

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідуючий кафедрою ДВЗУ та ТЕ

д.т.н., професор

Тимошевський Б.Г.

« ____ » _____ 2022 р.

ВИПУСКНА БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Тема роботи: Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 32/44
(MAN 6L32/44)

(Design of the marine engine 6ЧН 32/44 (MAN 6L32/44))

Виконав

Дядюн О.І.

_____ підпис

Керівник

Наливайко В.С.

_____ підпис

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗУ та ТЕ
_____ д.т.н. проф. Тимошевський Б.Г.
“ _____ ” _____ 2022 р.

Завдання

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

Тема роботи: «Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 32/44 (MAN 6L32/44)»

машинобудівного інституту НУК № _____ від « _____ » _____ 2022 р.

Виконавець: студент групи 5221з Дядюн Олександр Іванович

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 і 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 3360 кВт та 720 об/хв.

В якості базового був обраний двигун 6ЧН 32/44, який виробляється фірмою MAN B&W. 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 відцентровий насос. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Бакалаврська робота виконана українською мовою на 100 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

					ВБР.142.5221з.02.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.5221з.02.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Дядюн О.І.				Опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН 32/44		Літ.	Аркуш	Аркушів
								6	10
Керівник	Наливайко В.С.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 6ЧН 32/44

Дизельний двигун 6ЧН 32/44 (MAN 8L32/44) шестициліндровий, рядний, чотирьохтактний двигун, який має по чотири клапани на один циліндр, водяного охолодження, з газотурбінним наддувом. Область застосування: морський транспорт.

Класифікація двигуна:

За способом здійснення робочого циклу: чотирьохтактний.

За способом дії: простого.

За кількістю циліндрів: багатociліндровий.

По розташуванню циліндрів: однорядний з вертикальним розташуванням циліндрів в одній площині.

За ступенем стиснення: високого стиснення.

За родом застосовуваного палива: легке та важке дизельне паливо.

За способом наповнення робочого циліндру: з наддувом.

За способом сумішоутворення: з внутрішнім сумішоутворенням.

По конфігурації камер згоряння (КЗ): з неподіленими односмуговими КЗ.

За способом займання палива: з самозапаленням впорскуючого в КЗ палива.

По можливості зміни напрямку обертання колінчастого валу: не реверсивний.

По частоті обертання колінчастого вала: середньообертовий.

По швидкості переміщення поршня: середньої швидкохідності 7...10 м/с.

Суднові двигуни MAN відрізняються високою потужністю поряд з мінімальною витратою палива. Їх переваги полягають насамперед у оптимальним виходом потужності, поряд з компактними розмірами. Всі двигуни відповідають вимогам діючих норм токсичності ВГ.

Фактично двигун 6ЧН 32/44 представляє новітні технології в області середньообертових двигунів.

					ВБР.142.5221з.02.01.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Габаритні розміри двигуна:

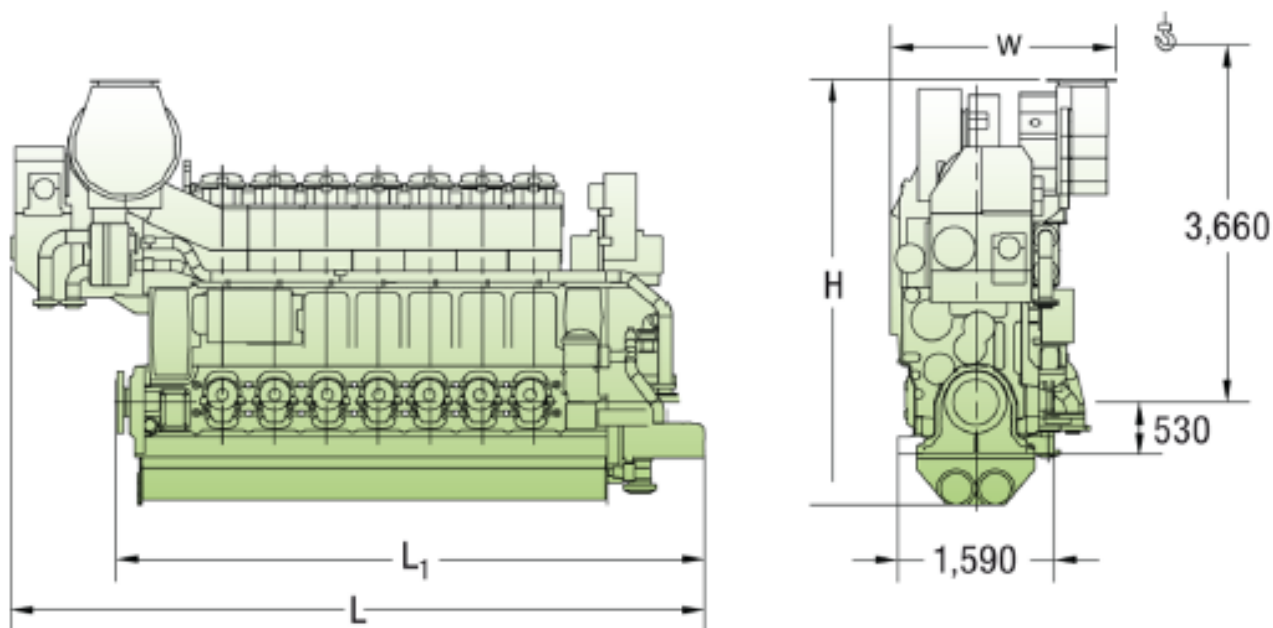


Рисунок 1.1 – Габаритні розміри двигуна 6ЧН 32/44

L - довжина двигуна без урахування модуля; L_1 - довжина двигуна з урахуванням модуля; W - ширина двигуна з урахуванням модуля; H - повна висота двигуна (з урахуванням модуля).

Значення габаритних розмірів:

- $L = 7,984$ м;
- $L_1 = 6,937$ м;
- $W = 2,359$ м;
- $H = 4,369$ м.

На рис. 1.2 зображено поперечний розріз двигуна. На підставі цього перетину розглянемо основні елементи його конструкції.

Основна конструкція двигуна складається з остову, деталей руху і розподільчого механізму.

Остов

Остов складається з блок-картеру і кришки циліндрів. Знизу блок-картер закривається піддоном. Циліндри двигуна виконано у вигляді блоку, що складає одне ціле з верхньою частиною картера.

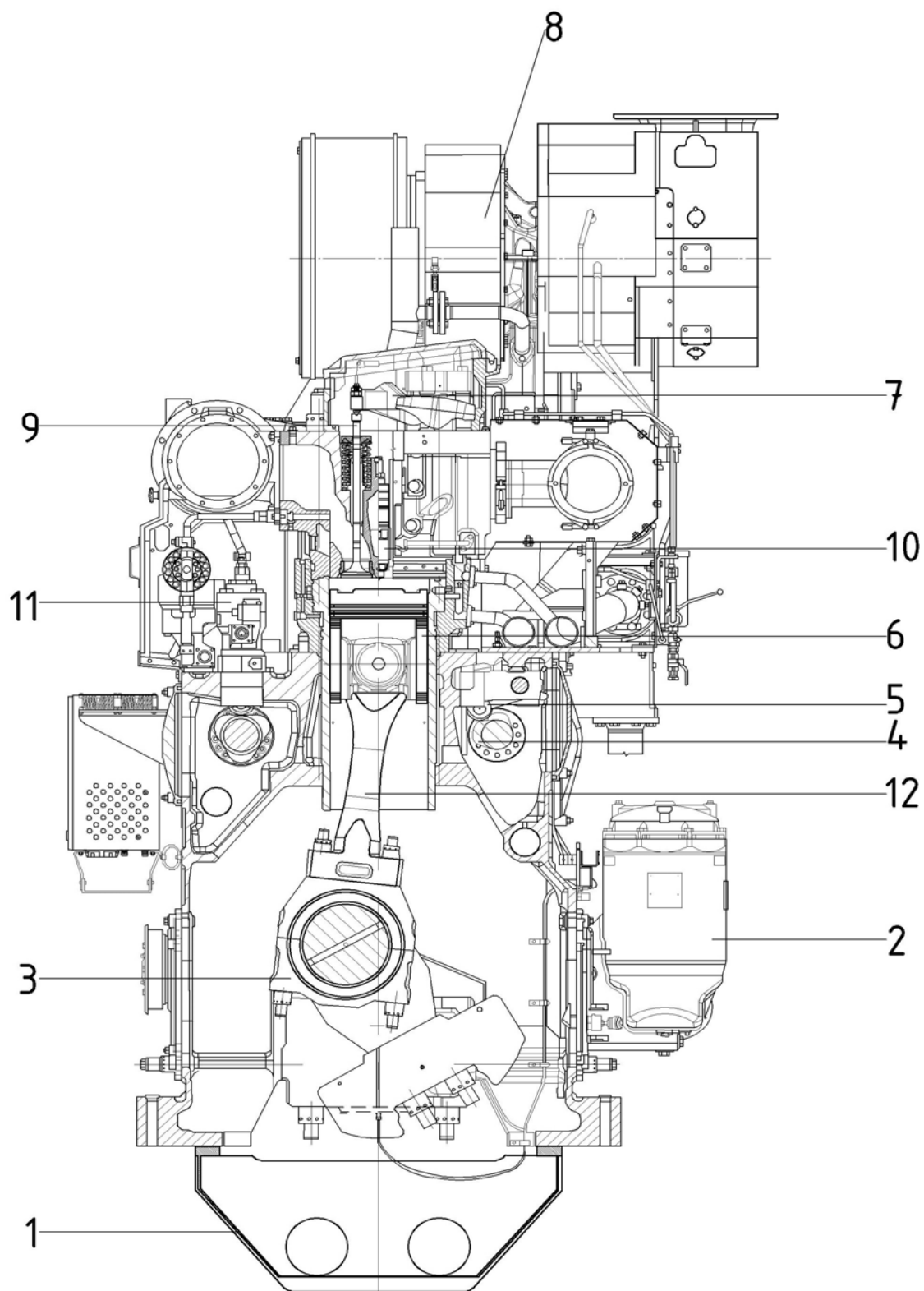


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 32/44:

- 1 – піддон; 2 – автоматичний масляний фільтр; 3 – кришка підшипника;
 4 – розподільчий вал; 5 – штовхач; 6 – поршень; 7 – коромисло;
 8 – турбокомпресор; 9 – клапан випускний; 10 – форсунка; 11 – ПНВТ;
 12 – шатун

					ВБР.142.5221з.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Блок-картер вилитий з нержавіючої сталі. Оскільний блок має верхню плиту, в розточках якої встановлюються гільзи циліндрів. По контуру водяної сорочки є бобишки для шпильок кріплення головок циліндрів (котрих вісім).

Втулки циліндрів двигуна (рис. 1.3) виконані у вигляді легкоз'ємних мокрих гільз, відлитих із спеціального зносостійкого чавуну.

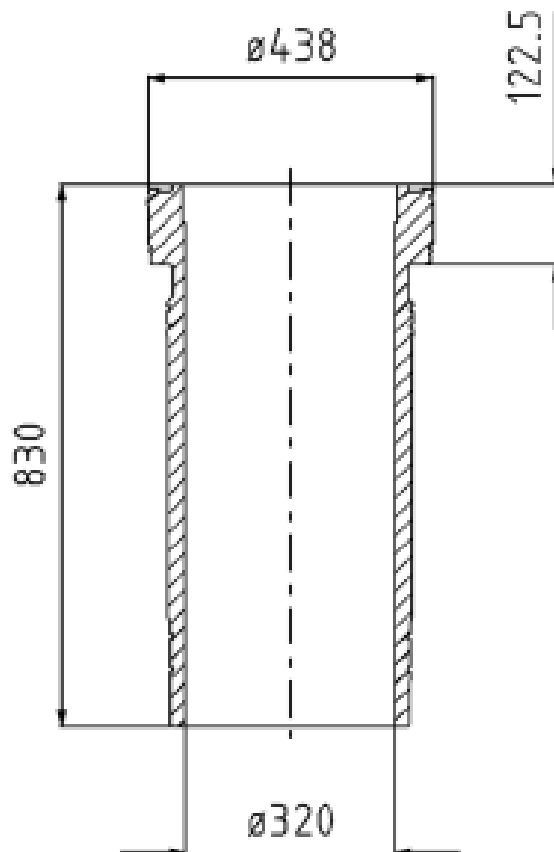


Рисунок 1.3 – Втулка циліндра двигуна 6ЧН 32/44

Гільзи ущільнена в нижній частині двома гумовими кільцями круглого поперечного перетину, що знаходяться в канавках на зовнішній поверхні гільзи.

Кришки циліндрів (рис. 1.4) зроблені роздільними, кришка на кожен циліндр. Кришки мають канали для входу повітря та виходу газів в кожен циліндр. Крім того кришка має порожнини для проходження охолоджуючої води. Кришку виливають з алюмінієвого сплаву.

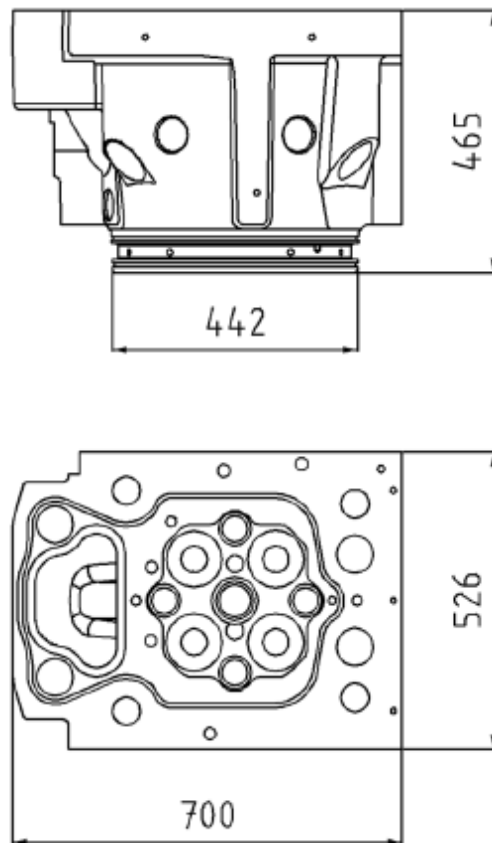
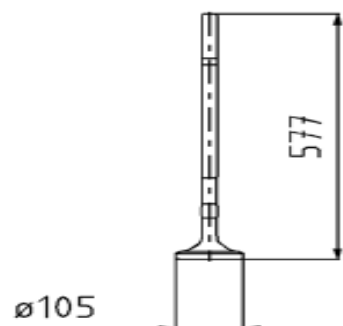
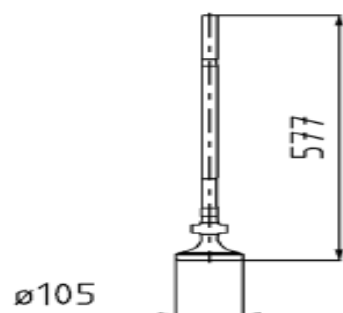


Рисунок 1.4 – Кришка циліндрів двигуна 8ЧН 32/44



Впускний клапан



Випускний клапан

Рисунок 1.5 – Впускний та випускний клапани двигуна 6ЧН 32/44

					ВБР.142.5221з.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

Механізм руху

Є тронковий, центральний, кривошипно-шатунний механізм руху.

Колінчастий вал

Колінчастий вал цільнокований і збалансований протитовагами.

Колінчастий вал на десятих опорах з великою робочою поверхнею як шатунових, так і корінних підшипників, внаслідок цього питомі навантаження на підшипники порівняно невеликі. Шатунові і корінні шийки порожнисті. Через порожнини рухається масло. Порожнини в шатунових шийках закриті пробками. Ці порожнини служать для видалення продуктів зносу з масла, що поступає на шатунові шийки. Через середини бокових поверхонь кожної шийки виходять невеликі циліндричні отвори, через які забезпечується рух масла і змащення підшипників. Кривошипи валу мають кут заклинювання 80° . Маховик відлитий з сірого чавуну (див. рис.1.6).

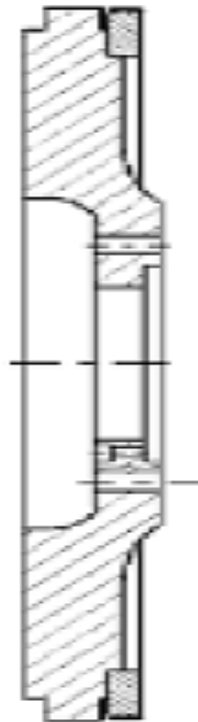


Рисунок 1.6 – Маховик двигуна 6ЧН 32/44

Підшипники валу

Корінні підшипники є підвісними. Вони встановлені на середніх опорах. Кришки підшипників виготовлено з ковкого чавуну. Посередині корінних під-

					ВБР.142.5221з.02.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

шипників є отвір, через який подається мастило до підшипників з каналу в постелі блоку. Отвори в шатунових вкладишів співпадають з отворами в шатунах. Для збереження взаємозамінності і попередження помилок при встановленні нових вкладишів на всіх корінних і шатунових вкладишах зроблені отвори.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників - тонкостінні, сталеві, з тонким шаром антифрикційного сплаву на алюмінієвій основі.

Шатуни (див. рис.1.7). Мають з'ємну нижню голівку з прямим розрізом.

Стрижні шатунів – круглого поперечного перерізу.

Кришка нижньої голівки шатуна має плоский роз'єм, кріпиться чотирма призонними болтами.

Верхня головка шатуна має запресовану втулку з антифрикційної олов'янистої бронзи.

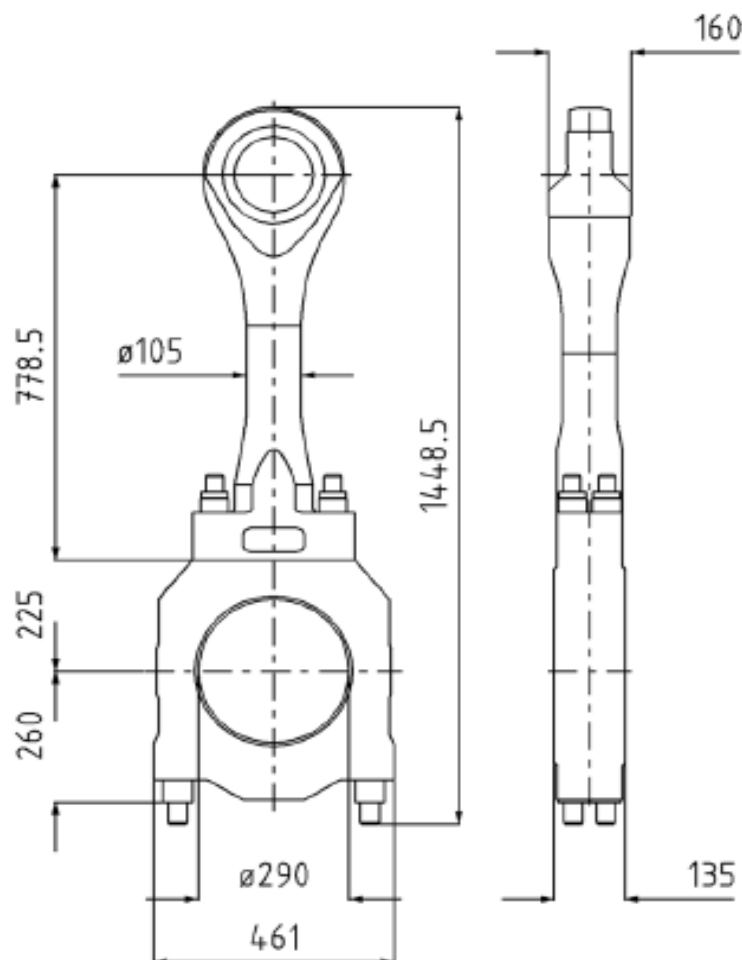


Рисунок 1.7 – Шатун двигуна 6ЧН 32/44

Через отвір, просвердлений в стержні шатуна, підводиться масло для змащення поршневого підшипника шатуна і охолодження поршня.

