.8 Максимальная температура сгорания К
-находим из следующего уравнения:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + \left[c'_\upsilon + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot \left(c''_\upsilon + 8.314 \cdot \lambda\right)\right] \cdot T_c = \beta_z \cdot \left(1 + \gamma_r\right) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

откуда: $T_z = 1770.613$

4.9 Максимальное давление сгорания МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \qquad P_z = 11.062$$

5. Расчет процесса расширения

5.1 Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$\rho = 1.683$

5.2 Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$\delta = 7.874$

5.3 Средний показатель политропы расширения и температура в конце процесса расширения ,К. (находим исследующей системы уравнений, методом последовательных приближений):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b\right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}$$

$n_2 = 1.291$ $T_b = 971.576$

5.4 Давление в конце процесса расширения МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$P_b = 0.771$

6. Определение индикаторных показателей

6.1 Теоретическое среднее индикаторное давление МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right]$$

$P'_i = 1.654$

6.2 Действительное среднее индикаторное давление МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$P_i = 1.588$

6.3 Индикаторный удельный расход топлива кг/(кВт*ч)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$b_i = 0.175$

6.4 Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$\eta_i = 0.482$

7. Определение эффективных показателей

7.1 Среднее эффективное давление МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$P_e = 1.381$

7.2 Эффективный КПД двигателя

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$\eta_e = 0.42$

7.3 Удельный эффективный расход топлива кг/(кВт*ч)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$b_e = 0.201$

7.4 Эффективная мощность двигателя

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^{\,2} \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$N_e = 1334.11$

7.5 Сравнение заданной и полученной эффективной мощности двигателя

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$\Delta N = 0.308 \cdot \%$

Вывод = "Ошибка не превышает допустимую(2%)"

8. Определение действительного Пк компрессора на даном режиме работы двигателя

8.1 Расход воздуха через компрессор, кг/с

-Унивесальная газовая постоянная для воздуха $\frac{Дж}{кг \cdot К}$

$R = 287$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^{\,2}}{4}\right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s}\right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60}\right) \cdot \phi_a$$

$G = 2.846$

8.2 Расход газов через турбину, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$$

$G_t = 2.921$

8.3 Давление газа перед турбиной, МПа

$$P_r = 0.86 \cdot P_k$$

$P_r = 0.258$

8.4 Температура газа перед турбиной, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b}\right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$$

$T_t = 759.237$

8.5 Общее количество продуктов сгорания, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12}\right) + \left(\frac{H}{2}\right) + \left[0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0\right] + \left(0.79 \cdot \alpha \cdot L_0\right)$$

$M_s = 1.289$

8.6 Универсальная газовая постоянная для отработанных газов, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$$

$R_t = 287.507$

8.7 Показатель аддиабаты расширения газа в турбине

$$k_t = \frac{\left(a_{ub} + b_b \cdot T_t\right) + 8.314}{a_{ub} + b_b \cdot T_t}$$

$k_t = 1.378$

8.9 Действительнстепень повышения давления в компрессоре

$$Пк = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1}\right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0.86 \cdot P_k}{P_0}\right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}}\right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_в}{k_в - 1}\right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}}\right]^{\frac{1}{0.286}}$$

$Пк = 3.006$

8.10 Действительное давление наддува, МПа

$$P_{kd} = Пк \cdot P_0$$

$P_{kd} = 0.3006$

8.11 Сравнение заданного и полученного давления наддува

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$$

$\Delta P_k = 0.184 \cdot \%$

Вывод = "Ошибка по Рк не превышает допустимую(2%)"

2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де v/vc = ε_x - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,36
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c, МПа	9.619
Максимальний тиск згоряння p_z, МПа	11,062
Ступінь попереднього розширення ρ	1,683
Ступінь стиснення ε	13,25

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/Vc	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	11,06	
1,00	9,62	11,06
1,68	4,74	11,06
2,26	3,17	7,55
2,84	2,33	5,63
3,42	1,81	4,43
4,00	1,46	3,62
4,57	1,22	3,04
5,15	1,03	2,61
5,73	0,90	2,27
6,31	0,79	2,01
6,89	0,70	1,79
7,47	0,62	1,62
8,04	0,56	1,47
8,62	0,51	1,34
9,20	0,47	1,23
9,78	0,43	1,14
10,36	0,40	1,06
10,94	0,37	0,99
11,51	0,35	0,92
12,09	0,32	0,87
12,67	0,30	0,82
13,25	0,29	0,77
13,25		0,29

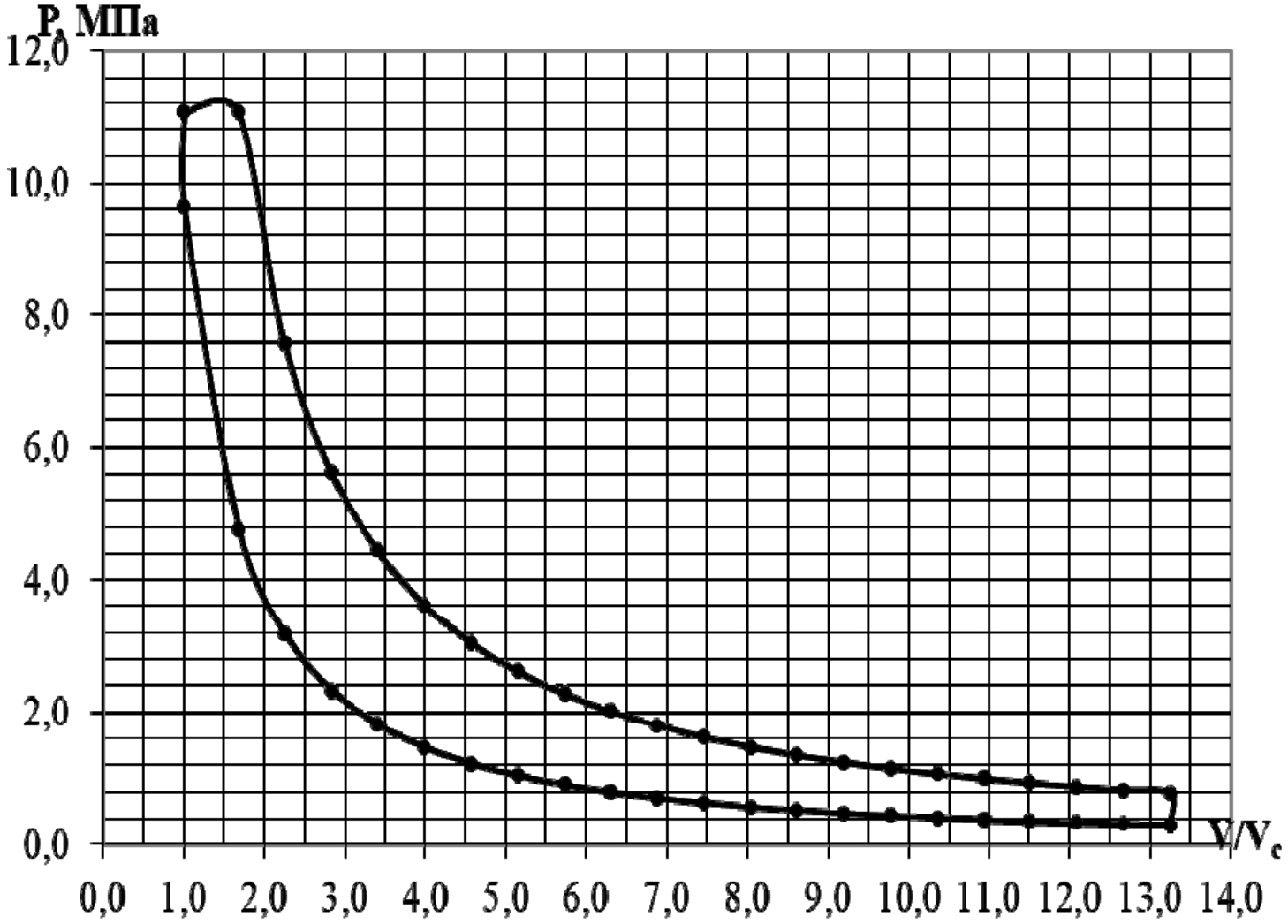


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

					ВБР.142.2227ст.06.03.ПЗ	
Зм.	*Арк.*	*№ докум.*	*Підпис*	*Дата*		
Студент		Сергєєв В.С.			Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 8ЧН 32/48	*Літ.* / *Аркуш* 36 / *Аркушів* 8
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова

РОЗДІЛ 3

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 32/48

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$Pj = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових масдіє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$Pr = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos\beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos\beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили *T* на радіус *r* називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos\beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У таблиці 3.1. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.з

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.1 – 3.3.

На рис. 3.1. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 3.2. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z - сила, що діє по осі кривошипа; T- дотична сила.

На рис. 3.4 T_E - сумарні дотичні сили, T^{cp}_E - середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,32
Частота обертання КВ	$хв^{-1}$	n	375
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	11,062
Тиск на початку стиску	МПа	Pa	0,286
Тиск наддуву	МПа	Pk	0,3
Тиск залишкових газів	МПа	Рг	0,5
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,249
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	350
Радіус кривошипа	м	r	0,24
Ступінь стиснення		ε	13,25
Показник політропи стиснення		n_1	1,36
Показник політропи розширення		n_2	1,291
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,683
Кількість циліндрів		i	8

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,3000	-2,0107	-1,7107	0,0000	-1,7107	0,0000
10	0,3000	-1,9621	-1,6621	-0,0719	-1,6243	-0,3594
20	0,3000	-1,8199	-1,5199	-0,1297	-1,3838	-0,6417
30	0,3000	-1,5946	-1,2946	-0,1620	-1,0402	-0,7876
40	0,3000	-1,3028	-1,0028	-0,1619	-0,6642	-0,7686
50	0,3000	-0,9652	-0,6652	-0,1284	-0,3292	-0,5921
60	0,3000	-0,6045	-0,3045	-0,0667	-0,0945	-0,2971
70	0,3000	-0,2435	0,0565	0,0135	0,0067	0,0577
80	0,3000	0,0971	0,3971	0,0994	-0,0289	0,4084
90	0,3000	0,4009	0,7009	0,1782	-0,1782	0,7009
100	0,3000	0,6562	0,9562	0,2393	-0,4017	0,9001
110	0,3000	0,8577	1,1577	0,2759	-0,6552	0,9935
120	0,3000	1,0054	1,3054	0,2859	-0,9003	0,9875
130	0,3000	1,1044	1,4044	0,2712	-1,1105	0,9015
140	0,3000	1,1636	1,4636	0,2363	-1,2731	0,7598
150	0,3000	1,1938	1,4938	0,1869	-1,3871	0,5850
160	0,3000	1,2057	1,5057	0,1285	-1,4589	0,3942
170	0,3000	1,2087	1,5087	0,0653	-1,4971	0,1977
180	0,2860	1,2090	1,4950	0,0000	-1,4950	0,0000
190	0,2881	1,2087	1,4968	-0,0648	-1,4853	-0,1961
200	0,2944	1,2057	1,5001	-0,1281	-1,4535	-0,3927
210	0,3056	1,1938	1,4993	-0,1876	-1,3923	-0,5872
220	0,3224	1,1636	1,4860	-0,2399	-1,2926	-0,7714
230	0,3464	1,1044	1,4508	-0,2801	-1,1471	-0,9313
240	0,3796	1,0054	1,3850	-0,3034	-0,9552	-1,0477
250	0,4255	0,8577	1,2832	-0,3058	-0,7263	-1,1012
260	0,4893	0,6562	1,1455	-0,2867	-0,4812	-1,0783
270	0,5791	0,4009	0,9799	-0,2492	-0,2492	-0,9799
280	0,7084	0,0971	0,8055	-0,2016	-0,0586	-0,8283
290	0,9000	-0,2435	0,6564	-0,1565	0,0775	-0,6704
300	1,1935	-0,6045	0,5890	-0,1290	0,1828	-0,5746
310	1,6605	-0,9652	0,6953	-0,1342	0,3441	-0,6189
320	2,4294	-1,3028	1,1266	-0,1819	0,7461	-0,8635
330	3,7142	-1,5946	2,1196	-0,2653	1,7030	-1,2895
340	5,7495	-1,8199	3,9297	-0,3355	3,5780	-1,6593
350	8,2743	-1,9621	6,3122	-0,2731	6,1689	-1,3651
360	9,6068	-2,0107	7,5961	0,0000	7,5961	0,0000
370	11,0620	-1,9621	9,0999	0,3937	8,8933	1,9679
380	11,0620	-1,8199	9,2421	0,7890	8,4149	3,9024
390	8,7890	-1,5946	7,1944	0,9004	5,7803	4,3769
400	5,8739	-1,3028	4,5711	0,7379	3,0273	3,5035
410	4,0929	-0,9652	3,1277	0,6039	1,5478	2,7842
420	2,9916	-0,6045	2,3871	0,5229	0,7407	2,3288
430	2,2884	-0,2435	2,0449	0,4874	0,2414	2,0882
440	1,8233	0,0971	1,9204	0,4806	-0,1398	1,9747
450	1,5058	0,4009	1,9066	0,4848	-0,4848	1,9066
460	1,2831	0,6562	1,9394	0,4853	-0,8147	1,8256

470	1,1239	0,8577	1,9816	0,4723	-1,1216	1,7005
480	1,0085	1,0054	2,0138	0,4411	-1,3889	1,5235
490	0,9244	1,1044	2,0289	0,3918	-1,6042	1,3024
500	0,8637	1,1636	2,0273	0,3273	-1,7634	1,0524
510	0,8208	1,1938	2,0146	0,2521	-1,8707	0,7889
520	0,7923	1,2057	1,9980	0,1706	-1,9359	0,5231
530	0,7761	1,2087	1,9848	0,0859	-1,9696	0,2601
540	0,7708	1,2090	1,9798	0,0000	-1,9798	0,0000
550	0,5000	1,2087	1,7087	-0,0739	-1,6956	-0,2239
560	0,5000	1,2057	1,7057	-0,1456	-1,6526	-0,4466
570	0,5000	1,1938	1,6938	-0,2120	-1,5728	-0,6633
580	0,5000	1,1636	1,6636	-0,2686	-1,4470	-0,8636
590	0,5000	1,1044	1,6044	-0,3098	-1,2686	-1,0299
600	0,5000	1,0054	1,5054	-0,3297	-1,0382	-1,1388
610	0,5000	0,8577	1,3577	-0,3236	-0,7684	-1,1651
620	0,5000	0,6562	1,1562	-0,2894	-0,4857	-1,0884
630	0,5000	0,4009	0,9009	-0,2291	-0,2291	-0,9009
640	0,5000	0,0971	0,5971	-0,1494	-0,0435	-0,6140
650	0,5000	-0,2435	0,2565	-0,0611	0,0303	-0,2619
660	0,5000	-0,6045	-0,1045	0,0229	-0,0324	0,1019
670	0,5000	-0,9652	-0,4652	0,0898	-0,2302	0,4141
680	0,5000	-1,3028	-0,8028	0,1296	-0,5317	0,6153
690	0,5000	-1,5946	-1,0946	0,1370	-0,8795	0,6659
700	0,5000	-1,8199	-1,3199	0,1127	-1,2017	0,5573
710	0,5000	-1,9621	-1,4621	0,0633	-1,4289	0,3162
720	0,3000	-2,0107	-1,7107	0,0000	-1,7107	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки	$\varphi_з$°	90

φ°	T_E Номер циліндра								T_E	Tср
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,0000	0,7009	0,0000	-0,9799	0,0000	1,9066	0,0000	-0,9009	0,7267	1,9217
10	-0,3594	0,9001	-0,1961	-0,8283	1,9679	1,8256	-0,2239	-0,6140	2,4719	1,9217
20	-0,6417	0,9935	-0,3927	-0,6704	3,9024	1,7005	-0,4466	-0,2619	4,1831	1,9217
30	-0,7876	0,9875	-0,5872	-0,5746	4,3769	1,5235	-0,6633	0,1019	4,3771	1,9217
40	-0,7686	0,9015	-0,7714	-0,6189	3,5035	1,3024	-0,8636	0,4141	3,0989	1,9217
50	-0,5921	0,7598	-0,9313	-0,8635	2,7842	1,0524	-1,0299	0,6153	1,7949	1,9217
60	-0,2971	0,5850	-1,0477	-1,2895	2,3288	0,7889	-1,1388	0,6659	0,5955	1,9217
70	0,0577	0,3942	-1,1012	-1,6593	2,0882	0,5231	-1,1651	0,5573	-0,3051	1,9217
80	0,4084	0,1977	-1,0783	-1,3651	1,9747	0,2601	-1,0884	0,3162	-0,3747	1,9217
90	0,7009	0,0000	-0,9799	0,0000	1,9066	0,0000	-0,9009	0,0000	0,7267	1,9217
									17,2950	

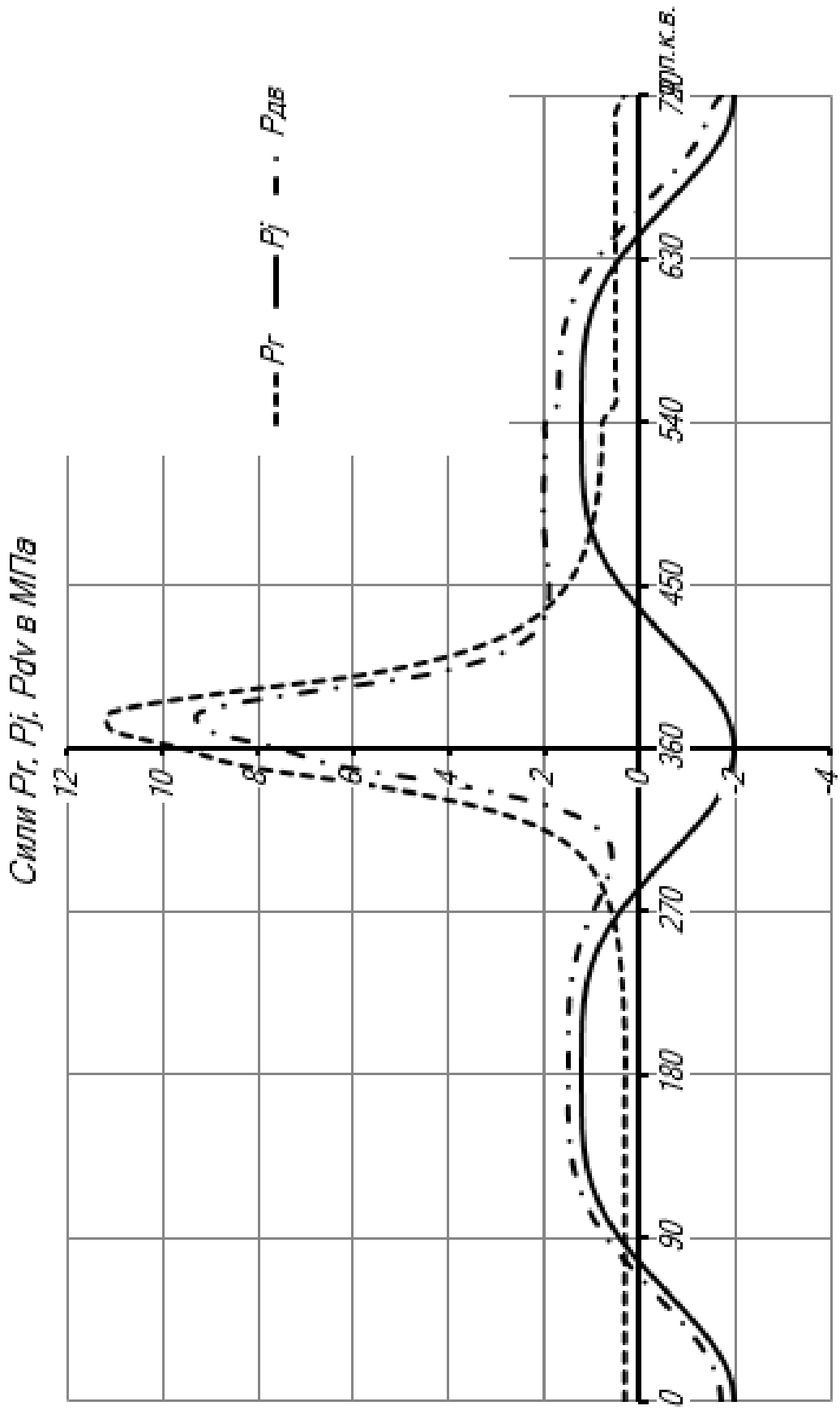


Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r, P_j, P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