Поршень. Виготовлений суцільним. В головці поршня зроблена камера ЦНІДІ. Поршень охолоджується через нижню поверхню струменем масла з верхньої головки шатуна. На внутрішній поверхні поршня є бобишки для утримування пальця. Поршневий палець плаваючого типу, для недопущення зсувів палець фіксується стопорними кільцями. Паливо уприскується через форсунку 10 закритого типу з п'ятьма отворами в розпилювачі. Чотири отвори скеровані на стінки камери у поршні, а п'ята подає паливо на кромку камери, щоби його частина надходила у простір над поршнем. Це робиться для забезпечення якісного спалаху суміші. Поршень відлитий з алюмінієвого сплаву.

Поршневі кільця

Комплект поршневих кілець складається з чотирьох хромованих компресійних кілець і чотирьох хромованих мастилоз'ємних кілець з розширювачами.

Механізм газорозподілу

Під час роботи двигуна колінчатий вал через шестерні (див. рис.1.8) обертає розподільчий вал, що має кулачки 4. У потрібний момент кулачок підходить до штовхача 5, підіймає його, штангу і коротке плече коромисла 7. При цьому коромисло повертається навколо осі і довгим плечем натискає на стрижень клапана 9, додатково стискаючи пружину і відкриває клапан. Закривається клапан під дією цієї ж пружини.

Кожен циліндр має чотири клапана – два впускних і два випускних.

Привід клапанного механізму від розподільного валу до клапанів складається з штовхача, штанги і коромисла з гвинтом для регулювання зазору. Штанги з дюралюмінію із сталевими загартованими наконечниками розташовані в тонкостінних кожухах - трубах, які ущільнені по кінцях кільцями з маслостійкої гуми. По цих трубах в піддон зливається масло, що витікає з підшипників коромисел. Чавунні направляючі штовхачів клапанів виготовлені у вигляді окремих втулок і встановлені в приливах верхньої плити картера.

					ВБР.142.5221з.02.01.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

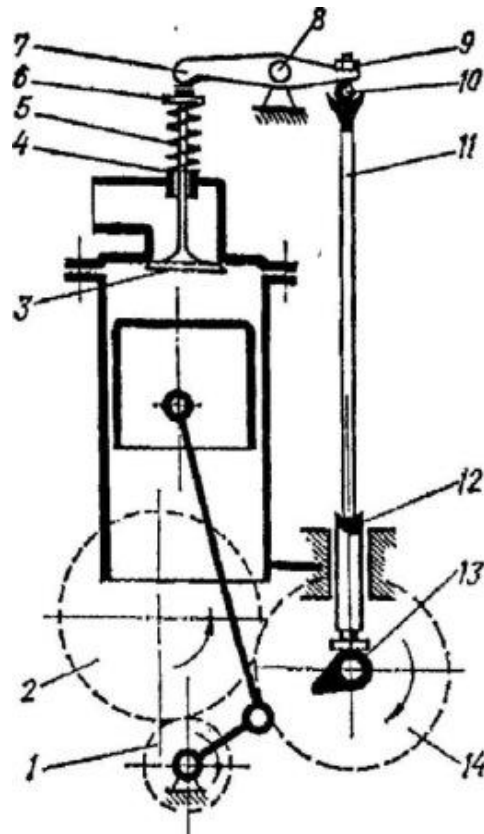


Рисунок 1.8 – Схема клапанного механізму газорозподілу:

1 – шестерня колінчастого вала; 2 – проміжна шестерня; 3 – клапан;
 4 – направляюча втулка; 5 – пружина; 6 – упорна тарілка; 7 – коромисло;
 8 – вісь коромисла; 9 – контргайка; 10 – регулюючий гвинт; 11 – штанга;
 12 – голка штанги; 13 – кулачок розподільного вала; 14 – шестерня розподільного вала.

Розподільний вал виконаний з вибіленого чавуну, що забезпечує високу зносостійкість пари кулачок-штовхач. Сідла клапанів виготовлені з легованого чавуну високої твердості, що витримує високу температуру і ударні навантаження. Направляючі втулки клапанів виконані з металокераміки з високими зносостійкими властивостями. Матеріал клапанів – жаростійка сталь, фаски тарілок випускних клапанів наплавлені жаростійким сплавом.

Всі відповідальні поверхні, що піддаються зносу (кулачки розподільного валу, наконічники штанг штовхачів, штовхачі, коромисла, регулювальні гвинти коромисел і та ін.), виготовлені із спеціальних матеріалів і піддані термічній обробці.

					ВБР.142.5221з.02.02.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Студент		Дядюн О.І.			Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 32/44		Літ.	Аркуш	Аркушів	
								16	14	
Керівник		Наливайко В.С.					НУК ім. адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 32/44

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 згоряння 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.

					ВБР.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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. Гріневцьким 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 дослідженні побудованого двигуна;

					ВБР.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- 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 T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 16,3$ [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 P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,153$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,41$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

					ВБР.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{т.ад} = 0,95$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту задають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,93$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 800$ 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 Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4-тактних двигунів $Z = 0,5$.

					ВБР.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 4,2$.

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

2.4 Результати теплового розрахунку

1. Расчёт процесса наполнения

2.1 Температура воздуха за компрессором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 514.297$$

2.2 Температура воздуха в ресивере, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 308.957$$

2.3 Темпартура воздуха в конце наполнения, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 347.074$$

2.4 Давление воздуха в ресивере двигателя

$$P_s := P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.416$$

2.5 Давление в конце наполнения, МПа

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0.387$$

2.6 Коэффициент наполнения

$$\eta_H := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.848$$

3. Расчёт процесса сжатия

3.1 Регрессионное уравнение для расчёта средней изохорной мольной удельной теплоёмкости воздуха, кДж/(кмоль*К)

$$c'_v \leftarrow 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Регрессионное уравнение для расчёта средней изохорной мольной удельной теплоёмкости отходящих газов, кДж/(кмоль*К)

$$c_{v}^{\text{ср}} \leftarrow 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Определение коэффициентов уравнении регрессии для теплоёмкости смеси газов в цилиндре в конце процесса сжатия

$$c_{vc}^{\text{ср}} \leftarrow \frac{\gamma_r \cdot c_v^{\text{ср}} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c_v^{\text{г}}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} \leftarrow a_{vc} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.00252$$

$$a_{vc} = 19.282$$

3.4 Показатель политропы сжатия



$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot \left(1 + \varepsilon^{n_1 - 1}\right)} \quad n_1 = 1.361$$

3.5 Давление в конце сжатия, МПа

$$P_c := P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 17.251$$

3.6 Температура в конце сжатия, К

$$T_c := T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 949.478$$

4. Расчёт процесса сгорания

4.1 Количество воздуха, поступающего в цилиндр кмоль/кг

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.065$$

4.2 Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0297$$

4.3 Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0286$$

					ВЕР.142.52213.02.02.ПЗ	Архив
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.4 Доля топлива, выгоревшая до точки z

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.959$$

4.5 Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.027$$

4.6 Удельная изохорная средняя теплоёмкость в точке z, кДж/(кмоль*К)

$$c_{vz}^* \leftarrow \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c_{vz}^* + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c_v^*}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} \leftarrow a_{vz} + b_z \cdot T$$

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

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

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



$$a_{vz} = 19.8178$$

$$b_z = 0.00301$$

4.7 Определение коэффициентов уравнения регрессии для теплоёмкости рабочего тела в точке b кДж/(кмоль*К)

$$c_{vb}^* \leftarrow \frac{(m + \gamma_r) \cdot c_{vb}^* + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c_v^*}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} \leftarrow a_{vb} + b_b \cdot T$$



$$a_{vb} = 19.83998$$

$$b_b = 0.003027$$

4.8 Определение температуры в точке z, К



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c_{vz}^* + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c_{vz}^* + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c \leftarrow \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c_{pz}^* \cdot T_z$$

решение: $T_z = 1.906 \times 10^3$

4.9 Максимальное давление в цилиндре, МПа

$$P_z := \lambda \cdot P_c \quad P_z = 20.702$$

5. Расчёт процесса расширения

5.1 Степень предварительного расширения

$$\rho := \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad \rho = 1.719$$

5.2 Степень последующего расширения

$$\delta := \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 9.484$$

5.3 Определение показателя политропы расширения и температуры рабочего тела в точке b, К.

$$n_2 \leftarrow \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{uz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{ub} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$



$$T_b \leftarrow T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad n_2 = 1.274 \quad T_b = 1.028 \times 10^3$$

5.4 Давление в конце процесса расширения, МПа

$$P_b := \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 1.178$$

6. Определение индикаторных показателей цикла

6.1 Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа

$$P'_i := \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 2.892$$

6.2 Действительное среднее индикаторное давление, МПа

$$P_i := P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.834$$

6.3 Удельный индикаторный расход топлива кг/(кВт ч)

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0.164$$

6.4 Индикаторный КПД

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.515$$

7. Определение эффективных показателей

7.1 Среднее эффективное давление, МПа

$$P_e := P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.636$$

7.2 Эффективный КПД

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.479$$

7.3 Удельный эффективный расход топлива кг/(кВт ч)

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m} \quad g_e = 0.176$$

7.4 Эффективная мощность двигателя

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 3.36 \times 10^3$$

7.5 Погрешность определения эффективной мощности

$$\Delta N := \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.012\%$$



Вывод = "Ошибка не превышает допустимую(0,5%)"

Допустимая погрешность определения эффективной мощности не должна превышать 0,5%.

8. Расчёт баланса мощности турбины и компрессора

8.1 Определение расхода воздуха двигателем, кг/ч

-Газовая постоянная воздуха $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R_{\text{воз}} := 287$$

$$G_{\text{воз}} := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 5.322$$

8.2 Расход газов через турбину, кг/ч

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

$$G_t = 5.486$$

8.3 Давление газов перед турбиной, МПа

$$P_r := \psi_t \cdot P_k$$

$$P_r = 0.32$$

8.4 Температура газов, К

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

$$T_t = 776.639$$

8.5 Количество рабочего тела, кмоль/кг

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

$$M_s = 1.097$$

8.6 Газовая постоянная для отходящих газов, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

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

$$R_t = 287.39$$

8.6 Показатель адиабаты для отходящих газов

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)}$$

$$k_t = 1.375$$

8.9 Степень повышения давления воздуха в

$$\Pi_k := \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t,m} \cdot \eta_{t,ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$$

$$\Pi_k = 4.2$$

8.10 Расчётное давление наддува, МПа

$$P_{kd} := \Pi_k \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.42$$

8.11 Погрешность определения давления наддува

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

$$\Delta P_k = 4.558 \times 10^{-3} \%$$



Вывод = "Ошибка по Pk не превышает допустимую(0.5%)"

Погрешность определения давления наддува не должна превышать 0,5%.

					ВБР.142.52213.02.02.ПЗ	Архив
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 $v/v_c = \varepsilon_x$ - 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	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,274
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	17,251
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	20,702
Ступінь попереднього розширення ρ	1,719
Ступінь стиснення ε	16,3

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	20,70	
1,00	17,25	20,70
1,72	8,25	20,70
2,45	5,10	13,19
3,18	3,58	9,47
3,91	2,70	7,28
4,64	2,14	5,85
5,36	1,75	4,86
6,09	1,47	4,13
6,82	1,26	3,58
7,55	1,10	3,14
8,28	0,97	2,79
9,01	0,87	2,51
9,74	0,78	2,27
10,47	0,71	2,07
11,20	0,64	1,90
11,93	0,59	1,76
12,65	0,55	1,63
13,38	0,51	1,52
14,11	0,47	1,42
14,84	0,44	1,33
15,57	0,41	1,25
16,30	0,39	1,18
16,30		0,39

Індикаторна діаграма

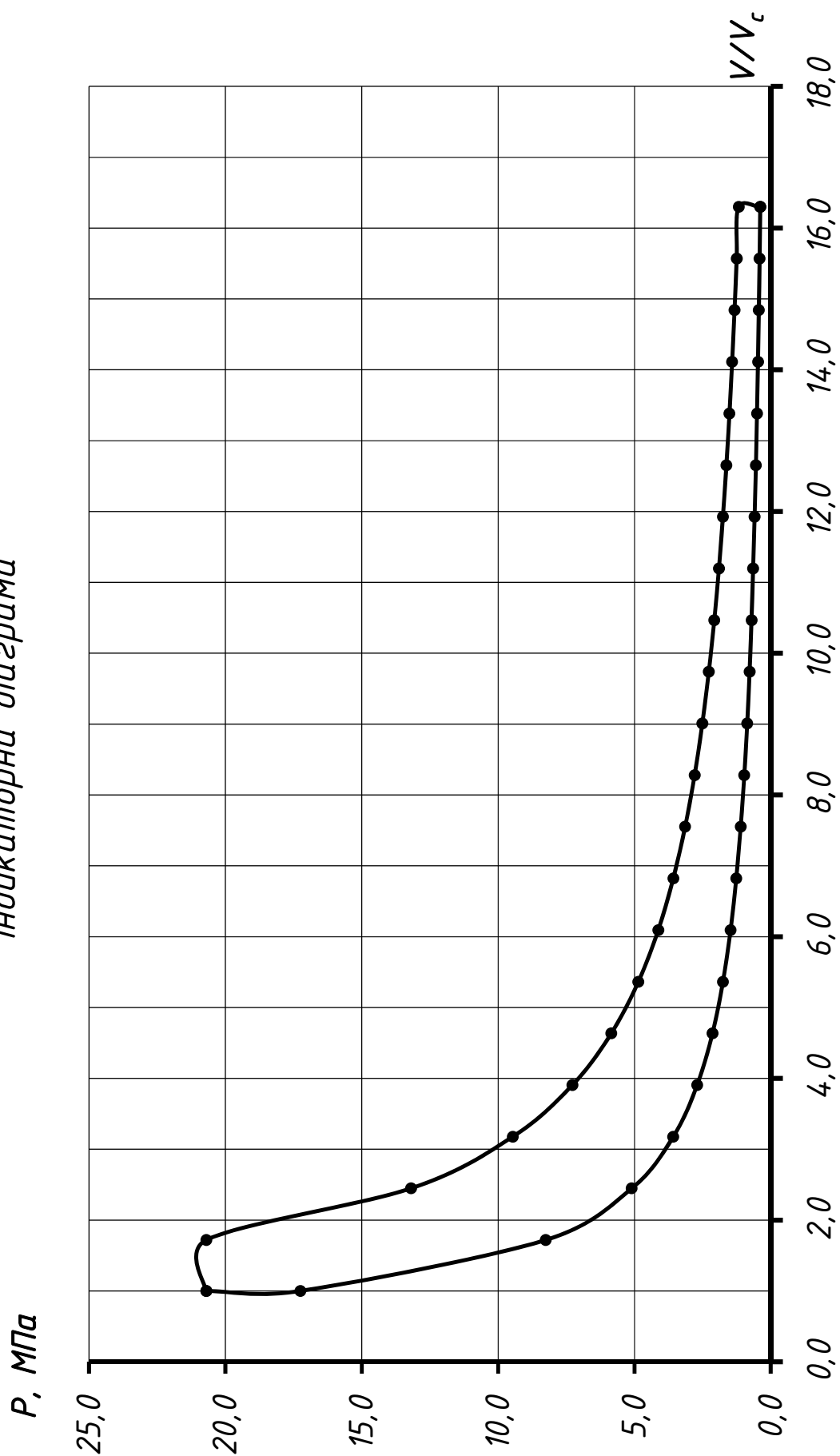


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

					ВБР.142.5221з.02.03.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
Студент		Дядюн О.І.				Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ЧН 32/44				Літ.	Аркуш	Аркушів		
												31	8	
Керівник		Наливайко В.С.								НУК ім. адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 3

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 32/44

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

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

Сила інерції оберткових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

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

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:

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

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.3

					ВБР.142.5221з.02.03.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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	720
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	20,702
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,387
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,42
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	200
Радіус кривошипа	м	r	0,22
Ступінь стиснення		ϵ	16,3
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,274
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,719
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4200	-3,8422	-3,4222	0,0000	-3,4222	0,0000
10	0,4200	-3,7508	-3,3308	-0,1366	-3,2564	-0,7129
20	0,4200	-3,4831	-3,0631	-0,2478	-2,7936	-1,2805
30	0,4200	-3,0589	-2,6389	-0,3128	-2,1290	-1,5904
40	0,4200	-2,5087	-2,0887	-0,3193	-1,3948	-1,5872
50	0,4200	-1,8708	-1,4508	-0,2652	-0,7294	-1,2818
60	0,4200	-1,1875	-0,7675	-0,1591	-0,2460	-0,7442
70	0,4200	-0,5012	-0,0812	-0,0183	-0,0106	-0,0826
80	0,4200	0,1496	0,5696	0,1348	-0,0339	0,5843
90	0,4200	0,7336	1,1536	0,2774	-0,2774	1,1536
100	0,4200	1,2292	1,6492	0,3903	-0,6708	1,5564
110	0,4200	1,6252	2,0452	0,4611	-1,1328	1,7641
120	0,4200	1,9211	2,3411	0,4853	-1,5908	1,7848
130	0,4200	2,1256	2,5456	0,4653	-1,9927	1,6509
140	0,4200	2,2539	2,6739	0,4088	-2,3111	1,4056
150	0,4200	2,3253	2,7453	0,3255	-2,5402	1,0908
160	0,4200	2,3591	2,7791	0,2248	-2,6884	0,7393
170	0,4200	2,3720	2,7920	0,1145	-2,7695	0,3721
180	0,3870	2,3750	2,7620	0,0000	-2,7620	0,0000
190	0,3899	2,3720	2,7619	-0,1132	-2,7396	-0,3681
200	0,3988	2,3591	2,7579	-0,2231	-2,6679	-0,7336
210	0,4144	2,3253	2,7397	-0,3248	-2,5351	-1,0886
220	0,4380	2,2539	2,6919	-0,4115	-2,3266	-1,4151
230	0,4716	2,1256	2,5971	-0,4747	-2,0330	-1,6844
240	0,5183	1,9211	2,4394	-0,5056	-1,6576	-1,8597
250	0,5829	1,6252	2,2081	-0,4979	-1,2231	-1,9047
260	0,6731	1,2292	1,9023	-0,4503	-0,7737	-1,7952
270	0,8008	0,7336	1,5345	-0,3690	-0,3690	-1,5345
280	0,9863	0,1496	1,1359	-0,2689	-0,0675	-1,1653
290	1,2641	-0,5012	0,7629	-0,1720	0,0993	-0,7758
300	1,6969	-1,1875	0,5094	-0,1056	0,1633	-0,4939
310	2,4018	-1,8708	0,5310	-0,0971	0,2670	-0,4692
320	3,6051	-2,5087	1,0963	-0,1676	0,7321	-0,8331
330	5,7283	-3,0589	2,6694	-0,3165	2,1535	-1,6087
340	9,3763	-3,4831	5,8931	-0,4767	5,3747	-2,4635
350	14,3969	-3,7508	10,6462	-0,4365	10,4086	-2,2786
360	17,2782	-3,8422	13,4360	0,0000	13,4360	0,0000
370	20,7020	-3,7508	16,9512	0,6951	16,5730	3,6281
380	20,7020	-3,4831	17,2189	1,3929	15,7041	7,1981
390	14,6869	-3,0589	11,6280	1,3785	9,3809	7,0078
400	9,5208	-2,5087	7,0121	1,0720	4,6825	5,3285
410	6,5099	-1,8708	4,6391	0,8479	2,3324	4,0988
420	4,7025	-1,1875	3,5150	0,7286	1,1265	3,4084
430	3,5698	-0,5012	3,0686	0,6919	0,3994	3,1202
440	2,8298	0,1496	2,9794	0,7052	-0,1771	3,0566
450	2,3285	0,7336	3,0621	0,7364	-0,7364	3,0621
460	1,9789	1,2292	3,2081	0,7593	-1,3049	3,0275