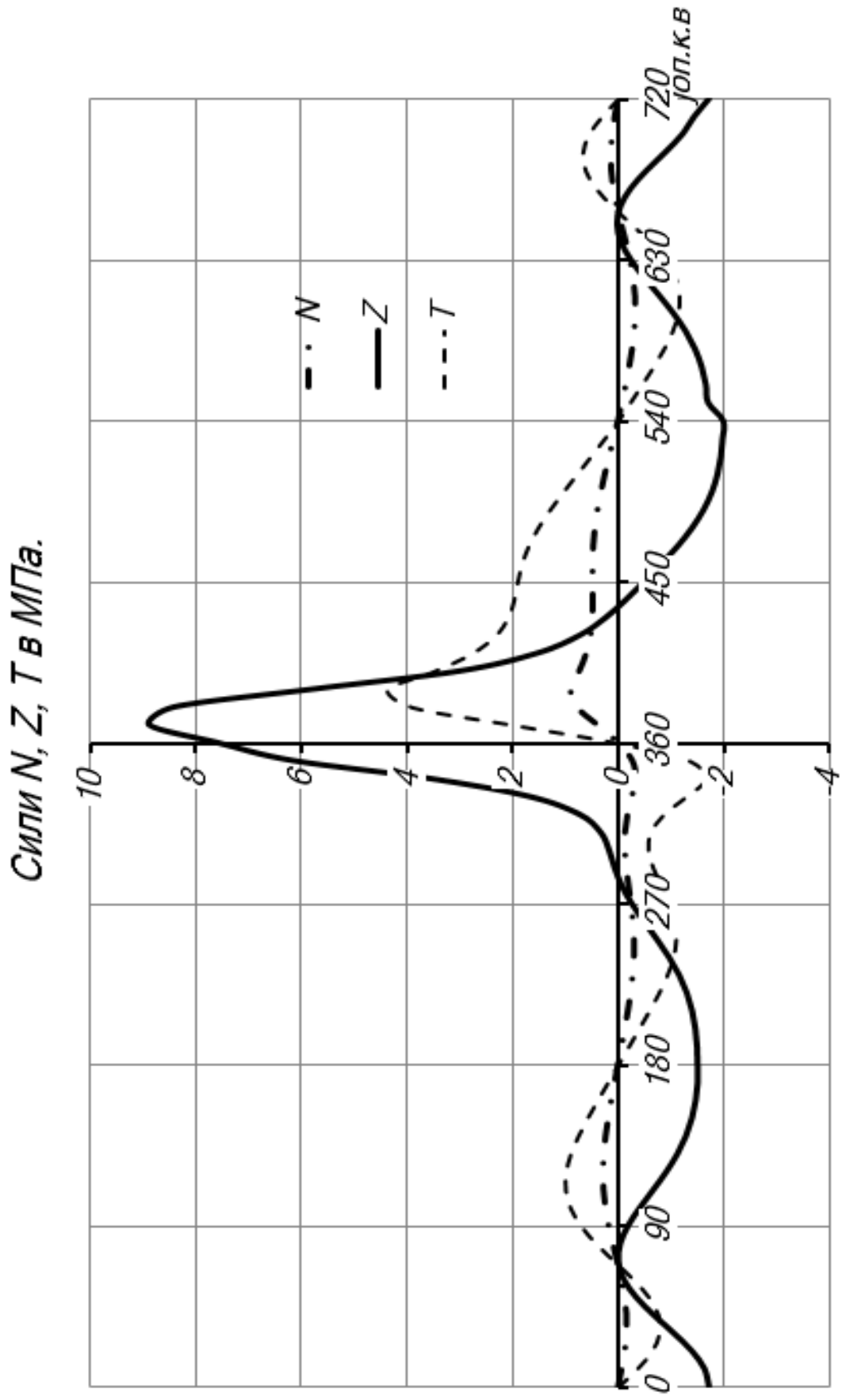


Рисунок 3.2 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

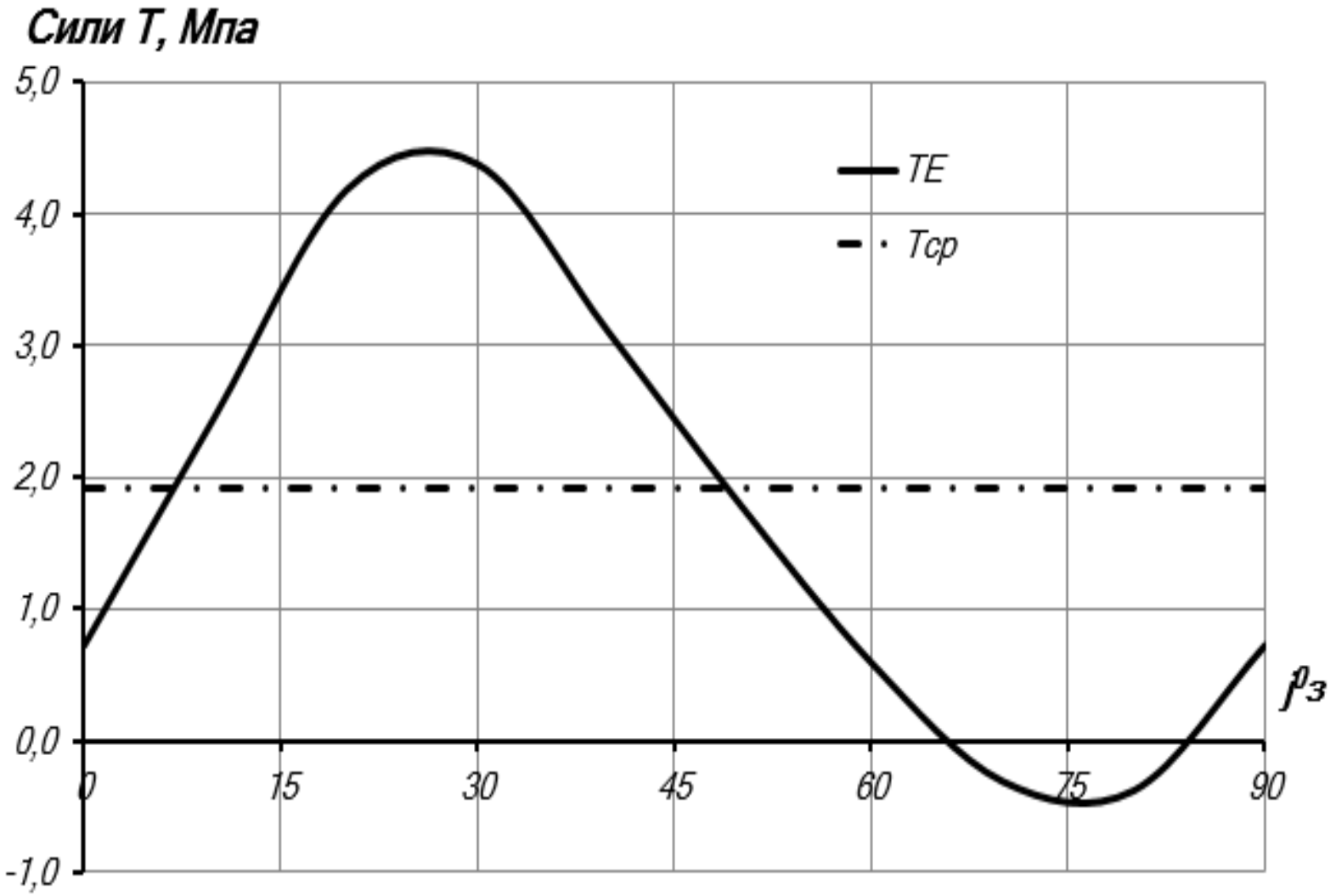


Рисунок 3.3 – Зміна сумарних дотичних сил Т від кута заклинки колінчастого валу

					ВБР.142.2227ст.06.04.ПЗ		
Зм.	*Арк.*	*№ докум.*	*Підпис*	*Дата*			
Студент		Сергєєв В.С.			Проект агрегату наддуву для двигуна типу 8ЧН 32/48	*Літ.*	*Аркуш* / *Аркушів*
Консультант							44 / 14
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова	

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 32/48

Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів розходів або областей застосування турбокомпресорів типорозмір них рядів. Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масовий так і об'ємний розхід $Q = G/\rho_o$ м^3/с,

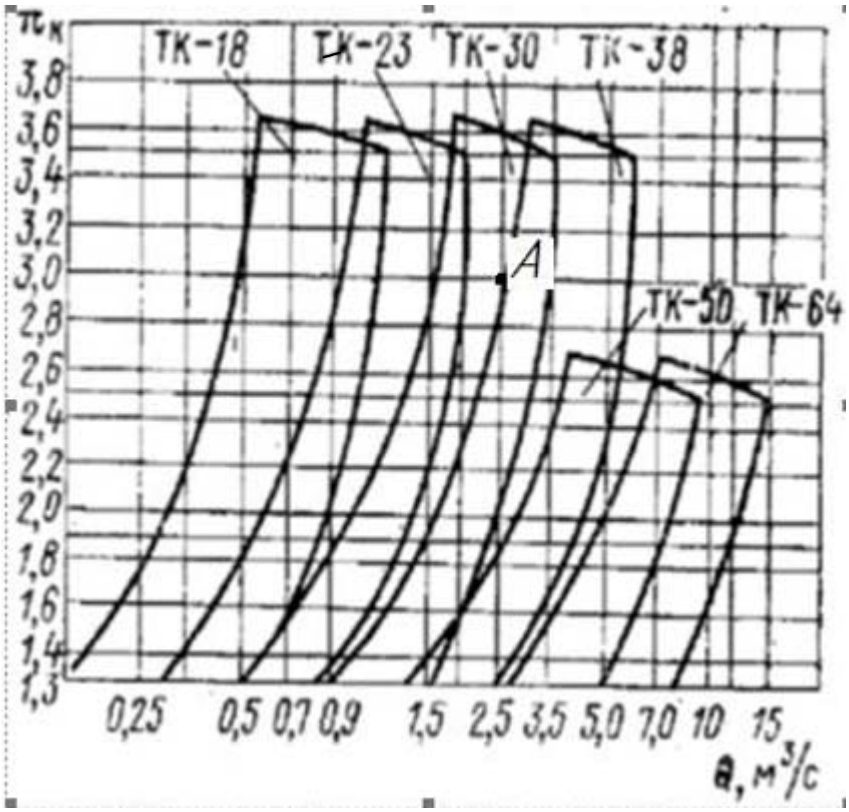


Рисунок 4.1 - Області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

На підставі значень ПК та G (Q) знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї

фігури (косокутного чотирикутника на рис 4.1), у межах якої знаходиться точка. Букви ТК означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри означають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у сантиметрах (значення приблизне, ± 6 %). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме ТК-30, ми знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке має бути оптимальним для обчислення значень розходу та ступеня підвищення тиску.

Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора.

1. Витрата повітря через компресор, кг/с: G = 2,84 . Беремо з розрахунку циклу двигуна.

2. Ступінь підвищення тиску: $П_К$ = 3. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

3. Температура навколишнього середовища, К: T_o = 313. З розрахунку циклу.

4. Температура після глушника, К: T_a = 318.

5. Тиск навколишнього середовища: P_o = 100000 МПа. Приймається при нормальних умовах.

6. Тиск після глушника: P_a = 97000 МПа. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.

7. Діаметр колеса на виході: D_2 = 0,3 м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру ТК-30 з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: D_0 = 0,105 м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2, для ТК з консольними підшипниками цей діапазон значень такий: D_0 = (0,22…0,35)D_2.

9. Діаметр на виході з БЛД: D_3 =0,42 м. Цей розмір задається у долях діаметра D2, при наявності лопатного дифузора D_3 = (1,1-1,2)D_2.

10. Товщина лопаток на вході у колесо: δ_1 = 0,0005 м.

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: D_4 = 0,54 м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2:

D_4 = (1,6 – 1,8)D_2.

12. Число лопаток колеса: Z_K = 23. Кількість лопаток обирають рівною 12 - 23.

13. Число лопаток дифузора: $Z_Д$ = 57. У літературі наведено співвідношення Z_K/ $Z_Д$ = 0,5 – 2,5.

14. Товщина лопаток дифузора: на вході δ_3 = 0,002 м

на виході δ_4 = 0,001 м

Вибираємо з літератури δ_3 = 0,5 – 8 мм; δ_4 = 0,2 – 2 мм.

15. Коефіцієнт напору компресора: H_K = 1,3. Обираємо в залежності від діаметру D_2 у довідковій літературі.

16. Показник політропи на ділянці 0 – 1: n_1 = 1,37. Цей показник обираємо у діапазоні 1,35…1,39 за довідковою літературою.

17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): η_2 = 0,87. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.

18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: η_3 = 0,78. Обираємо значення з діапазону 0,6 – 0,85.

19. Коефіцієнт тертя у безлопатному дифузорі: $\lambda_{БЛД}$ = 0,01.Значення цього параметру обираємо в районі 0,075…0,01.

20. Політропний ККД на ділянці 3 – 4: η_4 = 0,81. Значення η_4, обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.

21. Коефіцієнт дискових втрат: $\boldsymbol{\alpha_{ДВ}}$ = 0,04. Експериментально це значення складає 0,04 – 0,08.

22. Коефіцієнт втрат на ділянці 4 – 5: ζ_5 = 0,2. Обираємо з довідкової літератури для конкретного типу завитки.

23. Коефіцієнт ступеня розходу компресора: C_m = 0,35. Експериментально значення цього параметру складає 0,25 – 0,35.

24. Коефіцієнт розходу робочого колеса: φ_{2r} = 0,35. Обираємо значення з діапазону 0,16 – 0,35.

25. Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі: k_a = 1,05. У довідковій літературі наведені експериментальні данні 1,05 – 1,09.

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: A = 0,60. Це значення не може виходити з діапазону 0,5 – 1.

27. Кут атаки вхідної кромки ОСА: $i_1 = 2^\circ$.

28. Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі: $\Delta_\alpha = 15^\circ$. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах 12 - 18˚.

29. Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД : $i_3 = 0^\circ$. За довідковою літературою лежить у межах 0 - 5˚.

Розрахунок ступені компресора

Попереднє визначення колової швидкості U_2.

1. Адіабатна робота стиску в компресорі

$$L_{АД} = 1004{,}5 \cdot T_0 \cdot (П_К^{0{,}286} - 1) = 127801{,}6 Дж/кг;\ ;$$

2.Колова швидкість на діаметрі D_2

$$U2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{H_к}} = 418{,}63 м/с\ ;$$

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.

3.Швидкість перед колесом

$$C_1 = C_m \cdot U_2 = 146{,}5 м/с\ ;$$

4.Температура повітря перед колесом

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2010} = 308{,}1K$$

5.Тиск перед колесом

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = 86296{,}4 Па\ ;$$

6.Шільність повітря перед колесом

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} = 0{,}9759 \ кг/м^3;$$

7.Площа на вході в колесо

$$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1} = 0{,}0199 \ м^2;$$

8.Зовнішній діаметр колеса на вході

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}} = 0{,}1907 \ м;$$

9. Оцінка величини $D_н$ за рекомендованими допусками

$D_H = a \cdot D_2 \quad a = (0{,}53 _ 0{,}65) = 0{,}625$ - умова забезпечується;

10.Середній діаметр на вході в колесо

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}} = 0{,}1539 \ м;$$

11.Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}} = 0{,}8900;$$

12.Кут потоку на вході в колесо, на діаметрі D_1

$$\beta_{11} = arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right) = 34{,}3°;$$

13.Оцінка величини β_1

$40° \geq \beta_1 \geq 30°$ так як $40° \geq 32{,}4° \geq 30°$ - умова забезпечується;

14.Кут установки лопатки на діаметрі

$$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1 = 36{,}3°;$$

15.Коефіцієнт стиснення на вході в колесо

$$\tau 1 = 1 - \frac{\delta 1 \cdot Z k}{\pi \cdot D1 \cdot \sin \beta_{1л}} = 0{,}980;$$

16. Швидкість повітря на вході з урахуванням стиснення лопатками ОСА.

$$C_1^1 = \frac{C1}{\tau 1} = 149{,}52 м/с;$$

17.Кут входу потоку в колесо з урахуванням стиснення на діаметрі D_1

$$\beta_{11}^1 = arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1}\right) = 34{,}8°;$$

18.Кут входу потоку на діаметрі $D_н$

$$\beta_{1H} = arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H}\right) = 29{,}3°;$$

19.Відносна швидкість потоку на діаметрі $D_н$

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin\beta_{1H}} = 305{,}2 \ м/с$$

20.Число $\lambda_{wн}$ на діаметрі $D_н$

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2\cdot k}{k+1}\cdot R\cdot T_a}} = 0{,}93;$$

21.Порівняння $\lambda\ \omega_н$

$\lambda_{нw} \leq 0{,}95;\ 0{,}93 \leq 0{,}95$ - умова забезпечується.

Розрахунок та конструювання робочого колеса

22. Температура повітря за колесом

$$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2\cdot C_P}\cdot\left[2\cdot(\mu + a_{вт}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^{\,2}\right] = 401{,}23 \text{ К};$$

23. Визначення комплексу n_2

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k-1}\eta_2 = 2{,}99;$$

24. Тиск за колесом

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2-1}} = 190150{,}88 \ Па;$$

25. Щільність повітря

$$P2 = T2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010} = 1{,}651 \ кг/м^3;$$

26. Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову

$$C_{2u} = \mu \cdot u_2 = 372{,}59 \ м/с$$

27. Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2 = 146{,}52 м/с;$$

28. Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2} = 400{,}36 \ м/с$$

29. Число Маха для швидкості C_2

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k\cdot R\cdot T_2}} = 0{,}994;$$

30. Кут потоку на виході з колеса

$$\alpha_2 = arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right) = 21{,}47°;$$

31. Ширина колеса на виході

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2} = 0{,}012\ м;$$

Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора (БЛД)

32. Наближене значення швидкості на виході з БЛД

$$C3 = C2 \cdot \frac{D2}{D3} = 251{,}50\ м/с\ ;$$

33. Температура повітря за БЛД

$$T3 = T2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010} = 449{,}50K\ ;$$

34. Комплекс показника політропи в БЛД

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \eta_3 = 2{,}7\ ;$$

35. Показник політропи у БЛД

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1} = 1{,}59\ ;$$

36. Тиск за БЛД

$$P3 = P2 \cdot \left(\frac{T3}{T2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 257904{,}72\ Па\ ;$$

37. Густина повітря за БЛД

$$\rho_3 = \frac{P3}{287 \cdot T3} = 1{,}999 кг/м^3\ ;$$

38. Ширина БЛД на виході

$$b_3 = y \cdot b_2 = 0{,}009; \qquad y = 0{,}74;$$

39. Кут виходу потоку з БЛД

$$a_3 = arctg\left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{tga_2 + \sqrt{1 + tg^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3}(R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3 - 1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2}\left(1 - \frac{R_2}{R_3}\right)\right]\right\}\right] = 27{,}68°;$$

40. Визначення числа Маха за БЛД

$M_{C_3} = C_3 / \sqrt{kRT_3} = 0{,}59$ - умова дотримується;

41. Порівняння числа Маха з допустимим значенням

$M_{C_3} < 0.85$;

Розрахунок та конструювання лопатного дифузора (ЛД) компресора

42. Кут установки лопатки ЛД на вході

$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3 = 27{,}68°$;

43. Кут установки лопатки ЛД на виході

$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha = 33{,}22°$;

44. Середній кут установки лопатки

$\alpha_{CP} = (\alpha_{4л} + \alpha_{3л}) / 2 = 33{,}68°$;

45. Кут потоку на виході з ЛД

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin a_{4л}}{k_\alpha} = 33{,}22°;$$

46. Коефіцієнт захаращення на вході у ЛД

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_Д}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3Л}} = 0{,}814;$$

47. Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_Д}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4Л}} = 0{,}947;$$

48. Ширина дифузора на виході

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot tg\delta_m = 0{,}016\ м;$$

49. Дифузорність ЛД

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3} = 2{,}54;$$

50. Кут розкриття еквівалентного дифузора

$$\delta = 2arctg\left(\sqrt{\frac{b_3\tau_3\sin\alpha_{3л}}{D_3 Z_Д}}\cdot\frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3}-1}2\sin a_{CP}\right) = 6{,}66 < 8$$ - умова дотримується;

51. Комплекси показника політропи в ЛД

$$k_{n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k-1}\eta_4 = 2{,}79$$

$$k_{2n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1 = \frac{1}{n_4 - 1} = 1{,}79;$$

52. Температура на виході з ЛД (перше наближення)

$T_4^{(1)} = T_3 = 449{,}50K$;

приймаємо T_4 = 477,07 K (по результатах роботи програми);

53. Швидкість повітря на виході з лопатного дифузора

$$C_4 = C_3\frac{b_3 D_3\sin a_3}{b_4 D_4\sin a_4}\cdot\left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{n_4-1}} = 88{,}60 м/с;$$

54. Температура повітря на виході з ЛД (наступне наближення)

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010} = 477{,}07\ K;$$

$\left|T_4^{(2)} - T_4^{(1)}\right| \le 0.5K$ - умова дотримується;

55. Тиск повітря за ЛД

$$P_4 = P_3\cdot\left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{n_4}{n_4-1}} = 304407{,}25\ Па;$$

56. Оцінка величини P_4 за рекомендованими допусками

$$\left|\frac{P_K - P_4}{P_K}\right| = 0{,}035 \le 0{,}05$$ - умова дотримується;

57. Радіус дуги середньої лінії лопатки

$$R_Л = \frac{{D_4}^2 - {D_3}^2}{4(D_4\cos a_{4Л} - D_3\cos a_{3Л})} = 0{,}660 м;$$

58. Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток

$$R_Ц = \sqrt{R_Л^2 + R_3^2 - D_3 R_Л\cos a_{3Л}} = 0{,}483 м;$$

Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

59. Швидкість повітря на виході з компресора

$C_5 = C_1 \cdot A = 88{,}60\ м/с;$

60. Тиск повітря за завиткою

$$P_5 = P_4 \cdot e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \cdot \frac{1}{RT_4}} = 302666{,}8217\ Па;$$

64. Температура повітря за завиткою

$T_5 = T_4 = 477{,}07\ К;$

65. Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{ад} = \frac{T0\left[\left(\frac{P_5}{P_0}\right)^{0{,}286} - 1\right]}{T5 - T0} = 0{,}784;$$

66. Оцінка значення P_5

$\left|\frac{P_5 - P_K}{P_K}\right| = 0{,}022 \le 0.05$ - умова дотримується;

67. Оцінка значення $\eta_{ад}$

$\eta_{ад} \ge \eta_{ад.доп}$, $\eta_{ад.доп}$= 0,75…0,88,

Умова дотримується;

68. Потужність привода компресора

$$N_K = \frac{G \cdot L_{АД}}{\eta_{АД} \cdot 1000} = 404{,}97\ кВт.$$

Таблиця 4.1. Результати розрахунку турбокомпресора

№ п/п	Параметри	Значення	Найменування
1	G, кг/с	2,84	Витрата повітря через компресор
2	$П_К$	3	Ступінь підвищення тиску
3	$\eta_{ад}$	0,784	Адіабатний ККД компресора
4	$Т_0$, К	313	Температура навколишнього середовища
5	$Т_К$, К	457,44	Температура повітря за компресором

6	C_1, м/с	146,5	Швидкість повітря перед колесом
7	C_5, м/с	88,60	Швидкість повітря на виході з компресора
8	D_2, м	0,3	Діаметр колеса на виході
9	D_o, м	0,105	Діаметр маточини колеса
10	D_3, м	0,42	Діаметр на виході з БЛД
11	D_4, м	0,54	Діаметр на виході з лопатного дифузора
12	$D_н$, м	0,1907	Зовнішній діаметр колеса на вході
13	b_2, м	0,012	Ширина колеса на виході
14	b_3, м	0,009	Ширина БЛД на виході
15	b_4, м	0,016	Ширина дифузора на виході

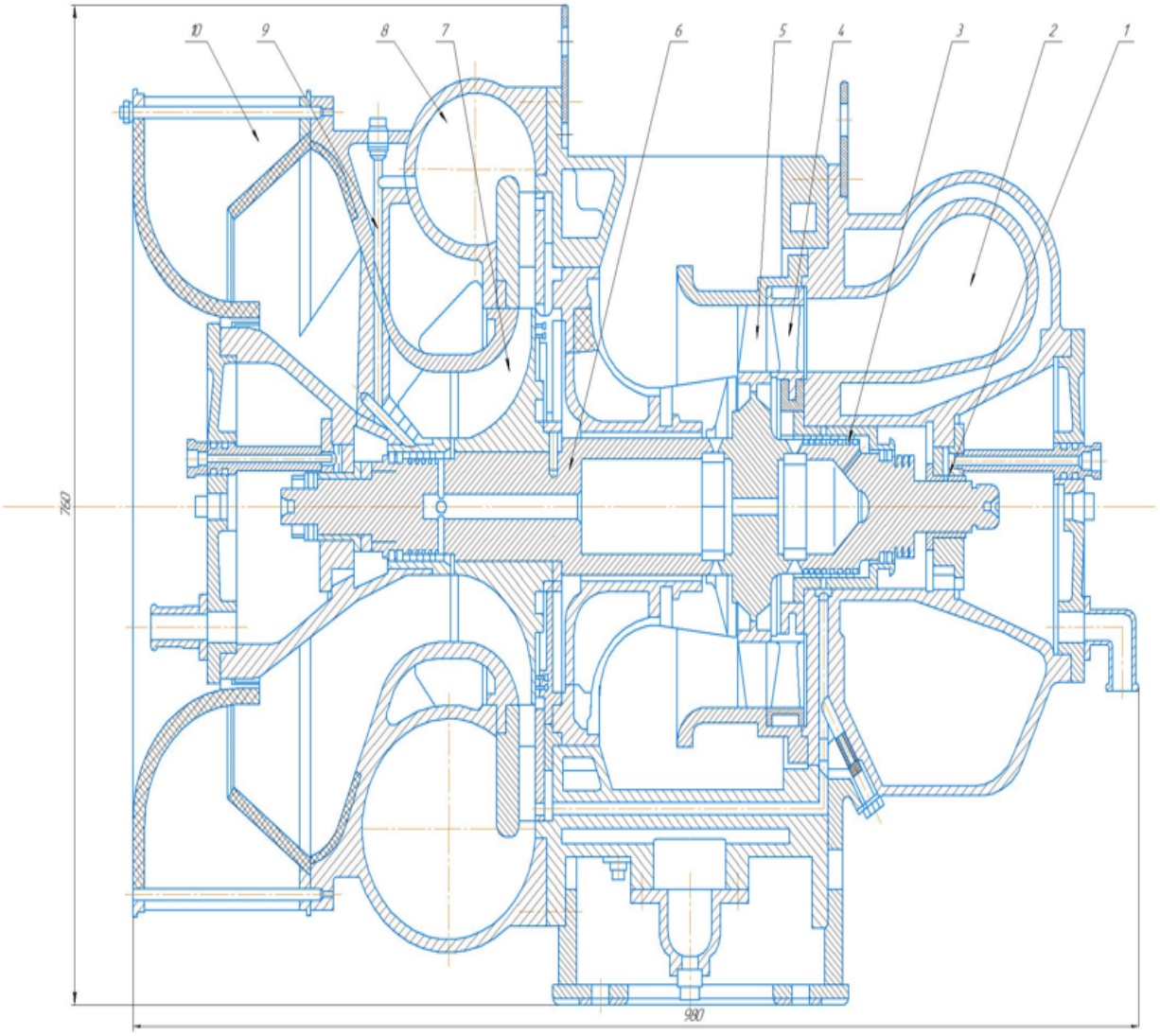
Опис спроектованого турбокомпресора

Турбокомпресори ТК-30 призначені для наддуву дизелів потужністю від 300 до 3000 л.с.