470	1,7296	1,6252	3,3548	0,7564	-1,8582	2,8938
480	1,5494	1,9211	3,4705	0,7194	-2,3582	2,6459
490	1,4183	2,1256	3,5439	0,6478	-2,7742	2,2984
500	1,3235	2,2539	3,5775	0,5469	-3,0920	1,8806
510	1,2567	2,3253	3,5820	0,4247	-3,3145	1,4233
520	1,2124	2,3591	3,5715	0,2889	-3,4549	0,9500
530	1,1870	2,3720	3,5590	0,1459	-3,5303	0,4743
540	1,1788	2,3750	3,5537	0,0000	-3,5537	0,0000
550	0,6000	2,3720	2,9720	-0,1219	-2,9480	-0,3961
560	0,6000	2,3591	2,9591	-0,2394	-2,8625	-0,7871
570	0,6000	2,3253	2,9253	-0,3468	-2,7068	-1,1623
580	0,6000	2,2539	2,8539	-0,4363	-2,4667	-1,5003
590	0,6000	2,1256	2,7256	-0,4982	-2,1336	-1,7677
600	0,6000	1,9211	2,5211	-0,5226	-1,7131	-1,9221
610	0,6000	1,6252	2,2252	-0,5017	-1,2325	-1,9194
620	0,6000	1,2292	1,8292	-0,4330	-0,7440	-1,7262
630	0,6000	0,7336	1,3336	-0,3207	-0,3207	-1,3336
640	0,6000	0,1496	0,7496	-0,1774	-0,0446	-0,7690
650	0,6000	-0,5012	0,0988	-0,0223	0,0129	-0,1004
660	0,6000	-1,1875	-0,5875	0,1218	-0,1883	0,5697
670	0,6000	-1,8708	-1,2708	0,2323	-0,6389	1,1228
680	0,6000	-2,5087	-1,9087	0,2918	-1,2746	1,4504
690	0,6000	-3,0589	-2,4589	0,2915	-1,9838	1,4819
700	0,6000	-3,4831	-2,8831	0,2332	-2,6295	1,2052
710	0,6000	-3,7508	-3,1508	0,1292	-3,0805	0,6744
720	0,4200	-3,8422	-3,4222	0,0000	-3,4222	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	120		
φ°	T_E						T_E	T_{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	1,785	-1,860	0,000	2,646	-1,922	0,649	2,581
10	-0,713	1,651	-1,905	3,628	2,298	-1,919	3,040	2,581
20	-1,280	1,406	-1,795	7,198	1,881	-1,726	5,682	2,581
30	-1,590	1,091	-1,534	7,008	1,423	-1,334	5,063	2,581
40	-1,587	0,739	-1,165	5,328	0,950	-0,769	3,496	2,581
50	-1,282	0,372	-0,776	4,099	0,474	-0,100	2,787	2,581
60	-0,744	0,000	-0,494	3,408	0,000	0,570	2,740	2,581
70	-0,083	-0,368	-0,469	3,120	-0,396	1,123	2,927	2,581
80	0,584	-0,734	-0,833	3,057	-0,787	1,450	2,737	2,581
90	1,154	-1,089	-1,609	3,062	-1,162	1,482	1,838	2,581
100	1,556	-1,415	-2,464	3,027	-1,500	1,205	0,410	2,581
110	1,764	-1,684	-2,279	2,894	-1,768	0,674	-0,398	2,581
120	1,785	-1,860	0,000	2,646	-1,922	0,000	0,649	2,581
							30,973	

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

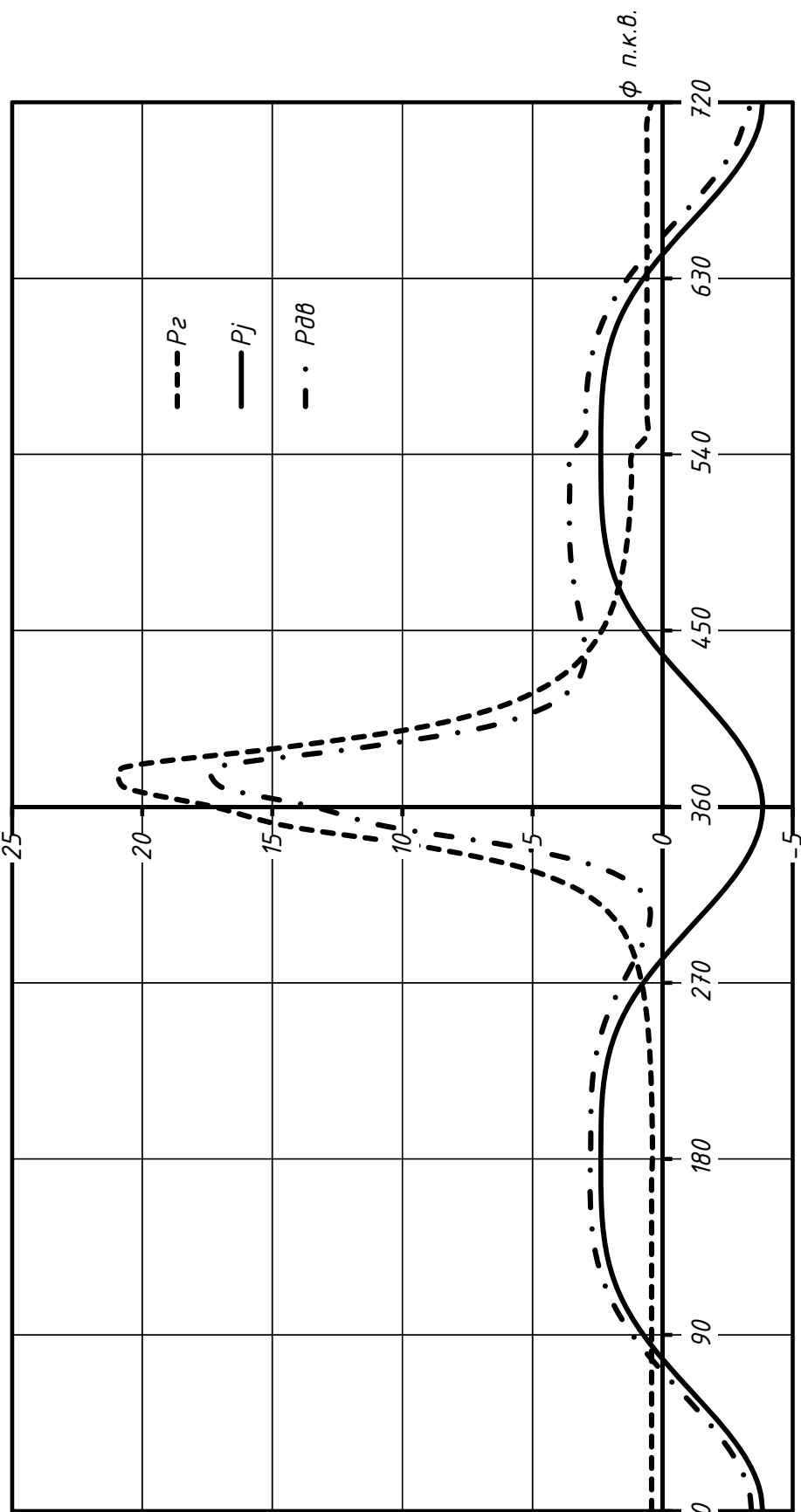


Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВБР.142.52213.02.03.ПЗ

Аркуш

35

Сили N , Z , T в МПа.

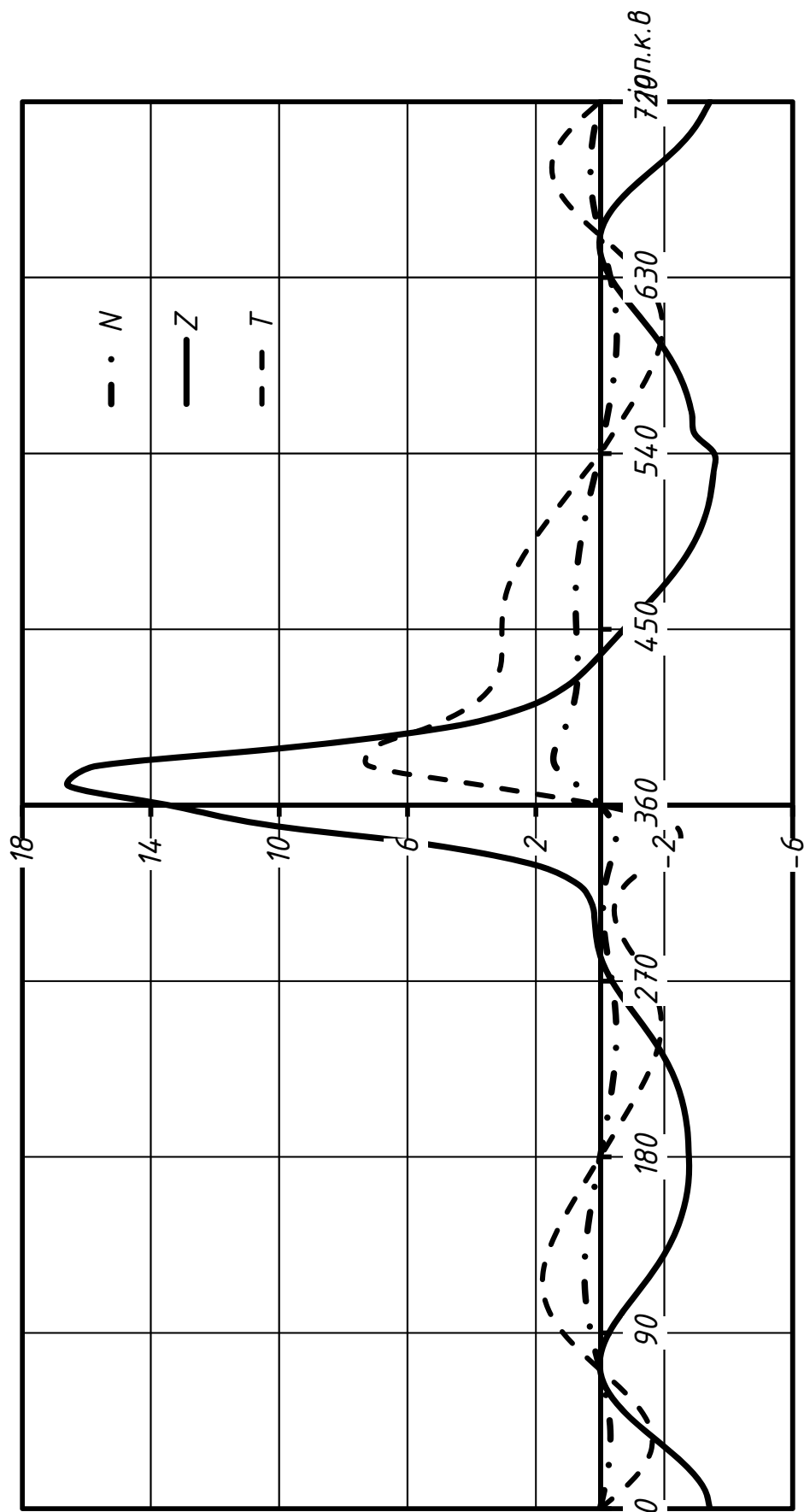


Рисунок 3.2 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

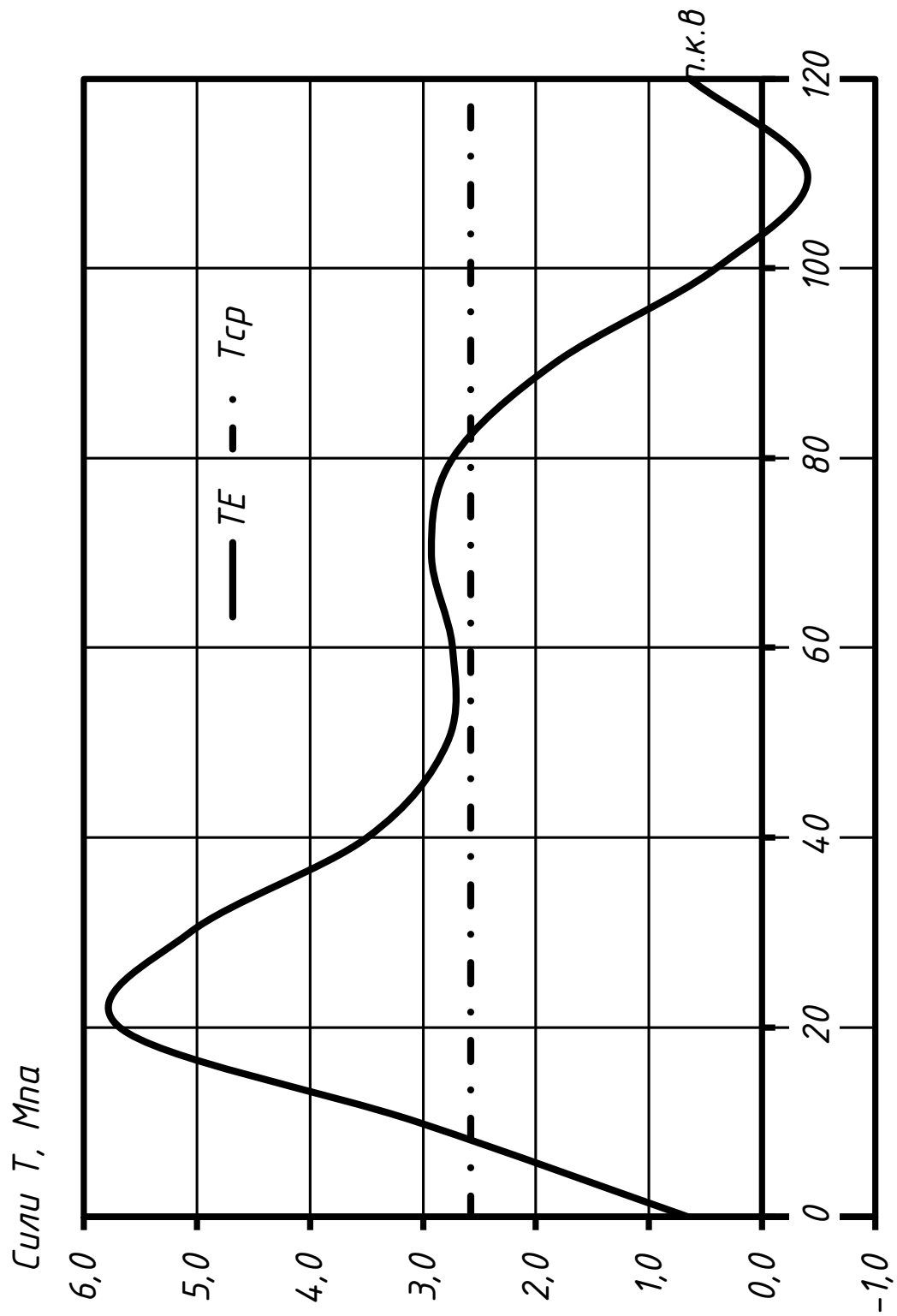


Рисунок 3.3 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Дядюн О.І.			Проект відцентрового насосу системи охолодження двигуна типу 6ЧН 32/44		Літ.	Аркуш	Аркушів
								38	33
Керівник		Наливайко В.С.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 32/44

Проектування насосу виконується при заданих значеннях розходу Q (60 м³/год) та питомої роботи L (300 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta L_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s

Маючи значення Q та L необхідно встановити значення n_s та C з урахуванням призначення насосу.

Параметр n_s впливає на кутову швидкість ротору і для насоса того типу, що проектується має лежати у межах 50...100. Кутова ж швидкість має бути у межах тих значень, які притаманні електродвигунам, що випускаються серійно, або ж мають відповідати можливостям шестерневого приводу від колінчастого валу поршневого двигуна, для якого проектується насос. Спрощено ця частота має дорівнювати значенню $k \times 500$, де $k = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$. Попереднє значення n_s обирається довільно з вказаного діапазону, причому найбільші значення забезпечують більші ККД. Проте на практиці обирають і значно менші значення, бо зазвичай враховують можливості приводу насосу, зокрема враховується значення частоти обертання.

Параметр C для ДВЗ може лежати у межах 800...1500 з урахуванням температури та призначення насосу. Зміна обраного значення цієї величини у програмі розрахунку частоти обертання ротору при обраному значенні n_s не впливає на частоту обертання ротору, але впливає на кавітаційний запас енергії $\Delta L_{кр}$ і відповідно впливає на максимальне значення висоти всмоктування, яке обчислюється у кінці розрахунку насосу. Значення C у даному завданні спочат-

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ку довільно обирається у зазначених межах і може потім коригуватися, якщо розрахункова висота всмоктування буде менше вказаної у завданні.

Частота обертання ротору n (і кутова швидкість його обертання ω) є функцією значень C та n_s . Для її визначення із спільного рішення 7.1 і 7.2 спочатку знаходиться

$$\Delta l_{\text{кр}} = L \left(1,54 \frac{n_s}{C} \right)^{\frac{4}{3}} = 360 \cdot \left(1,54 \frac{94,9123}{900} \right)^{\frac{4}{3}} = 31,898508 \text{ Дж/кг},$$

а далі

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}} = \frac{900 \cdot 31,898508^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{60}} = 314.$$

Визначення основних розмірів робочого колеса

Розрахунок робочого колеса насоса можна умовно розділити на дві частини: визначення вхідних і вихідних розмірів колеса.

Вхідні параметри:

D_0 – діаметр входу в робоче колесо;

D_1 – діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса;

Δ_1 – товщина лопаті на вході;

β_1 – кут установки лопаті на вході.

Вихідні параметри:

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

Δ_2 – товщина лопаті на виході з колеса;

β_2 – кут установки лопаті на виході.

Вищезазначені параметри визначаються з використанням рівнянь витрати рідини та основного рівняння лопатевих насосів (рівняння Ейлера).

Для визначення основних розмірів робочого колеса (рис. 4.1.) ми маємо наступні значення Q , L , ω , C , n_s .

Розрахунок слід розпочинати з визначення ККД насоса η :

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_o \cdot \eta_{\text{МВН}} \cdot \eta_{\text{СП}},$$

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де η_r – гідравлічний ККД. Значення η_r сучасних насосів залежить від n_s і дорівнює 0,85...0,95;

η_o – об’ємний ККД. Середнє значення $\eta_o = 0,9...0,98$;

$\eta_{мвн}$ – коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду;

$\eta_{сп}$ – коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках.

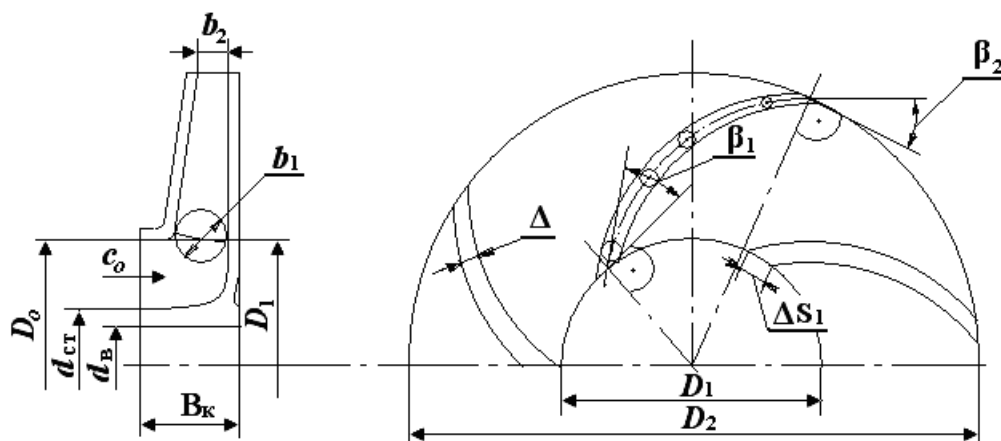


Рисунок 4.1 – Схема робочого колеса відцентрового насоса

Гідравлічний ККД знаходиться по $D_{1пр}$ спочатку в першому наближенні, а потім уточнюється з врахуванням зміни діаметрів.

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}$$

$D_{1пр}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, мм.

Приведений діаметр в першому наближенні обчислюється за формулою:

$$D_{1пр} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}},$$

де k_{D_1} – коефіцієнт вхідного діаметру;

Q_1 – розхід рідини через одне колесо, м³/с.

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{Co}}},$$

де k_{Co} – коефіцієнт, який залежить від C (див. рис. 2.)

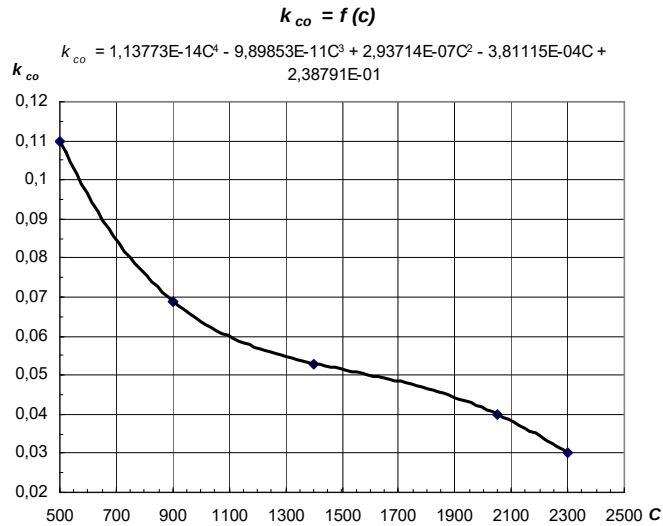


Рисунок 4.2 – Графік залежності $k_{co} = f(C)$.

Приймаємо $k_{co} = 0,064$.

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,07}} = 4,27.$$

Розхід рідини через одне колесо дорівнює:

$$Q_1 = \frac{Q}{z_{\Gamma}},$$

де z_{Γ} – кількість потоків (коліс) в насосі, шт. Приймаємо $z_{\Gamma} = 1$.

$$Q_1 = \frac{0,0112}{1} = 0,0167 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

$$D_{\text{лп}} = 4,27 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0167}{30 \cdot 314}} = 0,0757 \text{ (м)}.$$

Приведений діаметр в другому наближенні обчислюється після остаточного визначення $d_{\text{ст}}$ і D_1 за формулою:

$$D_{\text{лп}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)},$$

де $d_{\text{ст}}$ – діаметр маточини робочого колеса, м;

D_1 – діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м.

Діаметр маточини робочого колеса залежить від діаметру вала ротору насоса і приймається конструктивно:

$$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) \cdot d_{\text{в}},$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр вала ротора насосу, м.

Зазвичай діаметр вала ротору насоса визначають при конструктивній проробці схеми насосу з врахуванням критичної частоти обертів. Орієнтовно $d_{\text{вс}}$ визначаємо спрощеним розрахунком на скручування з заздалегідь заниженими допустимими напруженнями:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{к}}}{\pi \cdot [\tau_{\text{кр}}]}},$$

де $M_{\text{к}}$ – крутний момент на валу ротора насосу, Н·м;

$[\tau_{\text{кр}}] = (300 \dots 500) \cdot 10^5$ Па – допустиме напруження на скручування для вала круглого перетину виготовленого зі сталі .

Приймаємо $[\tau_{\text{кр}}] = 300 \cdot 10^5$ Па

Розрахунок ступеня насоса вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Завдяки машинним розрахункам необхідна кількість таких ітерацій не має великого значення. Надалі в роботі перші наближення розрахункових параметрів не приводяться, а вказуються лише їх остаточні значення.

Крутний момент на валу ротора насосу обчислюється за формулою:

$$M_{\text{к}} = \frac{N_{\text{в}}}{\omega},$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на привід вала ротора насосу, Вт.

$$N_{\text{в}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta},$$

$$N_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot 0,0167 \cdot 300}{0,698} = 7178 \text{ (Вт)},$$

$$M_{\text{к}} = \frac{7178}{314} = 22,86 \text{ (Н·м)},$$

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 22,86}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,0158 \text{ (м)},$$

$$d_{\text{ст}} \approx 0,019 \text{ (м)}.$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_s = 80 \dots 120$ згідно з [2] знаходиться у межах:

$$D_1 = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_0,$$

де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot c_o} + d_{ст}^2},$$

де Q_p – розрахунковий розхід через робоче колесо насоса з врахуванням об’ємних втрат рідини через ущільнення, м³/с;

c_o – швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с.

Ця швидкість повинна знаходитися в межах 2...6 м/с.

Розхід рідини через робоче колесо насоса з урахуванням додаткових паразитних течій обчислюється за формулою:

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o},$$

$$Q_p = \frac{0,0167}{0,969} = 0,0172 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса згідно з теорією подібності повинна дорівнювати:

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2},$$

$$c_o = 0,064 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{0,0167 \cdot 314^2} = 3,73 \text{ (м/с)}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0167}{3,14 \cdot 3,73} + 0,019^2} = 0,0791 \text{ (м)}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,0791$ м і $D_1 = 0,072$ м.

Тож приведений діаметр в другому наближенні дорівнюватиме:

$$D_{лп}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,019^2 + 0,072^2)} = 0,0527 \text{ (м)}.$$

Значення гідравлічного ККД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 51,2 - 0,172)^2} = 0,826$$

Об’ємний ККД обчислюється за формулою:

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}},$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{94,81^2}}} = 0,969$$

Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса об воду, розраховується за формулою:

$$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}},$$

$$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{94,81^2}} = 0,917.$$

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [2]. Приймаємо $\eta_{\text{СП}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме:

$$\eta = 0,823 \cdot 0,969 \cdot 0,917 \cdot 0,95 = 0,698.$$

Кут установки лопаті на вході визначається за формулою:

$$\beta_1 = \beta_{10} + \delta,$$

де β_{10} – кут безударного входу, град;

δ – кут атаки, град.

Значення кута знаходиться в межах від 0 до 15°. Враховуючи особливості застосування насоса, що проектується, в нашому випадку доцільно прийняти δ як величину, яка доповнює кут β_1 до цілого числа градусів. Введення кута атаки міняє конфігурацію вхідного трикутника, перетворюючи його в косокутний трикутник (див. рис. 3.)

Кут безударного входу визначається за формулою:

$$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1},$$

де c_{1m} – меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с;

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

u_1 – колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с.

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2},$$

$$u_1 = \frac{314 \cdot 0,072}{2} = 11,31 \text{ (м/с)}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як:

$$c_{1m} = c'_{1m} \cdot k_1,$$

де c'_{1m} – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с;

k_1 – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході.

$$c'_{1m} = c_o = 3,73 \text{ (м/с)}.$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}},$$

де z – число лопатей робочого колеса насосу;

ΔS_1 – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м (див. рис. 4.1.).

Оптимальна кількість лопатей робочого колеса обчислюється за формулою:

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

де $k = 6,5$ для литих коліс з відносно великою товщиною лопаті і $k = 8$ для робочих коліс з лопатями з листового матеріалу. Приймаємо $k = 6,5$.

Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса визначається згідно з теорією подібності за формулою:

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276},$$

$$D_2^* = \frac{0,0791}{0,002 \cdot 94,81 + 0,276} = 0,1699 \text{ (м)}$$

Виходячи із забезпечення мінімальних втрат, попереднє значення величини кута β_2 повинно бути обране з табл. 1.

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 – Залежність β_2 від n_s

n_s	від 40 до 100	до 100	до 200
β_2 , град	30...36	25...30	20...22

Приймаємо в першому наближенні $\beta_2 = 32^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1483 + 0,072}{0,1483 - 0,072} \cdot \sin \frac{22 + 35}{2} = 8,96$$

Розраховане значення кількості лопатей робочого колеса є орієнтовним і може бути зміненим в певному діапазоні значень. Тож для відцентрових насосів загального призначення кількість лопатей робочого колеса лежить в межах 6...12.

Приймаємо $z = 12$.

$$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1},$$

де Δ_1 – товщина лопаті на вході, м. Зазвичай $\Delta_1 = 1 \dots 4$ мм, обирається за умови жорсткості та стійкості матеріалу, але так, щоб забезпечити умову $1,1 \leq k_1 \leq 1,25$.

Приймаємо $\Delta_1 = 1$ мм.

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 22^\circ} = 0,0027 \text{ (м)},$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0027}{3,14 \cdot 0,072}} = 1,167.$$

Значення коефіцієнту захаращення k_1 повинно знаходитися в межах 1,1...1,25. Умова виконується.

$$c_{1m} = 3,73 \cdot 1,167 = 4,36 \text{ (м/с)},$$

$$\beta_{10} = \arctg \frac{4,36}{11,31} = 21,09^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,9^\circ$

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\beta_1 = 21,09 + 0,91 = 22^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

$$D_2 = \frac{2}{\omega} \cdot \left[\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right],$$

де L_∞ – питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг.

$$L_\infty = (1 + p) \cdot L_T,$$

де p – поправка на скінчену кількість лопатей робочого колеса. Зазвичай лежить в межах 0,2...0,4;

L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_T = \frac{L}{\eta_r},$$

$$L_T = \frac{300}{0,826} = 363,2 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2},$$

де ψ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні.

Для литих робочих коліс величину даного коефіцієнта можна визначити за формулою:

$$\psi = k_3 + 0,6 \cdot \sin \beta_2,$$

де k_3 – коефіцієнт. Лежить в межах 0,55...0,65. Приймаємо $k_3 = 0,55$.

$$\psi = 0,55 + 0,6 \cdot \sin 35^\circ = 0,900.$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,900}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,072}{0,1483} \right)^2} = 0,1963$$

$$L_\infty = (1 + 0,1963) \cdot 363,2 = 434,5 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$D_2 = \frac{2}{314} \cdot \left[\frac{3,3}{2 \cdot \operatorname{tg} 35^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,3}{2 \cdot \operatorname{tg} 35^\circ} \right)^2 + 434,5} \right] = 0,1483 \text{ (м)}.$$

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ширина маточини робочого колеса B_k (див. рис. 1.) визначається з наступного співвідношення:

$$B_k = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2,$$

$$B_k = 0,2 \cdot 0,1451 = 0,04 \text{ (м)}.$$

Відносні швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса обчислюється за формулами:

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1} ; w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}},$$

$$w_1 = \frac{4,36}{\sin 22^\circ} = 11,65 \text{ (м/с)}.$$

$$w_{10} = \frac{4,36}{\sin 21,09^\circ} = 12,12 \text{ (м/с)}.$$

Після визначення необхідних швидкостей потоку рідини, будуємо трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насосу (див. рис. 4.3.).

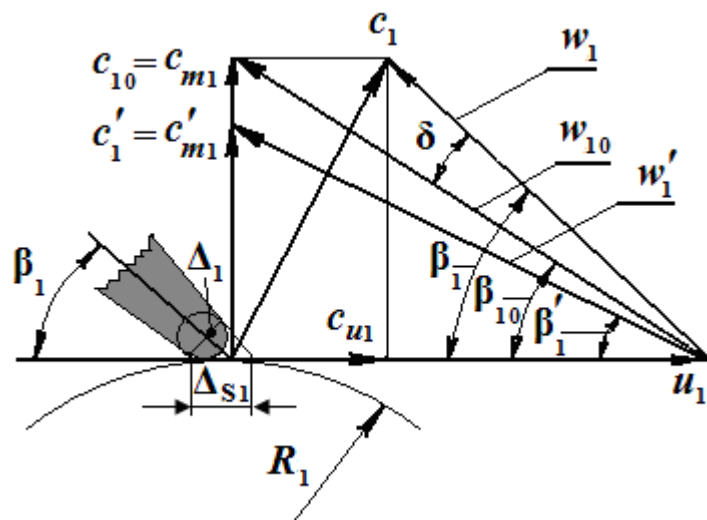


Рисунок 4.3 – Суміщені трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса

Визначення колової швидкості потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с.

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2},$$

$$u_2 = \frac{314 \cdot 0,1483}{2} = 23,29 \text{ (м/с)}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса визначається з наступного співвідношення:

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m},$$

тож:

$$c_{2m} = 0,76 \cdot 3,59 = 3,3 \text{ (м/с)}.$$

Визначення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями:

$$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2},$$

де k_2 – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями.

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}},$$

де ΔS_2 – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м (див. рис. 4.1.).

$$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2},$$

де Δ_2 – товщина лопаті на виході, м. Зазвичай $\Delta_2 = 1 \dots 3$ мм.

Приймаємо $\Delta_2 = 1$ мм.

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 35^\circ} = 0,0018 \text{ (м)}.$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0019}{3,14 \cdot 0,1451}} = 1,050$$

$$c'_{2m} = \frac{3,3}{1,050} = 3,15 \text{ (м/с)}.$$

Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей визначається за формулою:

$$c_{2u} = \frac{363,2}{23,29} = 15,6 \text{ (м/с)}.$$

Визначення проекції абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$c_{2u\infty} = \frac{L_T \cdot (1 + p)}{u_2},$$

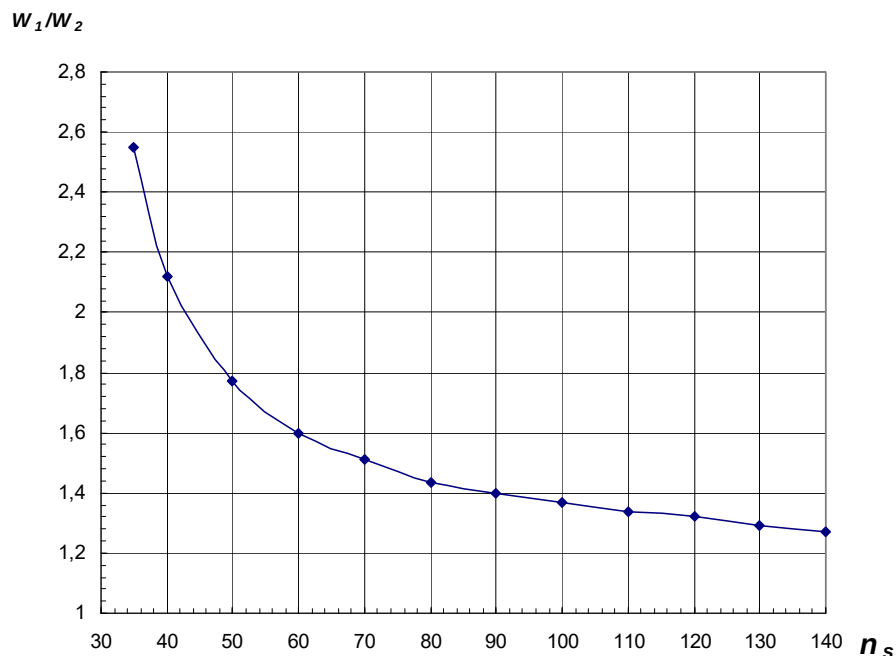
$$c_{2u\infty} = \frac{363,2 \cdot (1 + 0,1963)}{23,29} = 18,66 \text{ (м/с)}.$$

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса обчислюється за формулою:

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2},$$

$$w_2 = \sqrt{3,3^2 + (23,29 - 15,6)^2} = 8,37 \text{ (м/с)}.$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 4.4)



$$w_1/w_2 = 3,166\text{E-}11 n_s^6 - 1,812\text{E-}08 n_s^6 + 4,228\text{E-}06 n_s^4 - 5,150\text{E-}04 n_s^3 + 3,464\text{E-}02 n_s^2 - 1,231\text{E+}00 n_s + 1,982\text{E+}01$$

Рисунок 4.4 – Залежність $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ від n_s

Згідно з графіком оптимальне співвідношення відносних швидкостей буде дорівнювати 1,38.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{11,56}{8,37} = 1,392.$$

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) задовольняє оптимальному значенню при $\beta_2 = 32^\circ$. Розрахункове значення кута β_2 встановлене після ряду послідовних наближень. Відповідно і значення всіх параметрів і кутів приводиться в даному прикладі в останньому наближенні.

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей обчислюється за формулою:

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2},$$

$$w_{2\infty} = \frac{3,3}{\sin 35^\circ} = 5,76 \text{ (м/с)}.$$

Після визначення колової швидкості u_2 і проекцій абсолютної швидкості c_{2m} , c_{2u} , $c_{2u\infty}$ можуть бути побудовані трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса для $z = \infty$ і $z \neq \infty$ (див. рис. 4.5.).