Базовим конструктивним елементом, до якого приєднуються нерухомі деталі, є середній (випускний) корпус турбіни. Він відливається із сірого чавуну і має порожнину, в яку подається вода для охолодження. До середнього корпусу приєднуються газопідвідний або газоприємний корпус турбіни і корпус компресора равликового типу. Литий із сірого чавуну корпус може виготовлятися з одним, двома і чотирма газопідвідними патрубками. До корпусу кріпиться сопловий апарат, виготовлений точним литтям або зварюванням з жароміцної сталі. Корпус компресора відливається з алюмінієвого сплаву.

Усі три корпуси з'єднуються між собою фланцями та центруються посадковими буртами. Така конструкція дозволяє зібрати корпуси у різних взаємних положеннях із поворотом через кожні 30°. Передбачено можливість

встановлення на корпус компресора повітряного фільтра (глушника) чи спеціального забірника повітря.



Позиції	Найменування	Кільк.	Примітка
1	Підшипник валу	2	
2	Газовий колектор	1	
3	Лабіринтне ущільнення	2	
4	Спрямовуючий апарат	1	
5	Колесо турбіни	1	
6	Вал турбокомпресору	1	
7	Колесо турбокомпресору	1	
8	Повітряний дифузор	1	
9	Канал ущільнюючого повітря	1	
10	Повітряний фільтр	1	

Рисунок 4.2 Турбокомпресор типу ТК-30Н

Ротор спирається на два підшипники ковзання, які розташовані в крайніх корпусах. Втулки підшипників виготовлені з високоолов'янистої бронзи без покриття бабітом. Опорно-упорний підшипник розташований з боку компресора. Колесо компресора виготовляється з алюмінієвого сплаву відцентровим литтям кокіль і має просторові лопатки. Така конструкція здешевлює виготовлення, зменшується осьовий габарит колеса зменшення радіуса кривизни міжлопаткового каналу та дещо збільшується жорсткість вхідних ділянок лопаток. Такі колеса є перспективними, тому що забезпечують велику технологічність конструкції. Ці колеса можна виготовляти також із поковки шляхом механічної обробки.

Колесо компресора укріплене на валу радіальними штифтами. Поряд з цим застосовуються та інші види кріплень колеса.

Робоче колесо турбіни приварюється до валу. Лопатки ряду моделей приварюються до турбінного диска. В агрегатах, що забезпечують високий наддув, кріплення лопаток здійснюється за допомогою замку "ялинкового" типу.

Для пристосування турбокомпресора до певного двигуна в кожному типорозмірі турбокомпресора передбачені 2-3 колеса компресора, що відрізняються проточною частиною, і 10 - 12 типів лопаткових дифузорів, а для турбіни 3-4 типу соплових лопаток і 2-3 типу робочих коліс турбини. Завдяки цьому вдається створити 8-10 модифікацій у кожному типорозмірі, пристосувати турбокомпресори до двигуна за пропускною спроможністю турбіни в межах 2-3% і отримати більш високий к. п. д. турбокомпресора.

Допустима тривала температура газу перед турбіною дорівнює 600 ° для малих турбокомпресорів і 550 ° С - для великих. Максимально допустима (годинна) температура на 50° З вище. Моторесурс турбокомпресорів дорівнює 20 000 год.

					ВБР.142.2227ст.06.05.ПЗ		
Зм.	*Арк.*	*№ докум.*	*Підпис*	*Дата*			
Студент		Сергєєв В.С.			Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 32/48	*Літ.*	*Аркуш*	*Аркушів*
							58	21
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 32/48

5.1 Паливна система

Паливо забирається паливопідкачуючим насосом з паливного витратного бака. Для забезпечення аварійного режиму в разі виходу з ладу паливопідкачуючого насосу на останньому є байпасний трубопровід з запорним краном. Паливо нагнітається паливопідкачуючим насосом через двосекційний паливний фільтр до паливних насосів високого тиску, які в свою чергу подають це паливо, кількість якого регулюється регулятором числа обертів двигуна, під високим тиском через паливні труби високого тиску до форсунок. У разі необхідності застосовуються труби високого тиску з подвійними стінками. Завдяки їх застосуванню запобігається витік підігрітого палива в машинне відділення і розбризкування його по двигуну в разі поломки внутрішньої паливної труби високого тиску. У двигунів, оснащених паливними трубами високого тиску з подвійними стінками, у приєднувального елемента трубопроводу для відводу витоків палива можна підключити реле тиску.

Надлишкове паливо, що подається паливопідкачуючим насосом до паливних насосів високого тиску, через перепускний клапан направляється назад в паливний витратний бак. До цього трубопроводу підключений також трубопровід для відводу витоків палива від форсунок. Схема паливної системи приведена на рис 5.1

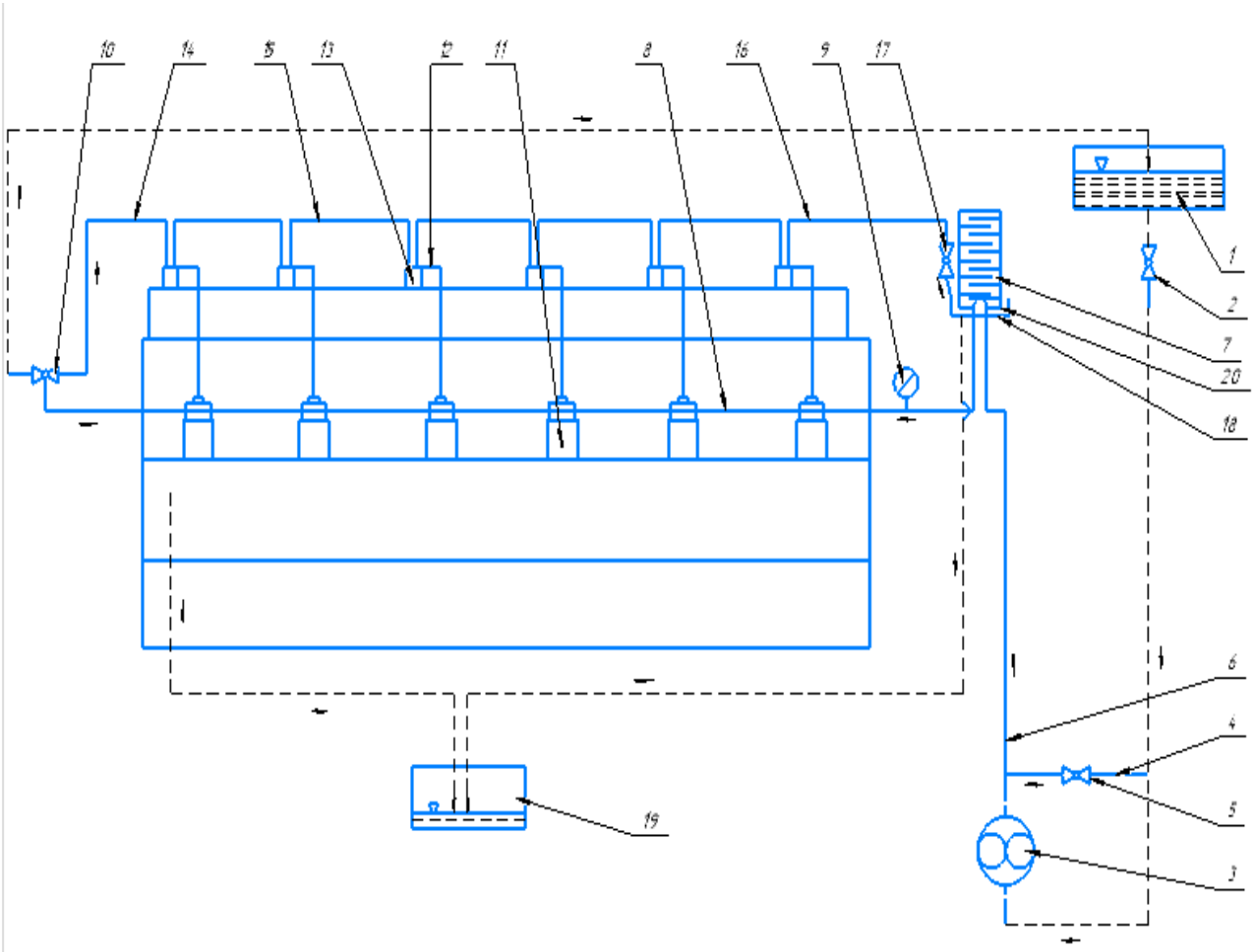


Рисунок 5.1 Робоча схема паливної системи двигуна NVD 48-2

(з паливопідкачуючим насосом і паперовим фільтром)

1. Паливний витратний бак
2. Запірний кран
3. Паливопідкачуючий насос
4. Байпасний трубопровід
5. Запірний кран
6. Трубопровід, що веде від паливопідкачуючого насоса до паливного фільтру
7. Двосекційний паливний фільтр
8. Паливний трубопровід до паливного насоса високого тиску
9. Манометр (тиск за фільтром)
10. Перепускний клапан

11. Паливний насос високого тиску
12. Паливна трубка високого тиску
13. Форсунка
14. З'єднувальний трубопровід для відводу витоків палива
15. Трубопровід для витоків палива
16. Стічний трубопровід для відведення витоків палива
17. Запірний кран
18. Чаша для уловлювання витоків палива
19. Паливний бак для складання витоків палива
20. Перемикання двосекційного паливного фільтра

Форсунка. Завдання форсунки полягає у уприскуванні палива в рабочий циліндр в тонкорозпорошеному вигляді. Відсічне паливо, необхідне для бездоганної роботи форсунки, відводиться від регулювального ковпачка в трубопровід відсічного паливо.

Форсунка розташовується в центрі кришки циліндра. Вона щільно притискається до свого сідла в кришці циліндра за допомогою скоби. Розпилювач виконаний у вигляді багато дірчастого сопла з конусоподібним сідлом і занурюючою голкою.

У двигунів, що працюють на паливі " Марине-дизель-фюль " або на важкому низькосортному паливі, форсунка додатково має пристрої для охолодження розпилювача.

Паливопідкачуючий насос являє собою шестерений насос. У двигунів, що працюють на дизельному паливі або на паливі сорту "Марине-дизель", завдання його полягає в подачі робочого палива під тиском до паливним насосам високого тиску.

Паливопідкачуючий насос за допомогою фланця кріпиться до насоса мастильного масла. Шестерні насоса виконані з косими зубами. Насос має всмоктувальні і нагнітальні клапани. Привід насоса здійснюється через подовжений приводний вал масляного насоса.

При необхідності замість простого шестерного насоса можна використовувати і подвійний шестерний насос. У цьому випадку перший ступінь насоса у двигунів, що працюють на паливі сорту "Марине-дизель", подає охолоджуюче паливо до форсунок, а другий ступінь подає робоче паливо до насосів високого тиску.

Паливний фільтр. Паливо надходить з приєднувального елемента, розташованого в нижній частині паливного фільтра, через триходовий кран в паливний фільтр і заповнює весь його корпус. При цьому забруднення, що містяться в паливі, залишаються в паперовій вставці фільтра або осідають на дні фільтра. Очіщенное паливо подається через триходовий кран в трубопровід, що веде до паливних насосів високого тиску. За допомогою триходового крана, розташованого в нижній частині фільтра, можна виробляти позмінно відключення тієї чи іншої камери фільтра з метою очищення її.