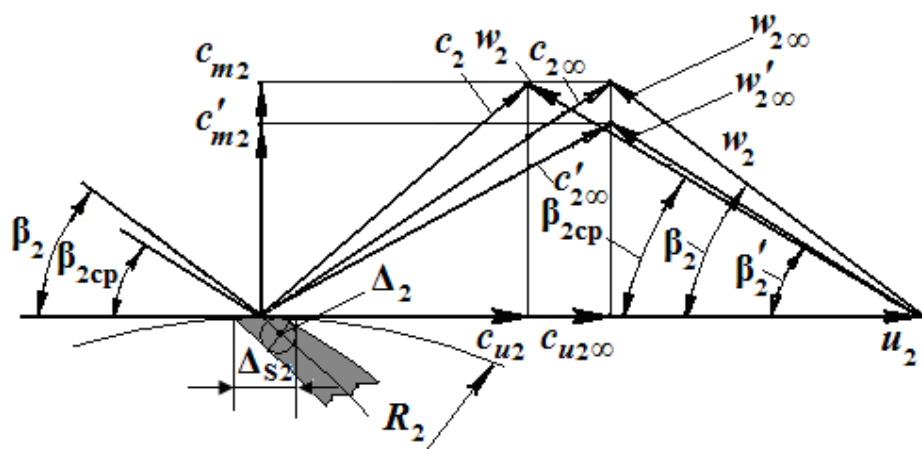


Рисунок 4.5 – Суміщені трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса

В результаті визначення основних параметрів робочого колеса насоса були встановлені наступні конструктивні числові значення, за якими можлива ескізна проробка робочого колеса:

Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 79,1$ мм

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 72$ мм

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1$ мм

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 22^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 148,3$ мм

Товщина лопаті на виході з колеса $\Delta_2 = 1$ мм

Кут установки лопаті на виході $\beta_2 = 35^\circ$.

Розрахунок і побудова меридіанного перерізу робочого колеса

Побудова меридіанного перерізу робочого колеса (див. рис. 4.7.) виконується наступним чином. На лінії, яка перпендикулярна вісі робочого колеса, відкладаємо точки, які відповідають значенням радіусів $R_1, \dots, R_i, \dots, R_2$. Через ці точки ці точки проводимо відрізки, на яких відкладаємо значення ширини каналу відповідно $b_1, \dots, b_i, \dots, b_2$. Потім на відрізках шириною b_i , як на діаметрах, будуємо кола. Проводимо лінії, паралельні вісі робочого колеса і які відповідають діаметрам $D_0, d_{ст}, d_v$ (див. рис. 1.). Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 4.2 – Розрахунок меридіанного перерізу робочого колеса

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,072	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1483	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00763	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c_{im}}$	0,020437	1
		0,017404	a
		0,015305	b
		0,013779	в
		0,012632	г
		0,011749	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,73	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швид-	3,15	2

	кості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта за- харащення каналу колеса лопатями		
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швид- кості потоку рідини на різних діамет- рах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	3,614	<i>a</i>
		3,498	<i>б</i>
		3,382	<i>в</i>
		3,266	<i>г</i>
<i>k</i>	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-15,2028	
<i>b</i>	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	4,277302	

Таблиця 4.3 – Результати розрахунку меридіанного
перерізу робочого колеса

Радіуси, м	R_1	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	R_2
	0,0360	0,0426	0,0513	0,0589	0,0665	0,0742
Ширини каналів, м	0,0204	0,0174	0,0153	0,0138	0,0126	0,0117
	b_1	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	b_2

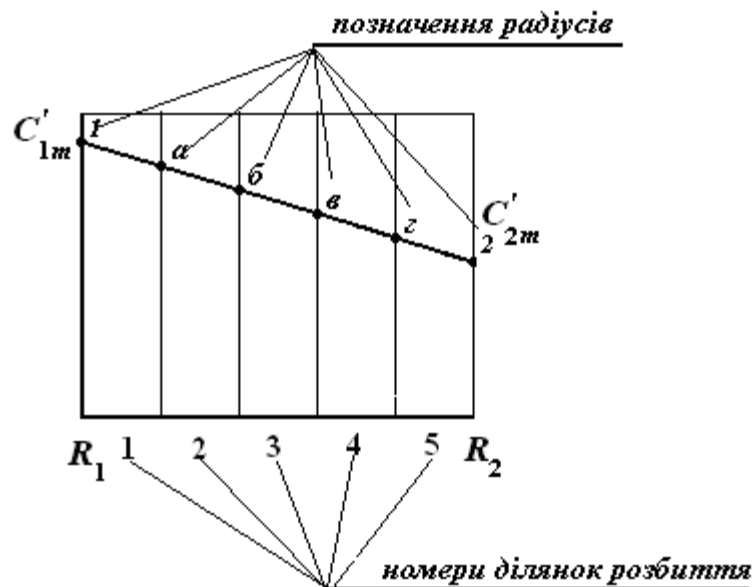


Рисунок 4.6 – Графік зміни меридіанній складовій абсолютної швидкості c'_{2m} по
радіусу (з позначеннями радіусів і номерів ділянок розбиття)

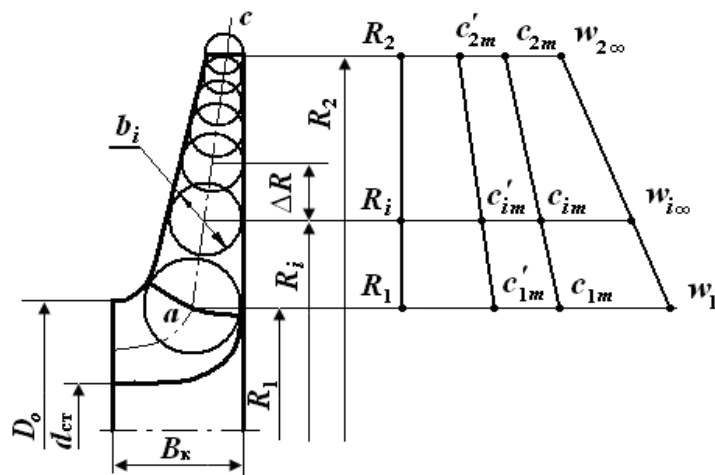


Рисунок 4.7 – Меридіанний переріз робочого колеса

В результаті розрахунку меридіанного перерізу робочого колеса була отримана таблиця результатів (див. табл. 4.3.), за даними якої можлива його ескізна проробка.

Розрахунок і побудова середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Побудова середньої лінії лопаті в плані виконується по координатах точок, які лежать на цій лінії. Положення цих точок визначається в циліндричній системі координат $R - \varphi$ (див. рис. 4.8.). Розрахунок проводиться в табличній формі. Таблиця розрахунків та таблиця результатів розрахунку представлена як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій програмі на окремому листі. За таблицею результатів будуються точки на плані робочого колеса. Через ці точки проводиться локальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.

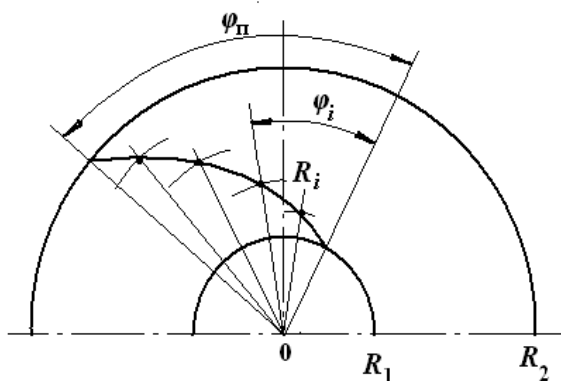


Рисунок 4.8 – Схема побудови лопаті робочого колеса насоса в плані

Таблиця 4.4 – Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,072	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1483	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00382	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0360	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0398	<i>a</i>
		0,0436	<i>б</i>
		0,0474	<i>в</i>
		0,0513	<i>г</i>
		0,0551	<i>д</i>
		0,0589	<i>е</i>
		0,0627	<i>ж</i>
		0,0665	<i>з</i>
		0,0703	<i>и</i>
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0742	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-27,785	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	5,36024	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	4,36	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі в різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	4,254	<i>a</i>
		4,148	<i>б</i>
		4,042	<i>в</i>
		3,936	<i>г</i>
		3,83	<i>д</i>
		3,724	<i>е</i>
		3,618	<i>ж</i>
		3,512	<i>з</i>
		3,406	<i>и</i>
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	3,3	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-154,39	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	17,208	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	11,65	1

$w_i, \text{ м/с}$	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	11,061	<i>a</i>
		10,472	<i>б</i>
		9,883	<i>в</i>
		9,294	<i>г</i>
		8,705	<i>д</i>
		8,116	<i>е</i>
		7,527	<i>ж</i>
		6,938	<i>з</i>
		5,349	<i>и</i>
$w_{2\infty}, \text{ м/с}$	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	5,76	2

Таблиця 4.5 – Результати розрахунку середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \tan \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta\varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta\varphi_i$	$R_i, \text{ м}$
1	21,99	68,83	64,56	0	0	0,036
<i>a</i>	22,63	60,28		14,12	14,12	0,040
<i>б</i>	23,35	53,13	50,08	12,40	26,52	0,044
<i>в</i>	24,15	47,03		10,95	37,47	0,047
<i>г</i>	25,07	41,73	39,39	9,71	47,18	0,051
<i>д</i>	26,12	37,06		8,62	55,79	0,055
<i>е</i>	27,33	32,88	30,99	7,65	63,44	0,059
<i>ж</i>	28,74	29,09		6,78	70,22	0,063
<i>з</i>	30,43	25,61	23,99	5,98	76,20	0,067
<i>и</i>	32,46	22,37		5,25	81,45	0,070
2	34,97	19,29		4,56	86,00	0,074

Розрахунок та профілювання спірального відвідного каналу трапецієвидної форми методом $R \cdot C_u = \text{const}$

Відвідний канал охоплює робоче колесо по зовнішньому периметру і призначений для прийняття рідини від робочого колеса та направлення її до напірного патрубку (дифузору) і далі в напірну магістраль. Відводи не приймають участь в створенні напору, а перетворюють частину швидкісного напру в статичний напір насосу.

При профілюванні задано спосіб, відповідно до якого:

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_{2u} = \text{const}.$$

Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою:

$$dQ = c_{ui} \cdot b_i \cdot dR$$

Спіральний відвід являє собою криволінійний дифузорний канал, який зазвичай закінчується прямовісним дифузором. Форма поперечних перетинів спірального відводу для обраного закону зміни швидкості води за радіусом може бути тільки трапецієвидною. Така форма поперечного перетину каналу дозволяє реалізувати закон постійності моменту швидкості рідини $R \cdot c_u = const$ по всій площі кожного перетину. Спіральний відвід трапецієвидного перетину забезпечує менші втрати за рахунок зменшення вихроутворення під час надходження потоку з колеса в канал. Нахил бічних стінок поперечного перетину каналу зазвичай приймається однаковим для всіх перетинів. Кут сходження (розкриття) стінок $\alpha = 30 \dots 40^\circ$.

Приймаємо $\alpha = 40^\circ$.

Розрахунок відвідного каналу виконується по восьми перетинах, віддалених на 45° один від одного.

Для розрахунку перетинів і побудови теоретичного креслення спірального відводу необхідно прийняти значення початкового радіусу R_3 , ширини, приросту радіусу ΔR і кут сходження (розкриття) стінок α .

Приріст радіусу і кут сходження стінок приймається на основі приведених вище рекомендацій.

Початковий радіус спіралі R_3 приймаємо за умови, що нерівномірність поля швидкостей потоку за колесом, викликана кінцевим числом лопатей колеса, встигає вирівнятися до надходження в спіральний канал [2].

$$R_3 = (1,03 \dots 1,05) \cdot R_2,$$

де R_2 – радіус робочого колеса, м

$$R_2 = \frac{D_2}{2},$$

$$R_2 = \frac{0,1483}{2} = 0,07415 \text{ (м)},$$

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$R_3 = 0,75 \text{ (м)}.$$

Приросту радіусу ΔR дорівнюватиме:

$$\Delta R = 0,002 \text{ (м)}.$$

Ширину вхідного перетину спірального каналу b_3 приймаємо за умови, що вона повинна бути більше ширини робочого колеса на виході b_2 на товщину переднього і заднього дисків і має забезпечити достатні зазори між робочим колесом і внутрішніми стінками корпусу. Відносно широкі зазори дозволяють частково використовувати енергію дискового тертя і створити певні зручності під час збирання насосу .

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2 ,$$

$$b_3 = 0,016 \text{ (м)}.$$

Товщина язика $\Delta Я$ приймається з конструктивних і технологічних міркувань. Для спірального відводу зазвичай $\Delta Я$ лежить в межах 3...5 мм.

Приймаємо $\Delta Я = 0,002 \text{ м}$.

З урахуванням цієї товщини визначається мінімальна і максимальна ширина останнього перетину і радіус початкового перетину відводу $R_я$.

$$R_я = R_3 + \Delta Я ,$$

$$R_я = 0,75 + 0,02 = 0,77 \text{ (м)}.$$

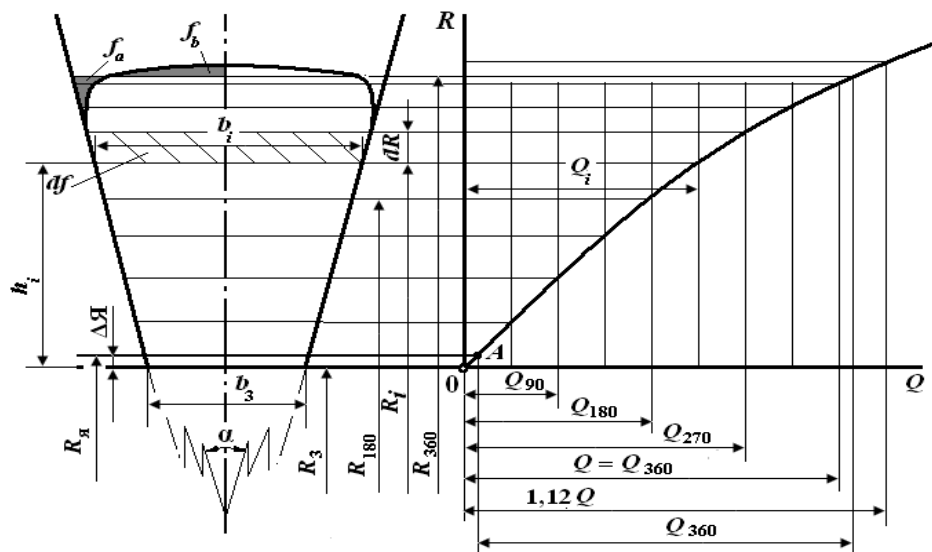


Рисунок 4.9 – Комплексний графік для визначення розмірів спірального відводу

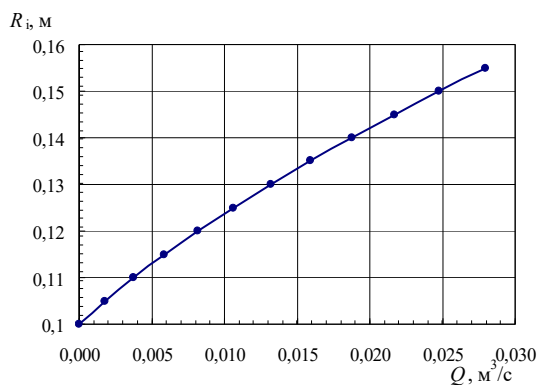


Рисунок 4.10 – Залежність внутрішнього радіуса спіральної поверхні відводу від розходу

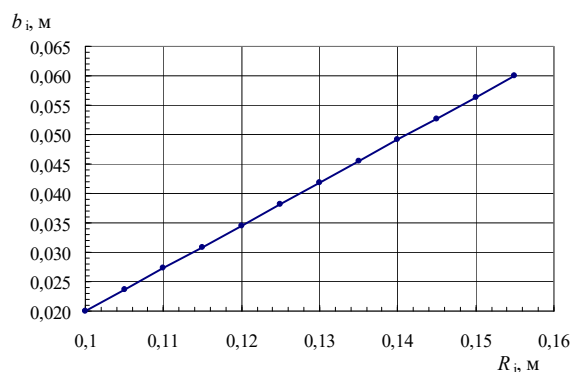


Рисунок 4.11 – Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіуса спіральної поверхні відводу

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 4.10 і 4.11 приведені в табл. 8, яка є вибіркою результатів розрахунків обчислених в табличній формі (див. табл. 4.6, 4.7.).

Таблиця 4.6 – Проміжні значення радіусів і ширин каналу на цих радіусах

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
R _i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_3 + \Delta R \cdot i$, де <i>i</i> – номер ділянки.	0,075	R ₃
		0,080	а
		0,085	б
		0,090	в
		0,095	г
		0,100	д
		0,105	е
		0,110	ж
		0,115	з
		0,120	и
		0,125	к
		0,130	л
		0,135	м
		0,140	н
		0,145	о
		0,150	п
		0,155	р
b _i , м	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах:	0,016	b ₃
		0,020	а
		0,023	б
		0,027	в
		0,031	г

	$b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,034	∂
		0,038	e
		0,041	$жс$
		0,045	$з$
		0,049	$и$
		0,052	$к$
		0,056	$л$
		0,060	$м$
		0,063	$н$
		0,067	$о$
		0,071	$п$
		0,074	$р$

Таблиця 4.7 – Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_i = \frac{b_i}{R_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_T}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R,$ м³/с	$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^i \Delta Q,$ м³/с
B_3	0,21333	0,2294	0,0000	0,0000
a	0,24547		0,0013	0,0013
$б$	0,27383	0,2864	0,0015	0,0028
$в$	0,29903		0,0017	0,0045
$г$	0,32159	0,3103	0,0018	0,0063
∂	0,34188		0,0019	0,0082
e	0,36025	0,3511	0,0020	0,0102
$жс$	0,37694		0,0021	0,0124
$з$	0,39219	0,3846	0,0022	0,0146
$и$	0,40616		0,0023	0,0169
$к$	0,41902	0,4126	0,0024	0,0193
$л$	0,43088		0,0025	0,0217
$м$	0,44187	0,4364	0,0025	0,0243
$н$	0,45207		0,0026	0,0268
$о$	0,46157	0,4660	0,0027	0,0295
$п$	0,47044		0,0027	0,0322
$р$	0,47873	0,4746	0,0027	0,0359

В табл. 4.7 відмічаємо строку зі значенням розходу рідини через спіральний відвід, яке не перевищує більше ніж на 10% від заданого в завданні значення розходу. В нашому випадку табличне значення $Q = 0,0279$ м³/с перевищує заданий 0,0278 м³/с менше, ніж на 10%. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 6 і 7 переносяться в табл. 8 до виділеного значення Q .

Таблиця 4.8 – Результати розрахунку

	Q , м ³ /с	R_i , м	b_i , м
0	0,0000	0,075	0,0160
a	0,0013	0,08	0,0196
б	0,0028	0,085	0,0233
в	0,0045	0,09	0,0269
г	0,0063	0,095	0,0306
д	0,0082	0,1	0,0342
e	0,0102	0,105	0,0378
ж	0,0124	0,11	0,0415
з	0,0146	0,115	0,451
и	0,0169	0,12	0,0487

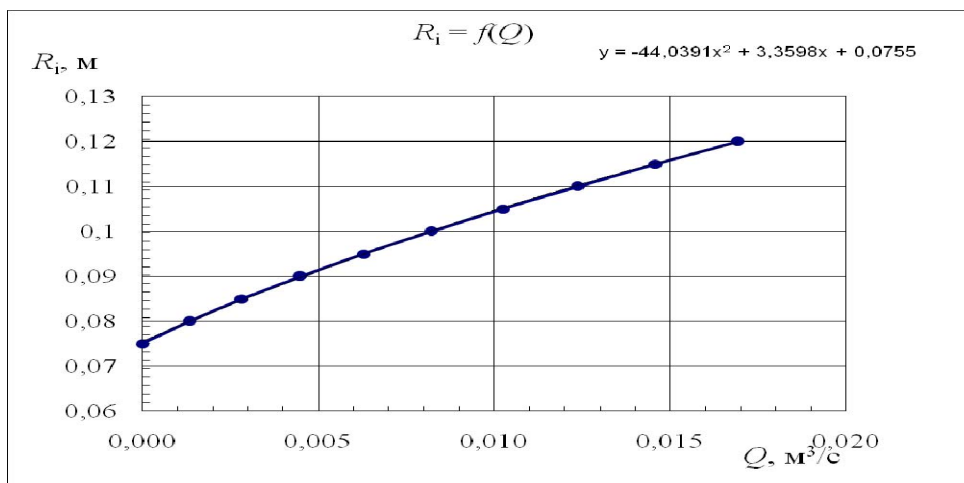


Рисунок 4.12 – Результати обробки рис. 4.10

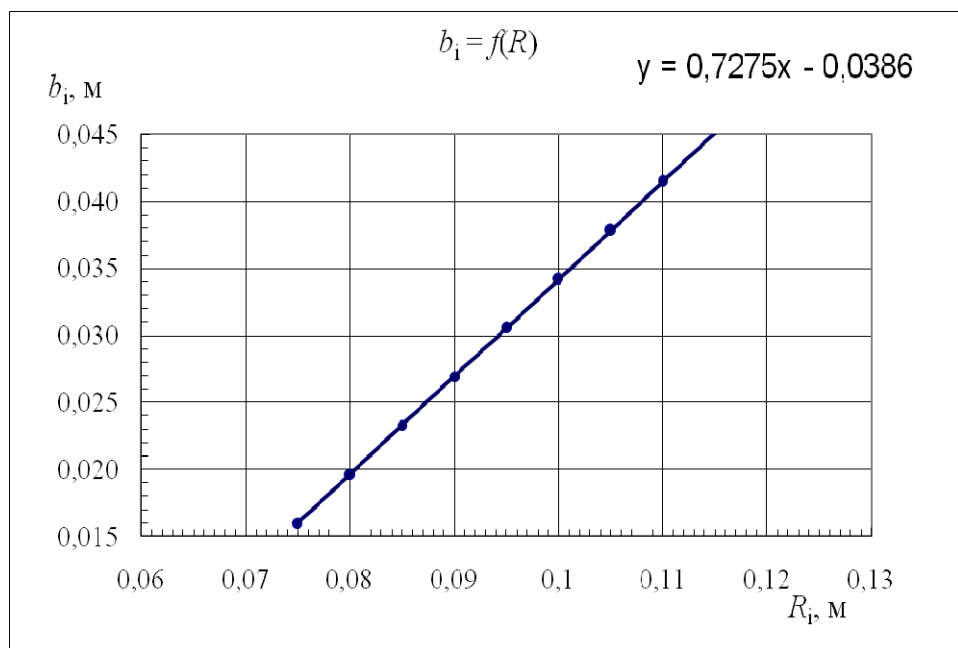


Рисунок 4.13 – Результати обробки рис. 4.11

Таблиця 4.9 – Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату

φ_i	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_φ , мм	75,5	82,4	88,9	95,0	100,7	106,1	111,0	115,5	119,7
b_φ , мм	16,3	21,3	26,1	30,5	34,7	38,6	42,2	45,5	48,5
h_φ , мм	0,5	7,4	13,9	20,0	25,7	31,1	36,0	40,5	44,7

За даними табл. 4.9 будуються контури перетинів завитки в масштабі для вибраних кутів обхвату φ (див. рис.4.14).

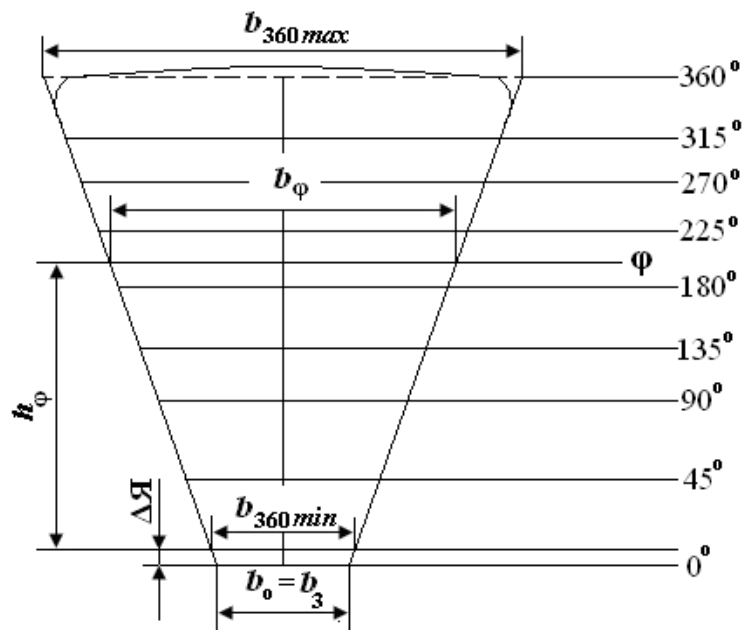


Рисунок 4.14 – Поперечні перетини спірального відводу

При проектуванні перетинів відвідного каналу гострі кути профілю перетину, особливо в верхній його частині, округлюються відповідно до рекомендацій. На рис. 4.14 таке округлення виконується тільки для найбільшого перетину (на куті обхвату 360°).

Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) на кінцях радіусів R_3 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i (на рис. 4.15 ці радіуси проведені через 90°), після чого через точки перетину осевих ліній цих перетинів з лініями максимальної ширини перетинів проводиться плавна крива, яка утворює внутрішню поверхню перетину спірального відводу, перпендикулярного вісі обертання робочого колеса насоса.

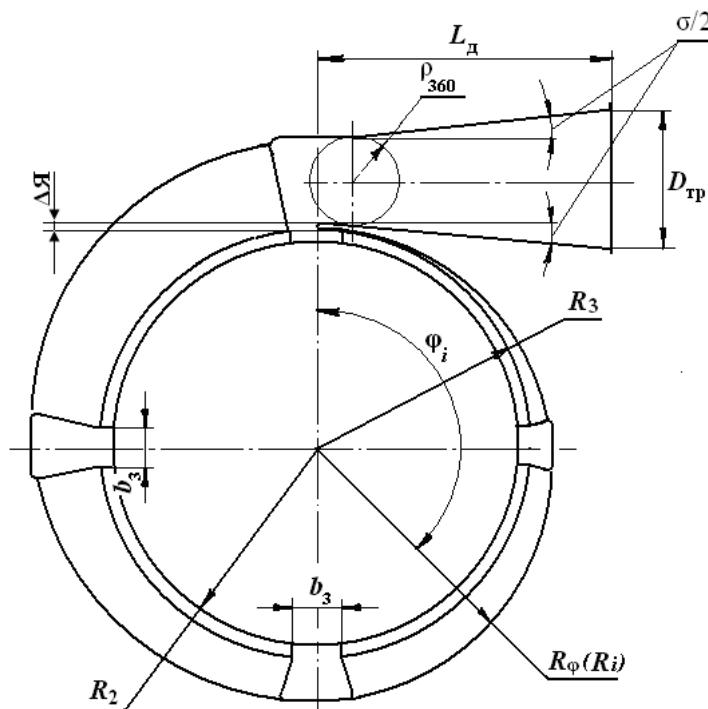


Рисунок 4.15 – Спіральний відвід

Для завершення побудови внутрішнього контуру спірального відводу в плані необхідно мати конструктивні параметри профілю відвідного дифузора. Дифузор слугує для сполучення спірального каналу з відвідним трубопроводом. Для його побудови необхідно знати діаметр або радіус початкового перетину дифузора ρ_{360} , радіус кінцевого перетину $R_{тр}$ і його довжину $L_{д}$.

Початковий перетин дифузора формується за допомогою пластичної деформації перетину каналу за останнім перетином відводу (на куті обхвату 360°) від форми трапеції до форми рівновеликого за площею круга. Радіус цього круга визначається за формулою:

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(R_{\max} - R_3) \cdot (b_{\max} + b_3)}{2 \cdot \pi}},$$

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл.4. 8

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,12 - 0,075) \cdot (0,0487 + 0,016)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0207 \text{ (м)}.$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості на виході з насосу $c_{тр}$. Згідно з швидкості на виході з насосу повинна бути в межах $2 \dots 5$ м/с.

Приймаємо $c_{\text{тр}} = 4 \text{ м/с}$.

Діаметр кінцевого перетину дифузору визначається за формулою:

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot c_{\text{тр}}}},$$
$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0167}{3,14 \cdot 4}} = 0,073 \text{ (м)}.$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [2] 8...12 градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини.

Приймаємо $\sigma = 10^\circ$.

Довжина визначається по куту розкриття і розмірам початкового і кінцевого перетинів за формулою:

$$L_{\text{д}} = \frac{D_{\text{тр}} / 2 - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}},$$
$$L_{\text{д}} = \frac{0,0365 - 0,0207}{\operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 0,180 \text{ (м)}.$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 310 мм, а довжина дифузора 247 мм. Умова виконана.

На підставі розрахунків перетинів відводу і дифузора виконується остаточна побудова внутрішнього контуру спірального відводу в плані. Схематична побудова цього контуру представлена на рис. 4.15.

Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насоса

На основі початкових даних визначався коефіцієнт C , який використовується для обчислення вхідні розмірів проточної частини та визначення конфігурації робочих органів насосу. Коефіцієнт C входить до емпіричних залежностей для визначення ряду розрахункових величин. Методика розрахунку з емпіричними залежностями містить ряд неминучих округлень і поправок які не виключають розходження кінцевих результатів з запланованими спочатку. Так, допустима висота всмоктування рідини, яка дійсно забезпечується конструкці-

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

єю спроектованого насосу, тепер повинна визначатися на основі отриманих конкретних параметрів за формулою:

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{p_a - p_{\text{п}}}{\rho} - \Delta l_{\text{кр}} - l_{\text{тп}} \right),$$

Критичний кавітаційний запас енергії насосу $\Delta l_{\text{кр}}$ обчислюємо за новою формулою:

$$\Delta l_{\text{кр}} = \lambda_{\text{ш}} \cdot \frac{(\omega \cdot D_1)^2}{8} + \frac{c_{10}^2}{2} \cdot (\lambda_{\text{ш}} + \lambda_1),$$

Коефіцієнт $\lambda_{\text{ш}}$ знаходимо за формулою:

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{c_{10}}{u_1} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{c_{10}}{u_1}) \cdot \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} - 0,615 \right),$$

де $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15 \dots 0,9$ – відношення товщини лопаті робочого колеса на вході до її найбільшої товщини.

Приймаємо $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15..$

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{3,73}{11,31} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{3,73}{11,31}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,36,$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [2]. Приймаємо $\lambda_1 = 1,1$.

$$\Delta l_{\text{кр}} = 0,36 \cdot \frac{(314 \cdot 0,072)^2}{8} + \frac{3,73^2}{2} \cdot (0,36 + 1,1) = 36,88 \text{ (м}^2\text{/с}^2\text{)}.$$

За отриманим значенням $\Delta l_{\text{кр}}$ визначаємо дійсну висоту всмоктування, на якій може працювати спроектований насос:

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2063,24}{1000} - 1,3 \cdot 36,88 - 4 \right) = 4,6934 \text{ (м)}.$$

Оскільки дійсна висота всмоктування не менше заданої, розрахунок можна вважати завершеним.

Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для виконання за функцією призначення

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

– за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос заборотної води системи охолодження ДВЗ;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

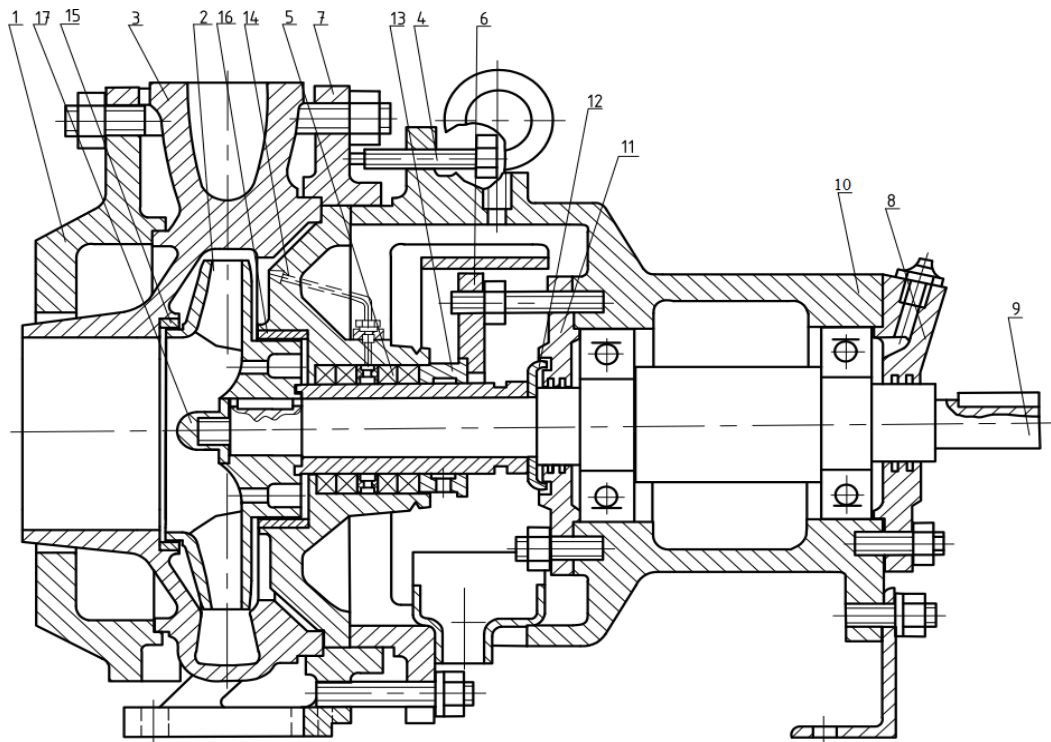


Рисунок 4.16 – Відцентровий консольний насос:

1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – кришка корпусу; 4 – болт; 5 – ущільнення сальникове; 6 – кришка прижимна; 7 – з'єднуючий елемент; 8 – кришка підшипника; 9 – вал ротора; 10 – корпус підшипників; 11 – прижимна втулка; 12 – відбійник; 13 – втулка прижимна; 14 – кришка сальника упорна; 15,16 – кільця ущільнюючі; 17 – гайка; 18 – дренажні отвори.

Насос складається з системи рухомих (ротор в зборі) і нерухомих елементів (корпусні деталі).

Ротор складається з робочого колеса 2, яке закріплене на валу 9 за допомогою гайки 17.

Колесо закритого типу, виготовлене з бронзи литвом. 10 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано дренажні отвори для зменшення осьового зусилля 18.

На валу є бронзова втулка, яка запобігає витирання ротора об сальник. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпоночний паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу 1, який об'єднує такі елементи насоса, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З боку переднього диска колеса в корпусі сформовано щілинне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця 15, яке охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі 1 виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус 1 з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу 3, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки 3 проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується сальникове ущільнення. З боку колеса, вставлена упорна кришка сальника 14.

Сальникове ущільнення складається з сальникового набивки 5, розділеною на дві частини, змочувальною втулкою. До цього кільця через отвір в стінці каналу кришки корпусу, виконаного для розміщення ущільнення і під прохід валу, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається за допомогою деталей 4 і 13. Кришка сальникового ущільнення 13. Кришка корпусу 3 притискається до корпусу 1. Деталі 1,3, 7 і 13 строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора. У корпусі підшипників 10 розміщуються два підшипники. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках 10 і 11 встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник 12.

Найменування і призначення інших елементів конструкції насоса зрозуміло з підпису до рис.4.16.

При роботі насоса рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через щілину між двома дисками на зовнішньому діаметрі колеса. Рідина, яка вилітає з диска, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру.

З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені водою.

При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів колеса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубка переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщаються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості.

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну.

В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

Дренажні отвори, розміщений на задньому диску колеса, забезпечує пониження тиску в області за колесом, прилеглий до валу насоса.

Це зниження виникає абсолютно аналогічно тому, як це відбувається в самому робочому колесі, але з тією різницею. Якщо тиск в цій області не знижувати, то на колесі виникає осьове зусилля, направлене у бік всмоктування насоса. Це зусилля навантажує підшипники і сприяє прискоренню їх зносу. У даному насосі внутрішні витоки пов'язані тільки з паразитними токами в передньому щілинному ущільненні.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса.

Вода підводиться приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, яке запобігає запиранню сальниковою набивкою водопрокачуючого каналу. При цьому частина води що подається, йтиме в насос, а частина буде виходити назовні через отвір у втулці 13. При нормальній роботі сальникового ущільнення вода буде капати зовні тільки при працюючому насосі, в кількості 5...10 крапель за хвилину.

					ВБР.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.5221з.02.05.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Дядюн О.І.			Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 32/44		Літ.	Аркуш	Аркушів
								71	23
Керівник		Наливайко В.С.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 32/44

5.1 Паливна система

Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі палива, призначеного для двигуна.

На двигуні 6ЧН 32/44 встановлена паливна система типу *Common rail*. Це аккумуляторна паливна система (англ. *Common rail* — загальна магістраль). В системі типу *Common rail* насос високого тиску нагнітає дизельне паливо під високим тиском (до 160 МПа, в залежності від режиму роботи двигуна) в загальну паливну магістраль суттєвого об'єму (аккумулятор).