Коли дизель призначений для роботи на дизельному паливі, то двосекційний паливний фільтр прикріплений до торцю блоку циліндрів з боку насосів двигуна. Коли дизель призначений для роботи на низькосортному важкому паливі або на паливі "Марині-дизель", то двосекційний паливний фільтр встановлюється окремо від дизеля.

У нижній частині корпусу фільтра розміщуються з'єднувальні елементи для підведення і відведення палива, а також перемикаючий кран.

Верхня частина фільтра складається з двох наварених труб, службовці патронами для установки в них двофільтруючих вставок фільтра. В якості фільтруючих елементів застосовуються паперові фільтруючі вставки.

Щоб обезповітряти фільтр, в кришці його передбачаються вентиляційні різьбові пробки. Очисні отвори, розташовані в нижній частині фільтра, закриваються різьбовими спускними пробками.

У двигунів, обладнаних охолоджуваними форсунками, застосовуються два двосекційних паливних фільтра. Один з них. встановлений окремо від дизеля, служить для фільтрації робочого палива, а інший, встановлений на дизелі - для фільтрації охолоджуючого палива форсунок. Фільтри обладнані сітчасти-

ми дисками. В іншому конструкція їх відповідає конструкції двосекційних фільтрів з паперовими фільтруючими вставками.

Паливний бак. Витратний паливний бак служить для прийому палива в безпосередньої близькості двигуна. У ньому акумулюється паливо на більш тривалий час експлуатації.

Витратний бак являє собою безнапірну посудину, у якій передбачені відповідні з'єднувальні елементи. Ікала, що знаходиться на ньому, дозволяє відчитувати запас палива.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_п = 24 \cdot K_м \cdot g_е \cdot N_е$	7057,51
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_е$	0,201
	Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_е$	1330
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_м$ = 1,1…1,2	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м^3	$V = \frac{G_п}{\rho_п} \cdot K_1 \cdot K_2$	8,89
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м^3	$\rho_п$	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	K_1 = 1,01…1,05	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	K_2 = 1,03…1,05	1,04
3	Продуктивність паливопідкачувального насоса, м^3/год	$W_{пн} = \frac{K_3 \cdot g_е \cdot N_е}{\rho_п}$	0,63
	Коефіцієнт запаса подачі палива	K_3 = 1,5…2,0	2,00
4	Потужність привода паливопідкачувального насоса, кВт	$N_{пн} = \frac{W_{пн} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{пн}}$	0,16
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	K_4 = 1,1…1,5	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	η = 0,6…0,7	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м^2	$F_ф = \frac{W_{пн}}{3600 \cdot \upsilon_т \cdot K_{жп}}$	0,01
	Швидкість фільтрації, м/с	$\nu_т$ = 0,02…0,05	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп}$ = 0,2…0,3	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м^3/год	$W_{сеп} = \frac{B_{доб}}{\rho_п \cdot n \cdot \tau}$	0,38
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_е \cdot N_е$	6415,92
	Кількість сепараторів	n = 1…4	2
	Час роботи сепаратора, год	τ = 8…12	10

7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м^2	$F_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_з}$	1,16
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	$\eta_з$	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_з - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	$t_з$	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_з}$	40,50
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1...1{,}5 \cdot d_r$	23,80
		приймаємо	24,00

10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16{,}9 \cdot g_{ц\,max}^{\,0{,}303}$	16,52
		приймаємо	17,00
		$d_r = 35 + 0{,}04 \cdot (g_{ц\,max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ц\,max} = 1{,}25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	0,93
	Кількість циліндрів	i	8,00
	Частота обертання, об/хв	n	375,00
	Коефіцієнт тактності	z	2,00

11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при d_r < 10 мм 2,5-2,6 при d_r = 11…14 мм 3 при d_r = 15…20 мм 3 + 0,218(d_r-20) при dr > 20 мм	3,00
		приймаємо	3,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при D < 100 мм 0,3 при D = 105…200 мм 0,35 при D = 205…250 мм 0,4 + 0,0012(D-250) при D > 250 мм	0,48
		приймаємо	0,50
	Діаметр циліндра, мм	D	320,00
13	Кількість соплових отворів	i_c = 4…8	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	l_c = (3...4)·d_c	3,00

5.2 Система змащення

Система змащення - циркуляційна під тиском для кривошипно-шатунного механізму і для механізмів газорозподілення. Картер двигуна служить заодно збірним маслобаком. Циркуляційне мастило здійснюється шестер-

ним насос. Масляний холодильник і двосекційний фільтр мастила навішені на двигуні.

Насос мастильного масла всмоктує масло з міждонної цистерни через приймальну трубу і нагнітає його через терморегулятор, масляний холодильник, двосекційний фільтр мастильного масла і напірний трубопровід до розподільного трубопроводу, а потім до мастильних точок двигуна. Стікаюче масло збирається в картері двигуна. Головний стік масла з картера в міждонну цистерну знаходиться на стороні відбору потужності двигуна внизу нижньої частини маслоуловлювача. Допоміжний стік мастильного масла з картера двигуна розташований на стороні насосів двигуна в коробці приводу насосів. Цим забезпечується постійний стік масла і під час сильної качки судна.

Для того, щоб двигун при запуску не працював в суху, необхідне попереднє змащення його. Це здійснюється за допомогою автономного насоса прокачування мастила, що має електропривод. Він всмоктує мастило з міждонної цистерни через автономну приймальну трубу і нагнітає його до мастильних точкам двигуна. Схема системи змащення приведена на рис. 5.2

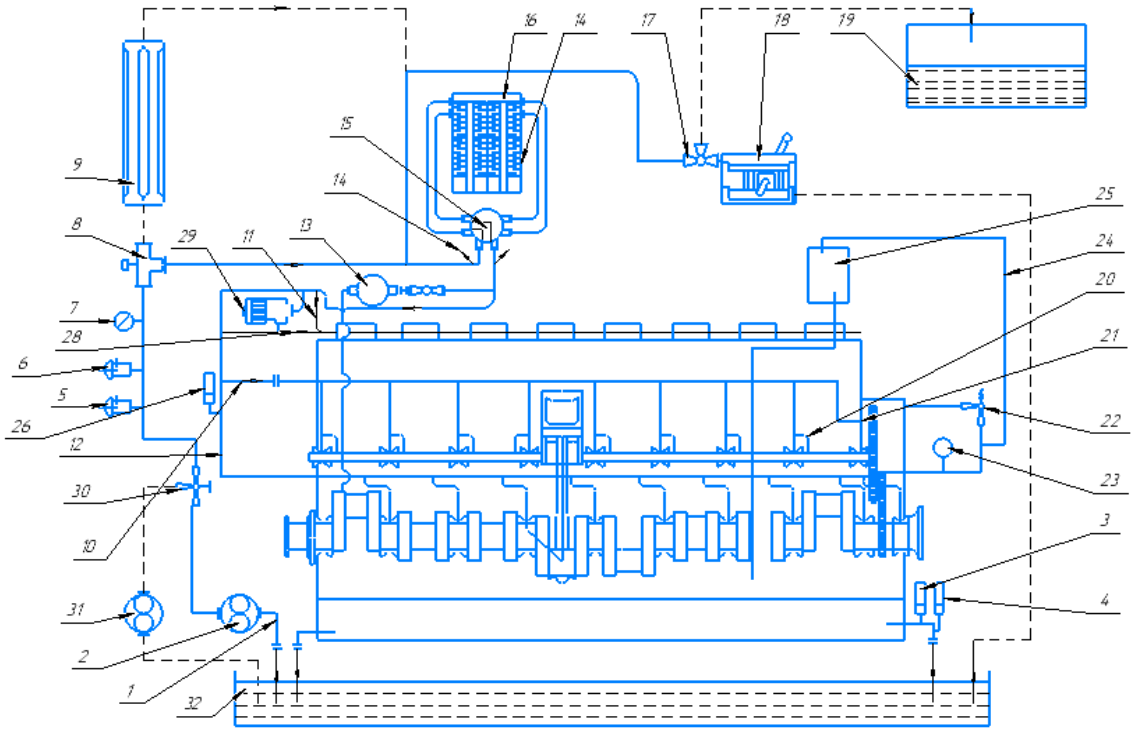


Рисунок 5.2 Схема системи мастила з цистерною мастила, розташованою під фундаментною рамою двигуна

1. Всмоктуючий трубопровід
2. Шестерний насос
3. Термометр опору для дистанційного вимірювання температури
4. Дистанційний термометр для підключення до приладового щиту двигуна (встановлюється перед холодильником мастило)
5. Реле температури, сигналізація
6. Реле температури, аварійна зупинка
7. Манометр перед фільтром
8. Регулятор температури мастильного масла
9. Холодильник мастильного масла
10. Розподільний трубопровід до підшипників розподільного валу
11. Трубопровід, що подає мастило до коромислів
12. Розподільний трубопровід до рамових підшипників колінчастого вала
13. Відцентровий фільтр
14. Повітря спуск
15. Подвійний перемикаючий кран, встановлений на двохсекційному фільтрі мастильного масла
16. Двосекційний фільтр мастильного масла
17. Триходовий кран до баку відпрацьованого масла
18. Ручний поршневий насос
19. Бак відпрацьованого масла
20. Мастило роликів штовхачів
21. Трубопровід, що веде від механізму приводу регулятора числа обертів двигуна
22. Клапан-регулятор тиску масла
23. Манометр для показання величин тиску мастильного масла за останньою точкою мастила
24. Трубопровід для подачі мастила до регулятора числа обертів двигуна
25. Регулятор числа обертів двигуна

26. Машинний термометр, встановлений на двигунах
27. Регулювальна засувка тільки у двигунах,
28. Трубопровід для подачі масла до коромисла - обладнаних прис-
29. Розподільний трубопровід строєм автоматич-
ного запуску
30. Триходовий кран для резервного режиму
31. Резервний шестерний насос
32. Піддонна цистерна мастильного масла

Ручний поршневий насос являє собою поршневий насос подвійної дії з клапанним управлінням.

Він розташований з випускного боку двигуна і служить для попереднього прокачування мастила до точок мастила двигуна, для викачування відпрацьованого масла з картера двигуна, а також для наповнення напірного бака мастильним маслом. Поршень насоса переміщається в його корпус. З кулісою поршня зчіплюється маятниковий важіль, який приводиться в дію штангою-рукояткою. Всмоктуючі і нагнітальні клапани розміщуються в корпусі насоса. Всі клапани виконані конічними.

Фільтр мастильного масла (рис. 5.3). Фільтр закріплений своїм корпусом за допомогою анкерної плити на блоці циліндрів. Двосекційний фільтр мастильного масла складається з чотирьох фільтруючих вставок фільтра, вмонтованих в його корпус в горизонтальному положенні.

Двосекційний фільтр перемикається за допомогою перемикачаючого крана, насадженого на корпус фільтра. Одна з секцій фільтра працює. Інша секція фільтра відключена і може піддаватися очищенню. До складу кожної секції фільтра входять по дві фільтруючих вставки, розташованих одна під іншою. Фільтруюча вставка складається з сітчастих дисків. Для спуску мастила в кожній секції фільтра є по одній різьбовій пробці. Для обезповітрянення фільтра служить спускний кран з прибудованим трубопроводом для випуску повітря.

Масло надходить в секцію фільтра через перемикаючий кран. Воно омиває фільтруючу вставку зовні. При протіканні масла через ситотканину їй за-

тримуються забруднення масла. Очищене масло залишає фільтр через заднє фланцеве приєднання перемикаючого крана.