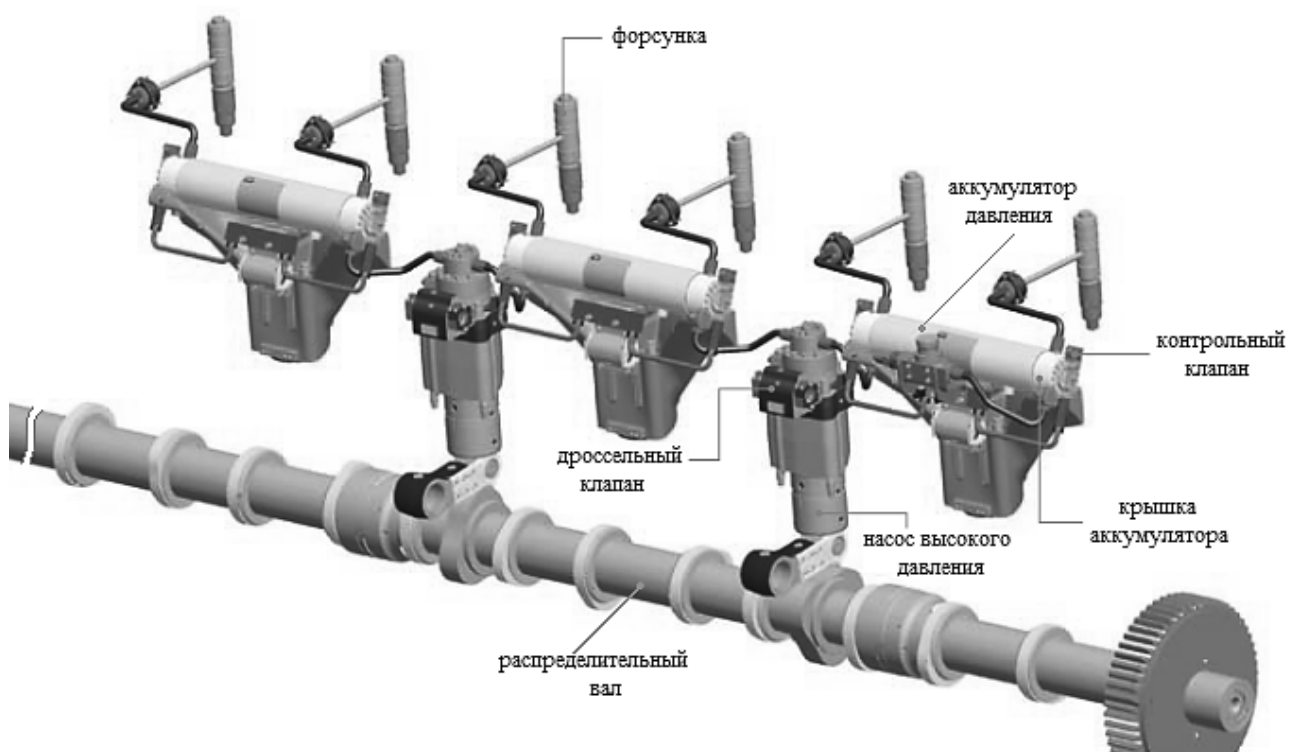
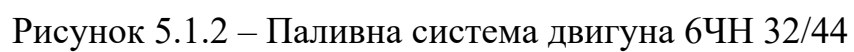


Рисунок 5.1.1 – Фрагмент паливної системи типу *Common rail* дизельного двигуна 6ЧН 32/44



Класифікація системи

1). По принципу дії:

- система безпосереднього впорску;

2). За особливостями конпонування:

- з трьома ПНВТ на чотири паливні рампи;

- з однією форсункою на кожному циліндрі;

- з навісними фільтрами;

- з навісним паливо підкачувальним насосом;

3). За особливостями керування:

- з електронним керуванням впорску;

4). За наявністю охолодження:

- система з охолодженням форсунок;

- з охолодженням переливного палива після форсунок.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ)

Паливний насос високого тиску призначений для подачі палива в паливну рампу (акумулятор), та забезпечення постійного тиску перед нею.

В акумуляторній системі двигуна подача насоса не зв'язана із моментом впорску.

На двигуні установлені паливні насоси високого тиску плунжерного типу (рис. 5.1.3), виконані за традиційною схемою. На відміну від ПНВТ об'ємних систем впорску, на них відсутні золотникові кромки керування подачею, а у втулці немає наповнюючи і відсічних отворів. В кришці насосу передбачено наповнюючий клапан, призначений для заповнення надплунжерного простору палива.

Для керування продуктивності насосів застосовують дросельне регулювання палива на вході. Такий спосіб не відміняється високою точністю, але в даному випадку в цьому немає необхідності, так як циклову порцію відміряє не сам насос, а керуючий клапан, отримуючий сигнали с електро-магнітного контролера.

					ВБР.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Мікропроцесорний контролер керує і наповнюючими дросельними клапанами, які мають електромагнітний привід і кріпляться безпосередньо на корпусі насоса. Крім наповнюючого, в кришці насоса встановлюються нагнітаючий клапан, розділяючий над плунжерний простір і лінію високого тиску при відсутності нагнітання.

Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском встановлюються декілька насосних секцій, які приводяться від кулачкового валу із встановленими на ньому 3-х кулачковими шайбами. Привід кулачкового вала здійснюється через зубчасту передачу від колінчатого вала двигуна.

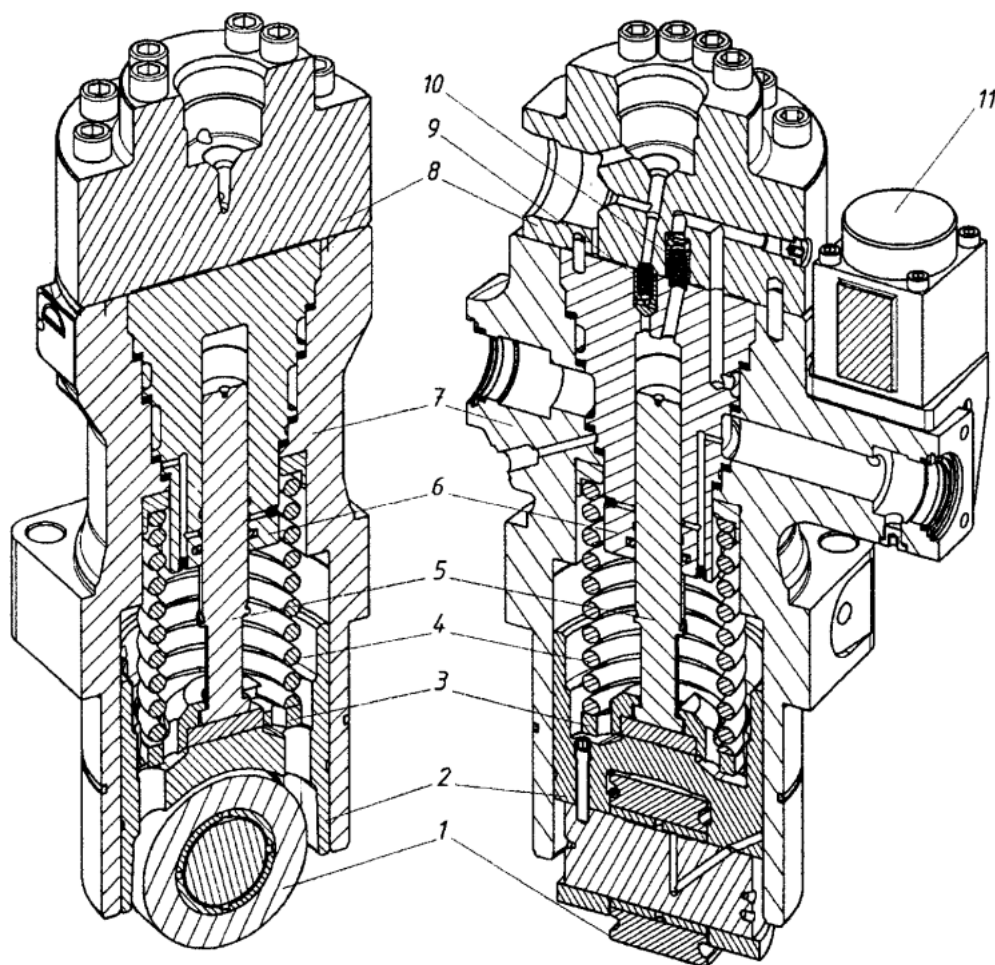


Рисунок 5.1.3 – Паливний насос високого тиску:

- 1 – ролик штовхача; 2 – штовхач; 3 – нижня тарілка повертаючої пружини;
 4 – повертаюча пружина; 5 – плунжер; 6 – втулка плунжера; 7 – корпус;
 8 – кришка; 9 – нагнітаючий клапан; 10 – наповнюючий клапан; 11 – дросель-
 ний клапан керування подачею з електромагнітним приводом;

Форсунка

Форсунка призначена для впорскування в циліндр двигуна, забезпечення необхідного розпилу палива і обмеження початку і кінця подачі. Вона повинна забезпечити оптимальні умови сумішоутворення, основними з яких є дрібність розпилу і рівномірність розподілу палива в камері згоряння.

На двигуні встановлено 16 форсунок з електронним керуванням. Початок і кінець подачі забезпечується електромагнітним клапаном.

Форсунка має центральне розташування в кришці циліндра (рис. 4), та має охолодження в корпусі. Форсунка закритого типу, в якій встановлено спеціальний клапан, який роз'єднує порожнину розпилювача форсунки і робочого циліндру на протязі всього циклу, крім процесу впрыску. Також в ній встановлено голчастий клапан з автоматичним відкриттям під дією тиску палива, подавочогом від паливного насосу в порожнину форсунки.

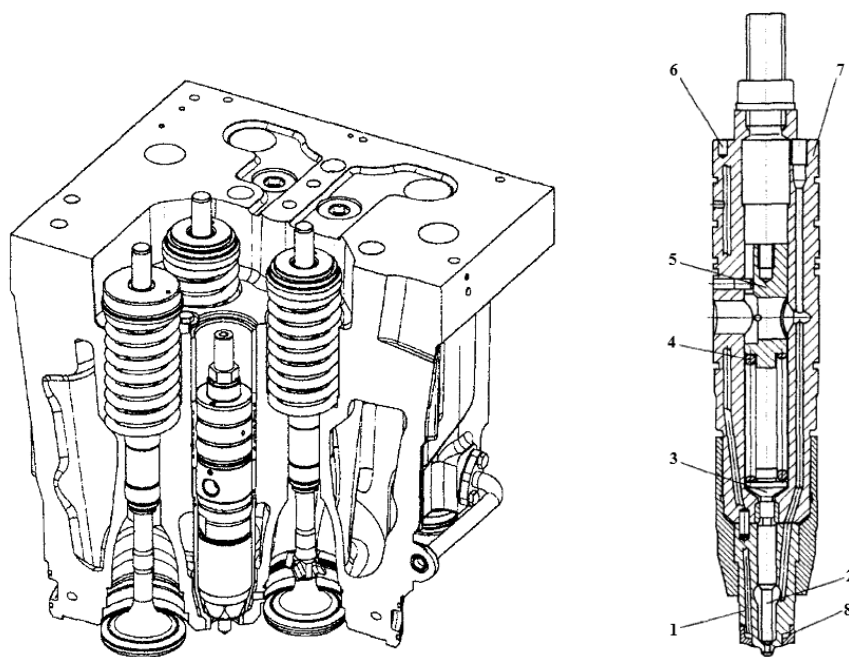


Рисунок 5.1.4 – Розташування форсунки в кришці циліндру та конструкція форсунки:

1 – корпус розпилювача; 2 – голчастий клапан розпилювача; 3 – штанга привода голчастого клапана; 4 – нагружаюча пружина; 5 – упір нагружаючої пружини; 6 – встановлюючий штифт; 7 – корпус форсунки; 8 – порожнина для охолоджуючої рідини

Фільтри

Фільтри призначені для запобігання загрози забруднення обладнання частинками, які знаходяться в перекачуваному паливі у взвішеному стані, а також попадан-ня в насос випадкових крупних частинок, що можуть вивести його з ладу. Ці функції виконують фільтри грубої очистки (ФГО), що встановлюються біля за-бору палива.

Фільтри тонкої очистки (ФТО) призначені для видалення із палива абра-зивних частинок.

Фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з палива частинок ро-зміром більше 40 мкм;

Фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з палива ро-зміром більше 6 мкм.

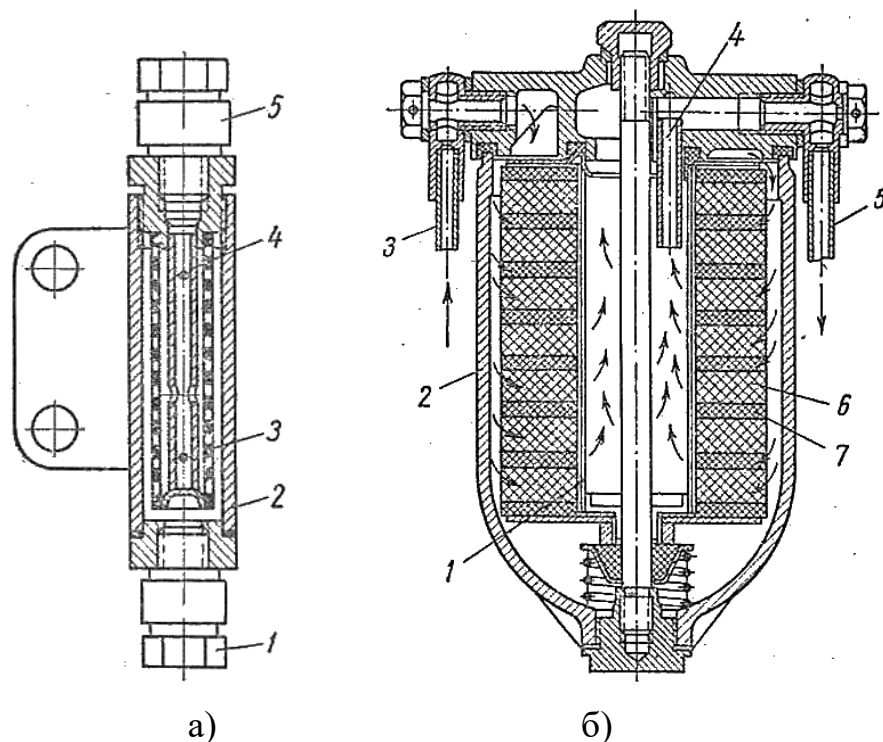


Рисунок 5.1.6 – Устрій паливних фільтрів:

а) – фільтр грубої очистки палива.

1, 5 – штуцери; 2 – корпус; 3 – фільтруюча сітка; 4 – каркас;

б) – фільтр тонкої очистки палива.

1 – сітчатий каркас; 2 – корпус; 3, 4 і 5 – трубки; 6 і 7 – войлочні пластини.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	15611,90
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,176
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3360
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	19,67
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	1,39
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,36
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,03
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,83
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	14192,64
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	2,57
	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	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00

8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{em} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	89,59
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	40,60
		приймаємо	42,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{u \max}^{0,303}$	28,64
		приймаємо	29,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{u \max} - 10)$	232,27
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{u \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	5,70
	Кількість циліндрів	i	6,00
	Частота обертання, об/хв	n	720,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	4,96
		приймаємо	5,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ 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	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	3,00

5.2 Система змащення

Система змащення призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі масла для змащення і охолодження деталей механізмів що труться, а також для перекачки його на інші судна та берег.

Термін слугування двигуна в значній мірі залежить від вибору раціональної системи змащення, якості і ефективності використовуваних масел і присадок, своєчасного і достатнього змащення окремих конструктивних вузлів, охолодження і якості очищення масла, циркулюючого в системі.

Змащення циліндрів у двигуні забезпечується лубрикаторами по відводах, які виходять на поверхню циліндра у зоні між першим та другим компресійними кільцями при положенні поршня у НМТ.

					ВБР.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Охолодження поршня здійснюється маслом, яке по стрижню шатуна подається до верхньої головки, а потім в охолоджуваний простір поршня.

Двигун має циркуляційну систему змащення із «сухим» картером. Цю систему мають всі мало- і середньообертові двигуни, що використовують на суднах в якості головних.

На двох кінцях масляного піддона двигуна розташовані і з'єднані з ним дві труби для зливу масла (рис. 5.2.1). Під двигуном знаходиться бак для зливу масла. Дренажні труби повинні бути короткими. Наклонні кінці труб повинні бути загрузені в масло таким чином, щоб створити рідині ущільнення між картером и баком.

Класифікація системи

1) За способом виконання та розташуванням основної ємності для циркуляційного масла:

- система із сухим картером;

2) За способом дії:

- циркуляційна;

3) За способом змащення циліндро-поршневої групи:

- лубрикаторне примусове змащення під високим тиском.

4). За способом охолодження:

- з охолодженням циркуляційного мала;

5) За типом маслоохолоджувача:

- з кожухотрубним маслоохолоджувачем.

Складові системи

Масляний насос

Масляний насос призначений для переміщення масла, в якій механічна енергія приводу перетворюється на потенціальну енергію перекачувального масла.

В данній масляній системі використовується шестеренний насос. Робочі органи таких насосів виконані у вигляді шестерень, що передають обертальний момент.

					ВБР.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

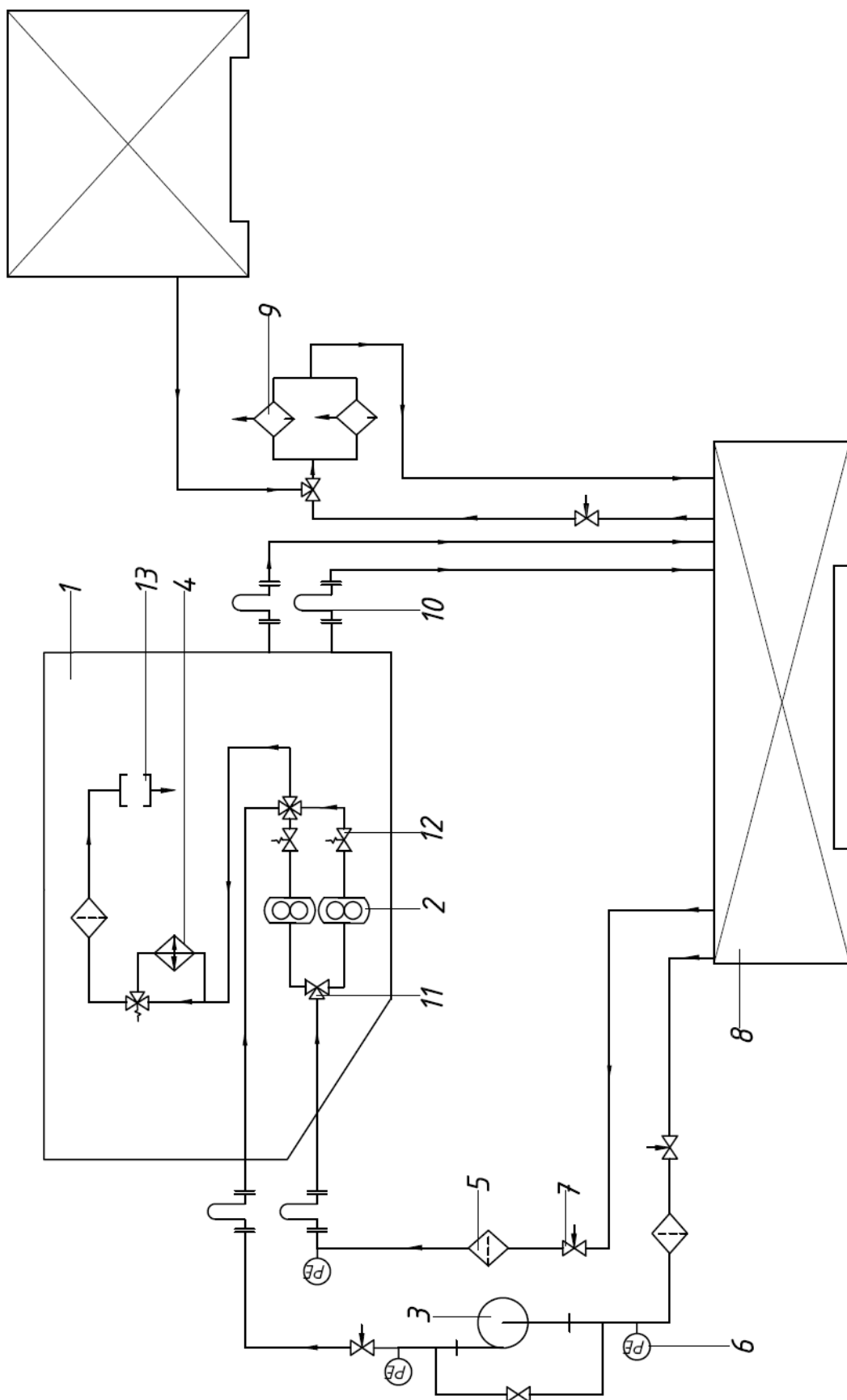


Рисунок 5.2.1 – Система змащення

					ВБР.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		81

Корпус насоса 1 включає у себе ведучу 2 і ведену 3 шестерні, всмоктувальну порожнину зі всмоктувальним патрубком А та нагнітальну порожнину з нагнітальним патрубком Б. Робочі камери насоса 4, 5, 6 це міжзубцеві западини, обмежені корпусом насоса. Принцип дії шестеренного насоса ґрунтується на перенесенні перекачувальної рідини у западинах зубців при обертанні шестерень з порожнини всмоктування вздовж стінок корпусу в порожнину нагнітання. Зубці, що знаходяться у зачепленні, відділяють порожнину всмоктування від порожнини нагнітання. Зубці, що вступають у зачеплення в порожнині нагнітання, витискують рідину з міжзубцевої западини й одночасно виконують функції ущільнення, що перешкоджає витіканню рідини з порожнини нагнітання у порожнину всмоктування у цьому місці.