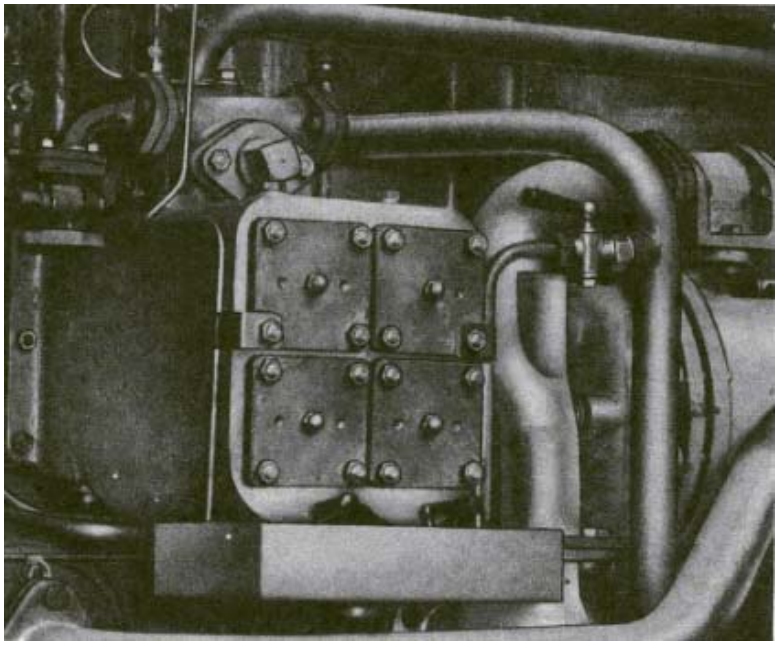


Рисунок 5.3 Двосекційний сітчастий фільтр мастильного масла, прикріплений до двигуна на стороні його вихлопу.

Масляний холодильник. В якості масляного холодильника застосовується або охолоджуваний водою масляний холодильник з турбулентними смугами, або охолоджуваний водою масляний холодильник трубчастого типу. Залежно від обумовленої в контракті на поставку дизеля компонування і схеми охолодження він може розташовуватися або на вихлопній стороні дизеля в горизонтальному положенні, або він може поставляти і встановлюватись окремо від двигуна.

Масляний бак (напірний бак мастильного масла). Завдання напірного бака мастильного масла полягає в забезпеченні подачі мастильного масла масляним насосом і у тому випадку, коли двигун знаходиться в несприятливому похилому положенні, яке може мати місце при експлуатації його в суднових умовах. Напірний бак мастильного масла являє собою безнапірну ємність, обладнану відповідними з'єднувальними елементами.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м^3/год	$W_{мн} = K_v \frac{Q_м}{c_м \cdot \rho_м \cdot \Delta t_м}$	26,241
	Коефіцієнт запасу подачі	$K\nu = 1,2\ldots1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_м = 1,67\ldots2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м^3	$\rho_м$	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_м = 5\ldots15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_м = \alpha_п \cdot g_е \cdot N_е \cdot Q_{нр}$	570749,55
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_в$	0,201
	Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_в$	1330,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_п = 10\ldots15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_п = 0,05\ldots0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700
2	Продуктивність відкачуючого насосу, м^3/год	$W_{мв} = (1,25\ldots1,3)W_{мн}$	32,802
3	Ємність маслозбірної цистерни, м^3	$V_{мц} = K_c \frac{W_{мв}}{z}$	1,07
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м^3	$K_c = 1,2\ldots1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10\ldots30$ - МОД, СОД $z = 40\ldots60$ - ВОД	40
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м^3	$V_{ст} = 0,6 \cdot V_{мц}$	0,640
5	Об'єм витратної цистерни, м^3	$V_в = (1,1\ldots1,5) \cdot V_{мц}$	1,279
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м^2	$F_м = \frac{Q_м}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	22,559
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·К)	$k = 290\ldots460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м^3/год	$W_{мс} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	0,40
	Кратність очистки масла	$m = 1,5\ldots3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8\ldots12$	8

5.3 Система охолодження

Оборотна вода, що подається відцентровим насосом, поступає через терморегулятор в теплообмінник. Терморегулятор зберігає температуру оборотної води на виході з теплообмінника приблизно постійною. З цією метою він регулює кількість води, що протікає через теплообмінник або байпасний трубопровід в залежності від температури оборотної води перед теплообмінником. У разі виходу регулятора з ладу можна керувати ним в ручну.

Охолодження оборотної води здійснюється в теплообміннику, з якого вона надходить в блок циліндрів і омиває втулки циліндрів. З блоку циліндрів оборотна вода подається в кришки циліндрів, в яких потік її направляється таким чином, щоб забезпечувалося надійне охолодження всіх клапанів і особливо форсунки.

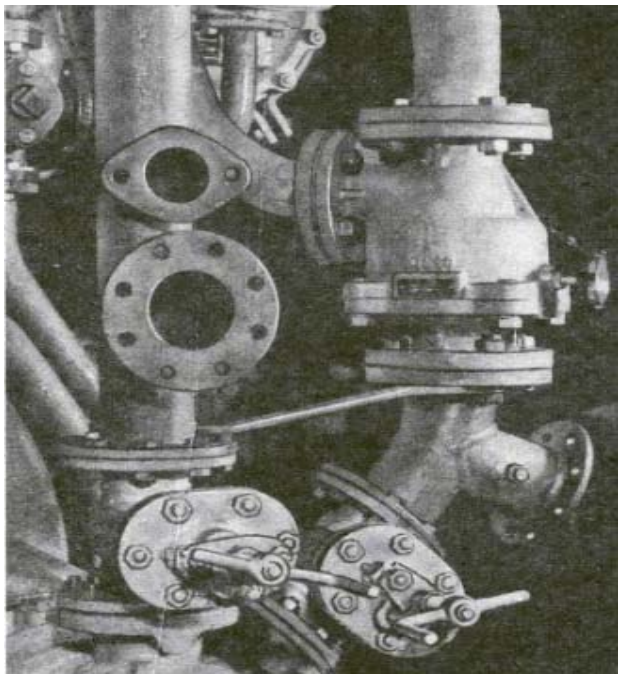


Рисунок 5.4 Двоконторний терморегулятор охолоджуючої середи, встановлений в систему трубопроводів охолодження

Через перепускну трубу, яка є по одній в кожній кришці циліндрів, оборотна вода подається в охолоджуючу порожнину коробки вихлопного клапана, охолоджуючи його, після чого вона надходить в колектор вихлопних газів (у двигунів без наддуву) або ж у збірну магістраль охолоджуючої води (у двигу-

нів з наддувом). Потім через вказівник-витратомір вона надходить назад до відцентрованого насосу. У двигунів, обладнаних газотурбонагнітачем, частина оборотної води відгалужується від блоку циліндрів для охолодження газотурбонагнітача з наступним підведенням її також в збірну магістраль охолоджуючої води.

Всмоктуючий трубопровід відцентрового насоса з'єднаний з зрівняльним баком. Для підключення резервного насоса служать крани, встановлені у всмоктуючому і нагнітальному трубопроводах відцентрового насоса. У цих же трубопроводах розташовані приєднувальні елементи для підключення пристрою попереднього підігріву охолоджуючої води.

Для аварійного режиму охолодження змонтовані додаткові крани за теплообмінником і за вказівником-витратоміром.

Температура охолоджуючої води в кожній кришці циліндрів вимірюється за допомогою термометра.

Температура охолоджуючої води на виході з двигуна у двигунів без наддуву вимірюється за допомогою термометра, встановленого в трубопроводі за двигуном, а двигунів з наддувом - за допомогою термометра, встановленого в збірній магістралі охолоджуючої води. У двигунів з наддувом додатково вимірюється температура охолоджуючої води за газотурбонагнітачем.

Тиск охолоджуючої води вимірюється манометром, що підключається до торцевої сторони двигуна на стороні газорозподілі його.

Далі є додаткові можливості підключення датчиків для дистанційного вимірювання температури охолоджуючої води на виході з двигуна і тиску охолоджуючої води. Для знеповітрювання і зневоднення системи охолоджуючої води двигуна передбачені відповідні спускові крани. Схема двоконторної системи охолодження судового дизеля приведена на рис. 5.5

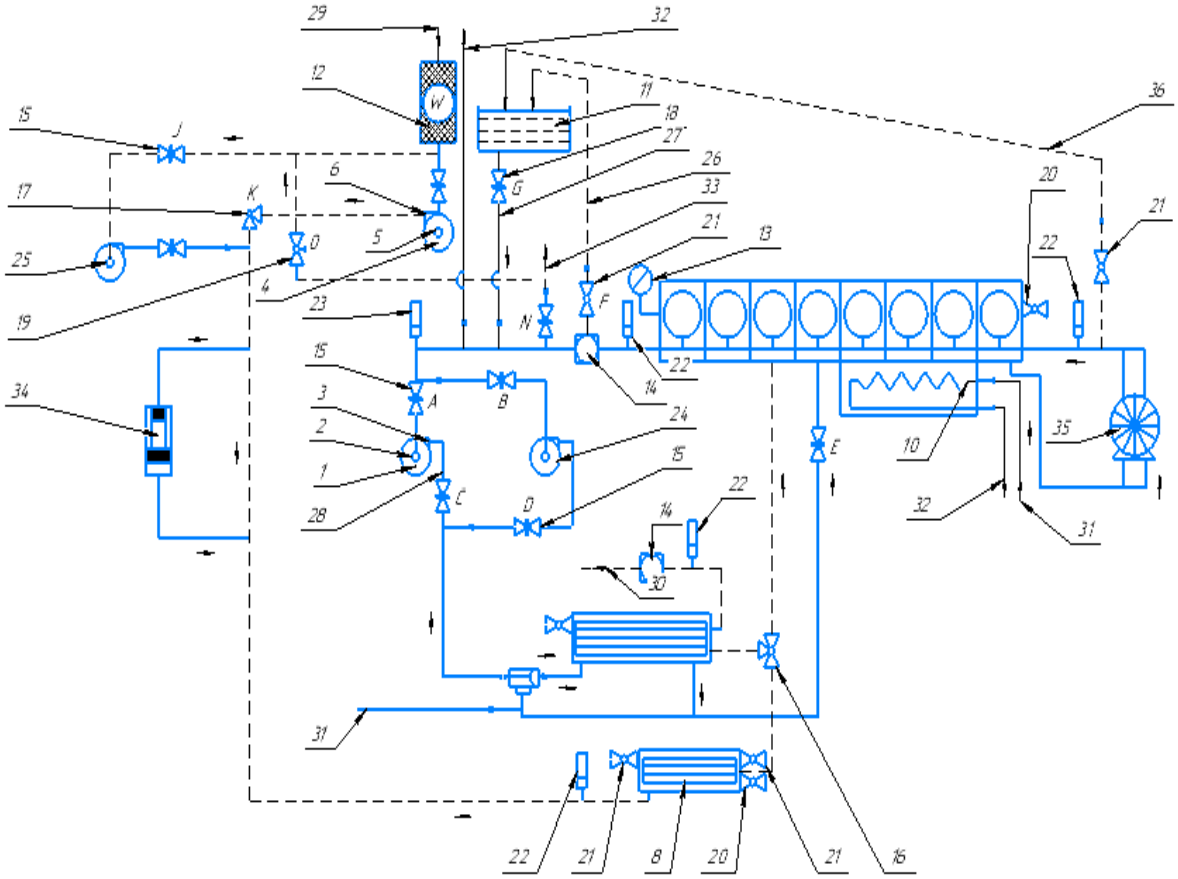


Рисунок 5.5 Робоча схема двоконторної системи охолодження судового дизеля, обладнаного газотурбонагнітачем

1. Насос оборотної води (штатний)
2. Приєднувальний елемент на всмоктуванні контуру оборотної води
3. Приєднувальний елемент на нагнітанні контуру оборотної води
4. Насос сирої або забортної води (штатний)
5. Приєднувальний елемент на всмоктуванні контуру сирої або забортної води
6. Приєднувальний елемент на нагнітанні контуру сирої або забортної води
7. Теплообмінник
8. Масляний холодильник
9. Регулятор температури охолоджуючої води
10. Підігрівальна спіраль для напірного бака мастильного масла
11. Зрівняльний бак
12. Фільтр сирий або забортної води

13. Манометр
14. Оглядове скло протоки охолоджуючої води
15. Засувка
16. Триходовий кран
17. Кутовий клапан
18. Зрівняльна засувка
19. Регулювальний клапан при аварійному охолодженні забортною водою
20. Водопровідний кран
21. Знеповітряний кран
22. Термометр
23. Дистанційний термометр
24. Насос оборотної води (резервний)
25. Насос сирої або забортної води (резервний)
26. Знеповітряний трубопровід
27. Зрівняльний трубопровід
28. Нагнітальний трубопровід, ведучий до двигуна
29. Через борт або з місця відбору сирої води
30. За борт або до місця відбору сирої води
31. Від підігрівального пристрою
32. До підігрівального пристрою
33. За борт або до місця відбору сирої води при аварійному режимі охолодження
34. Охолодження навісного компресора пускового повітря
35. Газотурбонагнітач
36. Знеповітряний трубопровід

Трубопровід прісної води, навішаний на двигуні

Трубопровід забортної або сирої води, навішаний на двигуні

Трубопровід прісної води, прокладений на судні

Трубопровід забортної або сирої води, прокладений на судні або на електростанції

Теплообмінник. В теплообміннику здійснюється зворотне охолодження оборотної охолоджуючої води. Залежно від обумовленої в контракті на поставку дизеля компонування і схеми охолодження він може розташовуватися на вихлопній стороні дизеля в горизонтальному положенні або він може поставляться і встановлюватися окремо від двигуна.

Зрівняльний бак охолоджуючої води. Завдання зрівняльного бака охолоджуючої води полягає в тому, щоб протягом більш тривалого часу тримати незмінним кількість охолоджуючої оборотної води в системі внутрішнього контуру охолодження двигуна і компенсувати зміни її об'єму внаслідок випаровування, теплового розширення і незначних витоків.

Зрівняльний бак охолоджуючої води встановлюється на рівні, що знаходиться вище всієї системи контуру оборотної охолоджуючої води. Він не входить в об'єм поставки двигуна.

Відцентровий насос для зовнішнього контуру охолоджуючої (забортної) води. Відцентровий насос прифланцований до коробки приводу насосів. Він приводиться в рух від приводної шестерні насоса, насадженої на колінчастому валу, через проміжну шестерню, Насос постачає зовнішній контур охолодження двигуна необхідною кількістю охолоджуючої води.

Притікаюча вода надходить аксіально в робоче колесо відцентрового насоса і через напірний патрубок нагнітається в систему охолодження.

Відцентровий насос для внутрішнього контуру охолодження (оборотної) води. Принцип дії і конструкція в основному ідентичні з відцентровим насосом зовнішнього контуру охолодження.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м^3/год	$W_{вк} = K_з \frac{Q_в}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_в}$	40,865
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Kз$ = 1,2…1,3	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{пв}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м^3	$\rho_{пв}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_в$ = 10…12	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_в \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	1712248,65
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_в$	0,201
	Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_в$	1330,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_в$ = 0,12…0,17	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м^3/год	$N_{вк} = 0{,}272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	5,928
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м^2	$F_0 = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	8,56
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса забортної води, м^3/год	$W_{нз} = K_з \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	50,613
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Kз$ = 1,2…1,3	1,200
	Питома теплоємність забортоної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність забортної води, кг/м^3	$\rho_{пв}$	1020,0
	Різниця температур забортної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв}$ = 5…20	10,0
5	Ємність розширювального бака, м^3	$V_{рб} = (0{,}1...0{,}15) \frac{N_e}{1000}$	0,1995

5.4 Система газообміну

Функціональна *система повітропостачання* в загальному випадку складається з таких підсистем: компресора, теплообмінників, колектора, повітроводів.

Призначенням компресора є підвищення густини повітря за рахунок стискування його і переміщення.

В теплообмінниках густина стисненого повітря змінюється за рахунок зміни його температури.

Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря у всі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Функціональна *система газовідводу* складається за таких підсистем: колекторів випускних, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів (в випадку коли великий двигун і є місце і сенс його встановлювати), глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Випускні колектори призначені для відводу із циліндрів відпрацьованих газів з максимально можливим збереженням їх енергії. При цьому вони повинні сприяти очистці циліндрів від остаточних газів.

Призначенням газових турбін є перетворення в крутний момент механічної енергії відпрацьованих в циліндрах газів.

Глушники шуму призначені для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Газоходи служать для транспортування відпрацьованих газів.

Класифікація систем

Класифікація *системи повітропостачання*:

– По числу ступенів стискання повітря – одноступінчаста;

– По числу компресорів – одно компресорна;

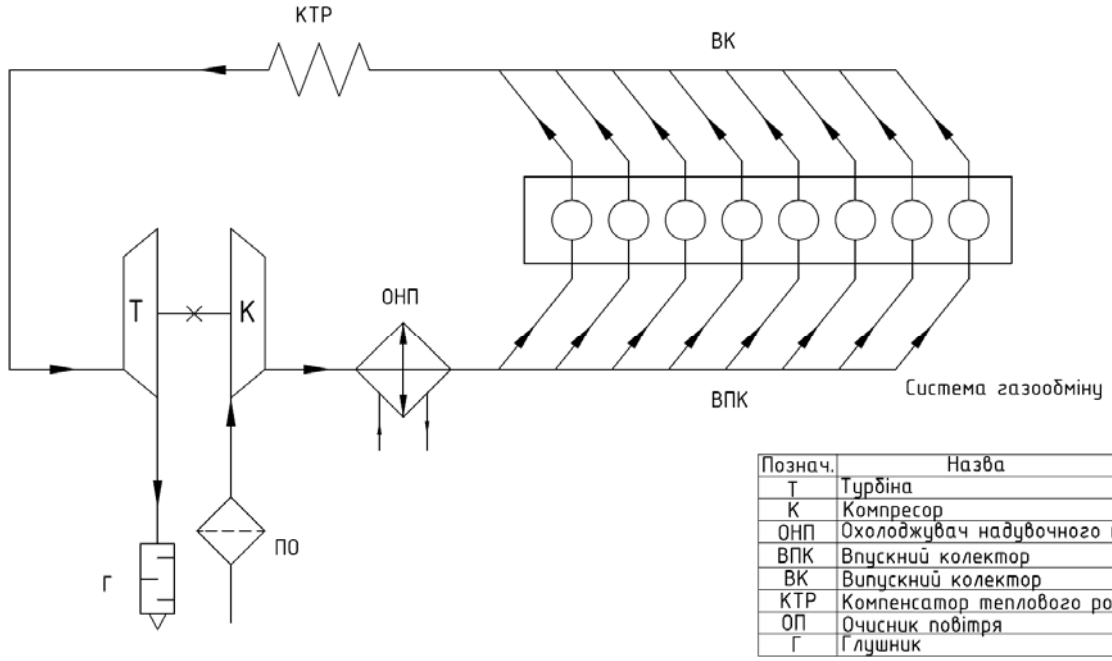
– По числу теплообмінників і їх призначенню – в системі встановлений один охолоджувач;

– По способу зміни параметрів повітря, що поступає в циліндр – регульована з регулюванням тиску наддуву.

Класифікація *системи газовідводу*:

– По глибині утилізації тепла – з помірною утилізацією;

– По наявності глушників шуму – з глушниками шуму випуску.



Познач.	Назва
Т	Турбіна
К	Компресор
ОНП	Охолоджувач надувочного повітря
ВПК	Впускний колектор
ВК	Випускний колектор
КТР	Компенсатор теплового розширення
ОП	Очисник повітря
Г	Глушник

Рисунок 5.6 – Система повітропостачання і газовідводу

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м^2	$F_{вп} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{вг}}{3600 \cdot c_{вг} \cdot p_2}$	0,216
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,153
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{вг}$ =30…45 для 4х тактних $c_{вг}$ =25…30 для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	p_2 = 30…40	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{вг}$ = 573…773	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,201
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	1330,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{вг} = \sqrt{\frac{4F_{вп}}{\pi}}$	0,524

					ВБР.142.2227ст.06.06.ПЗ		
Зм.	*Арк.*	*№ докум.*	*Підпис*	*Дата*			
Студент		Сергєєв В.С.			Охорона праці	*Літ.*	*Аркуш* 78 / *Аркушів* 5
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова	

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ

Вступ

Вже давно пройшли часи коли людина використовувала елементарні засоби праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без прав. Ще в двадцятому столітті технічний прогрес набув обертів і тепер прямує великими кроками. Нові відкриття, дослідження, їх застосування – реалії нашого часу.

Разом з технічною революцією змінилось і ставлення до працівників. Тепер це важливий елемент виробництва. Працівник став захищеним законом від свавілля і порушення його прав. Люди, що приймаються на роботу люди повинні бути ознайомлені із умовами роботи, правами й обов'язками, що вони повинні виконувати.

Ряд виробничих факторів в процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника.

При цьому на фізичний стан в першу чергу впливає середовище роботи, тобто, робоче місце, його освітлення, чистота, предмети з якими контактує працівник. Недостача одних факторів, або надлишок інших може значно вплинути на фізичний стан працівника.

Оскільки робота – засіб утвердження в суспільстві, то на психологічний стан в першу чергу впливає сам предмет праці, чи відповідають умови праці вимогам працівника, чи задовольняє потреби заробітна плата… Зміст праці повинен відповідати внутрішнім потребам працівника.

Соціальний аспект умов праці визначений організацією праці та її характером. Вони включають в собі такі чинники, як ритм роботи, її одноманітність, повторюваність, працю вночі тощо. При зростаючій швидкості і складності виробничих процесів збільшується робоче навантаження на кожного працюючого. Саме це навантаження обумовлює необхідність скорочення тривалості робочого

часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

Під охороною праці розуміється сукупність заходів щодо створення безпосередньо в процесі роботи нормальних і безпечних технічних і санітарно–гігієнічних умов для всіх працюючих. Основним законом, що гарантує право громадян на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. В ст. 43 записано: „Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується", „Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом",. Кожен, хто працює, має право на відпочинок (ст. 45 Конституції України). Та ще ряд положень і законів, що регламентують умови праці, права та обов’язки сторін.

Охорона праці пов'язана з різними галузями науки, такими, як медицина, токсикологія, фізіологія, біологія, біохімія, хімія, механіка, електротехніка, фізика, психологія, епідеміологія, правознавство, а в останні десятиріччя з'явилась нова наука — ергономіка, що вивчає методи взаємодії техніки і людей. Традиційно вважалось, що людина повинна пристосуватись до роботи. Використовувався навіть термін «адаптація на робочому місці». Ергономіка розробляє досить ефективні заходи щодо адаптації праці до людини, внаслідок чого працівник ставиться у можливо найсприятливіші умови по виконанню функціональних завдань.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки . Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов’язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

Необхідні міри для уникнення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигуна

Перед початком роботи треба:

– упорядкувати свій одяг;

– перевірити інструменти та прилади на справність;

– переконатись що нічого не заважає роботі;

– переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;

– переконатись в достатній вентиляції приміщення в якому робиться обслуговування.

Під час роботи треба:

– треба помити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;

– бути уважним і виконувати тільки визначену роботу;

– звертати увагу на звукові або світлові сигнали;

Після закінчення роботи треба:

– прибрати за собою місце;

– витерти інструмент від забруднень;

– покласти все на свої місця;

Вимоги безпеки в аварійних випадках:

– при роботі з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, іскріння, перегрів, негайно відключити інструмент від мережі;

– при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;

– пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

ВИСНОВОК

В даній роботі розглянуто двигун типу 8ЧН 32/48 та можливий варіант модернізації турбокомпресору, який встановлено в двигуні.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 4 розділі було розраховано та спроектовано турбокомпресор. Запропонований турбокомпресор має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун автоматизований.

В розділі «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 8ЧН 32/48.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. **Возницкий И.В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.

2. **Возницкий И.В., Пунда А.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.

3. **Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А.** Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.

4. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.

5. **Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.

6. **Возницкий И.В.** Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.

7. **Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.

8. **Кузьменко В.К.** Охрана труда в судостроении. – Л.: Судостроение, 1990. – 250 с.

9. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.