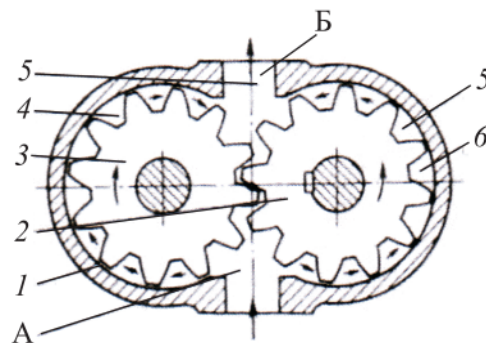


Рисунок 5.1.3 – Схема шестеренного насоса.

Масляні фільтри

Фільтри призначені для очищення масла що циркулює у системі.

За тонкість відсіву фільтри підрозділяють на наступні групи:

фільтри попереднього очищення – для запобігання попаданню випадкових крупних забруднень до паливної системи (фільтри перед паливо перекачувальними насосами);

фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з масла частинок розміром більше 40 мкм;

фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з масла розміром більше 6 мкм.

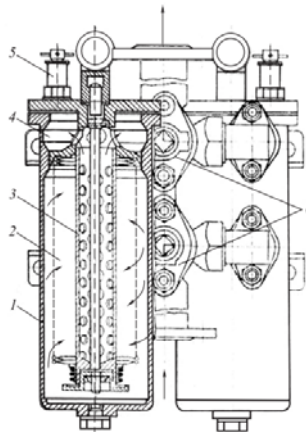


Рисунок 5.1.4 – Двосекційний сітковий фільтр грубого очищення:
1 – корпус; 2 – фільтрувальний патрубок; 3 – стрижень; 4 – камера; 5 – клапан спускання повітря; 6 – крани переключення секцій фільтра

Масляний охолоджувач

Масло що охолоджує двигун потребує охолодження. Тому в системі встановлюються маслоохолодники, призначені для відводу тепла від масла. Їх виконують найчастіше кожухотрубними. Основними елементами таких апаратів є циліндричний корпус (кожух), усередині якого розміщені найчастіше гладкі, іноді ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби можуть бути прямими, закріпленими у двох трубних дошках, або змійовиковими, петлеподібними, спіральними із закріпленням обох кінців у одній трубній дошці.

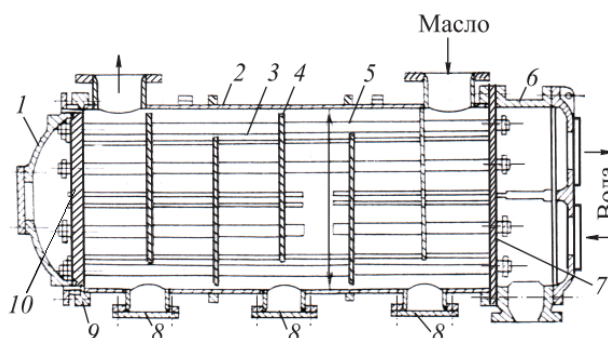


Рисунок 5.1.5 – Кожухотрубний маслоохолоджувач:
1, 6 – кришки; 2 – корпус; 3 – труби; 4 – сегментні перебірки; 5 – дистанційні труби; 7, 10 – трубні дошки; 8 – горловини із заглушками; 9 – сальникове ущільнення.

Масляні трубопроводи

Трубопроводи призначені для перенесення масла на відстань між обладнанням, насосами, фільтрами і т.д. Трубопроводі зливу і прийому масла розташовують в різних кінцях. Зливний патрубок має фільтруючу сітку.

Масляні цистерни

Цистерни призначені для зберігання масла та розташування його в певному місці. Місця встановлення цистерни циркуляційного масла можуть бути різними. Для двигуна зливо-циркуляційні системи розміщують в другому дні з відділенням кофедрадами від дневої обшивки судна.

Дно цистерни виконують із наклоном в корму, де скопляються відстій і грязь, які періодично видаляють. Цистерна обладнана пристроєм для заміру рівня масла, для заповнення, осушки, вентиляції і підігріву, а також горловинами для огляду, очищення і ремонту.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	58,048
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	1262553,60
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,176
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3360,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700

2	Продуктивність відкачуючого насосу, м ³ /год	$W_{MB} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	72,561
3	Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{M\eta} = K_c \frac{W_{MB}}{z}$	2,36
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30 - \text{МОД, СОД}$ $= 40 \dots 60 - \text{ВОД}$	40
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{M\eta}$	1,415
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_g = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{M\eta}$	2,830
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	49,903
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{Mc} = \frac{m \cdot V_{M\eta}}{t_c}$	0,88
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.3 Система охолодження

Система охолодження представляє собою групу систем, призначених для подачі робочої рідини на охолодження деталей механізмів, приборів, приладів і робочих середовищ (води, масла, повітря, пару, газа, палива) в теплообмінних апаратах. В якості охолоджуючого середовища використовуються забортна і прісна вода, масло, легкі сорти палива і в деяких випадках повітря.

Система охолодження слугує для відводу тепла від деталей двигуна, нагріваючихся в зв'язку доторкання с горячими газами і від тертя, наприклад стінки циліндрової втулки, кришки поршня.

Основна *ціль охолодження* деталей двигуна – підтримання в них допустимого рівня температури, визначаємих жароміцністю використовуваних матеріалів (наприклад, дно поршня), термостабільністю змащуючих масел (наприклад, змащення втулки), оптимальними умовами протікання робочого процесу, надійністю роботі окремих узлів і деталей, а також другими факторами.

№ елементів системи	Назва
1	Двигун
2	Циліндр двигуна
3	Відцентровий насос
4	Охолоджувач
5	Термостат
6	Розширювальний бак
7	Клапан
8	Датчик температури
9	Датчик тиску
10	Триходовий клапан
11	Фільтр
12	Регульований клапан
13	Запобіжний клапан
14	Незворотний клапан

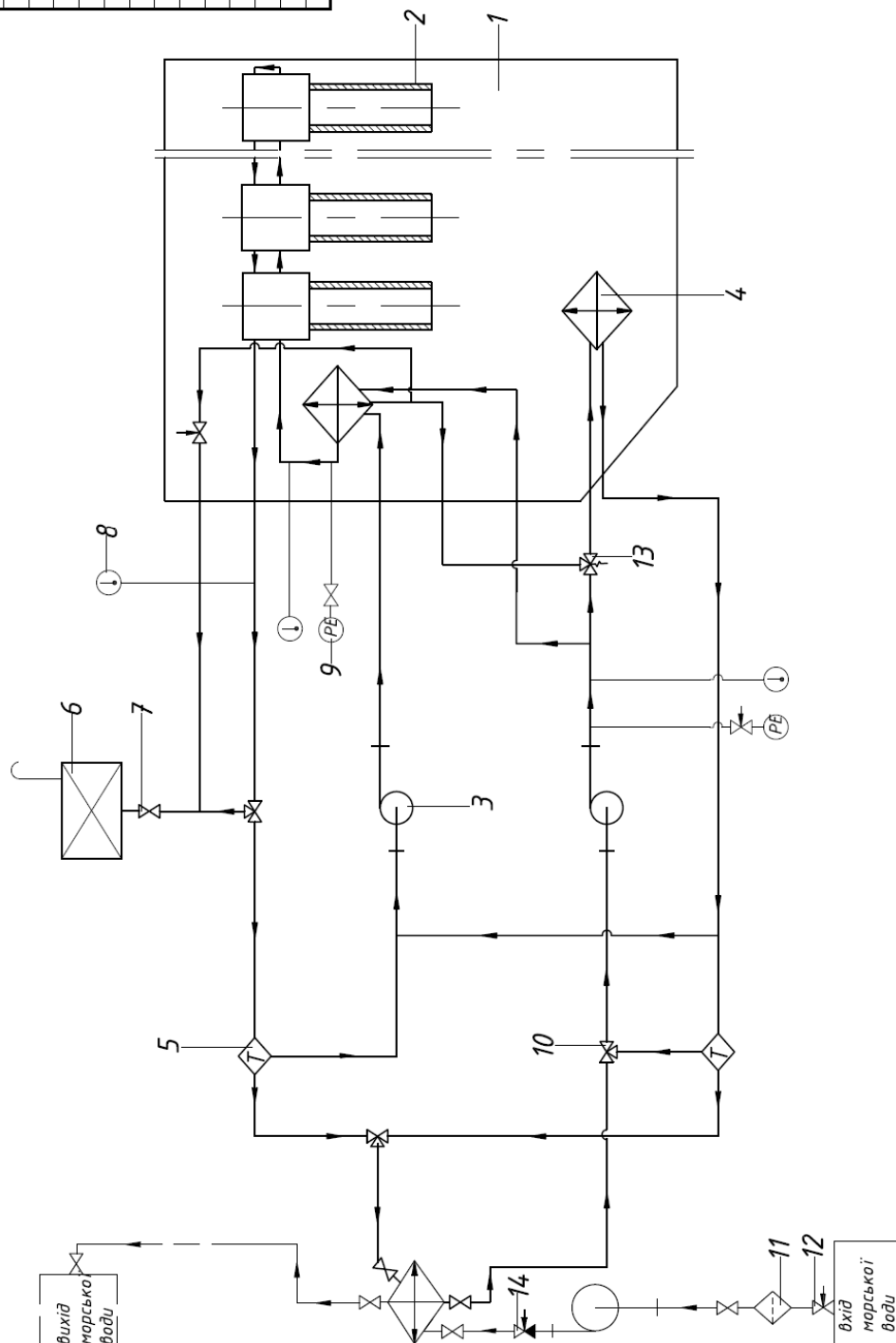


Рис. 5.3.1 – Система охолодження двигуна

В судовій установці використовують два типа системи охолодження – проточна і замкнута. Замкнута система використовується для відводу теплоти від деталей двигуна, а проточна – для охолодження робочих середовищ в теплообмінниках.

При охолодженні механізмів забортною водою, її температура на виході не повинна перевищувати 50 – 55° С.

Система охолодження двигуна показана на рисунку 5.3.1.

Класифікація системи

1). За числом водяних контурів:

- двухконтурна (замкнена);

2). За температурним рівнем охолоджуючої води:

- з низькотемпературним та високотемпературним контурами;

3). За направленням руху охолоджуючої води в двигуні:

- з природною циркуляцією.

Складові системи

Система охолодження складається із водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, розхідних цистерн, фільтрів, клапанів, кранів, манометрів, термометрів, терморегуляторів та трубопроводів.

Насос

Для подачі забортної і прісної води використовуються відцентрові насоси. Вони мають автономний привід від електродвигуна.

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;

- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;

- по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;

- за призначенням – циркуляційний насос забортної води системи охолодження ДВЗ;

					ВБР.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Система із автономним приводом насосів прісної і забортної води відрізняється значно більшою живучістю, крім того можливе постачання декільком об'єктам охолодження від одного насоса і швидкий перехід на резервний насос.

Фільтр

Фільтр забортної води (сітчатий, спарений) встановлюють відразу після кінгстону, щоб попередити попадання із забортної води предметів, що можуть пошкодити насос або засмітити трубопроводи і теплообмінники.

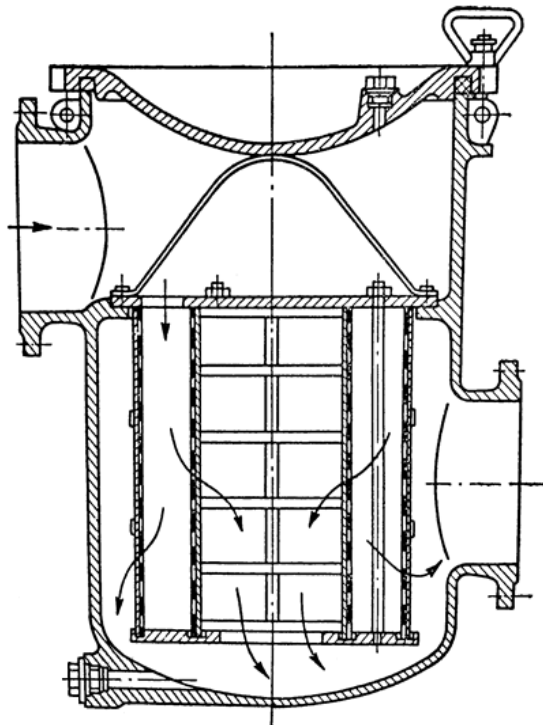


Рисунок 5.1.3 – Фільтр забортної води.

Теплообмінники

В системі охолодження використовуються теплообмінники такого ж типу, як і в масляній системі – кожухотрубні з круглими або плоскими трубками і пластинчаті.

В системі охолодження двигуна встановлено два водо-водяних охолоджувачів. Один теплообмінник охолоджує контур низької температури забортовою водою, а другий – контур високої температури.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_в}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_в}$	90,398
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	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	$\Delta t_в = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_в \cdot g_в \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	3787660,80
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_в$	0,176
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	3360,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_в = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	13,114
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	18,94
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	111,962
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність забортової води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{пв}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,504

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива і продувки циліндра; в певній кількості та заданими параметрами.

Система газовідводу (газовипускна) забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих в циліндрі газів. Під раціональним відводом розуміють таку організацію газовипускна, яка забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла як в циліндрі двигуна, так і ззовні, а також якісного очищення і наповнення циліндрів. Крім цього потрібно забезпечити мінімальний за шкідливістю вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

Класифікація системи

Класифікація системи повітропостачання

- 1) За числом ступенів стискання повітря:
 - одноступенева;
- 2) За числом компресорів:
 - однокompресорна;
- 3) За призначенням і числом теплообмінників:
 - з охолоджувачами наддувочного повітря (два ОНП 2-х ступеневі);
- 4) За способом підтримання параметрів повітря:
 - регульована.

Класифікація системи газовипуску

- 1) За глибиною утилізації теплоти:
 - із помірною утилізацією;
- 2) За способом руху газу в колекторі:
 - ізобарна;

					ВБР.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

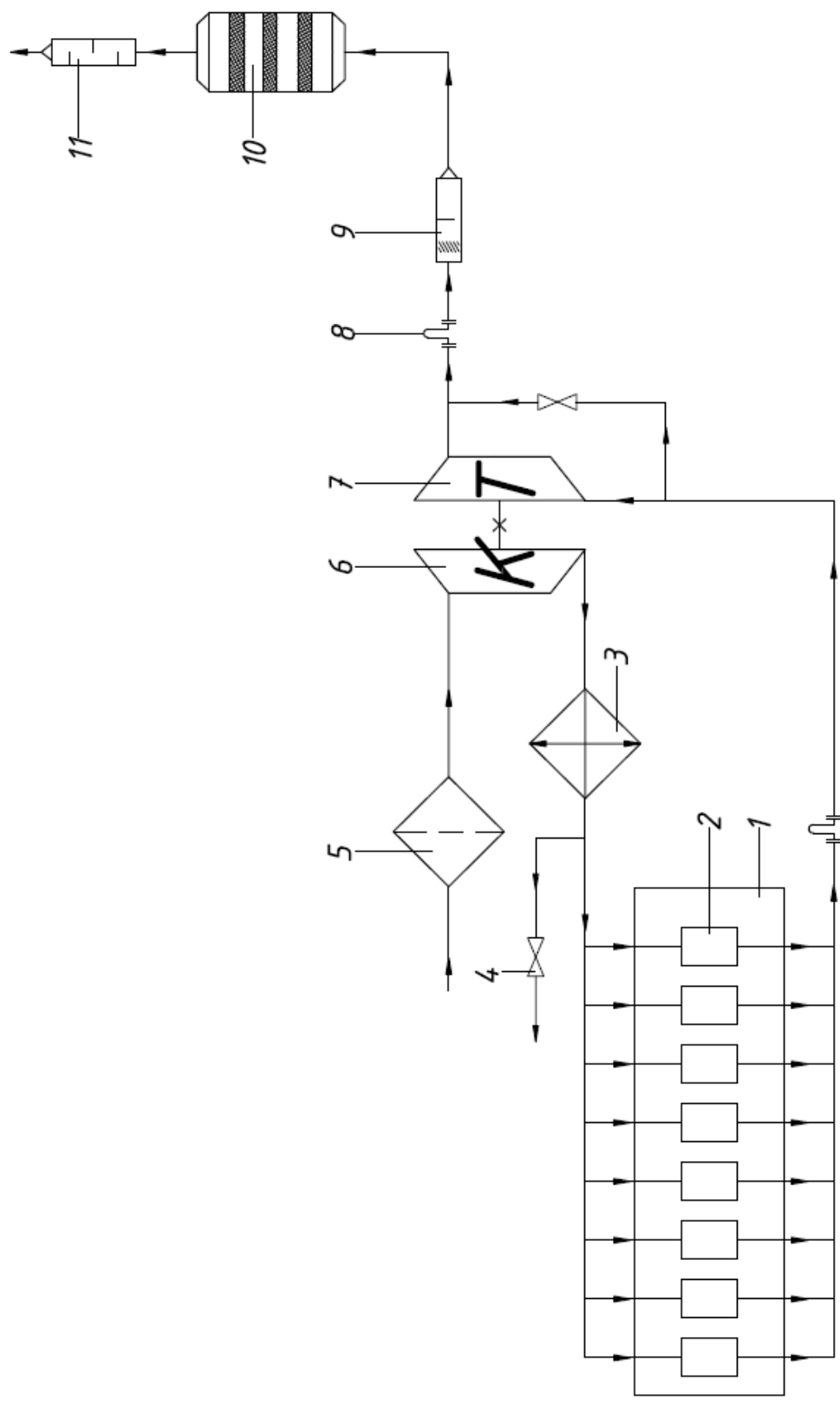


Рис. 5.4.1 – Система повітропостачання та газовипускную двигуна

Складові системи

Система повітропостачання складається із компресора, теплообмінників, ресиверів, повітроводів та глушників шуму.

Охолоджувач надувного повітря

На двигуні встановлено один двохступінчастий ОНП. Турбокомпресор і два ОНП об'єднані в єдиний модуль.

ОНП призначений для охолодження надувного повітря після компресора та підтримання його постійної температури.

В охолодниках надувного повітря двигуна застосовують труби, оребрені зовні, всередині труб протікає прісна вода. Охолоджене повітря поперечно обтікає трубний оребрений пучок зовні.

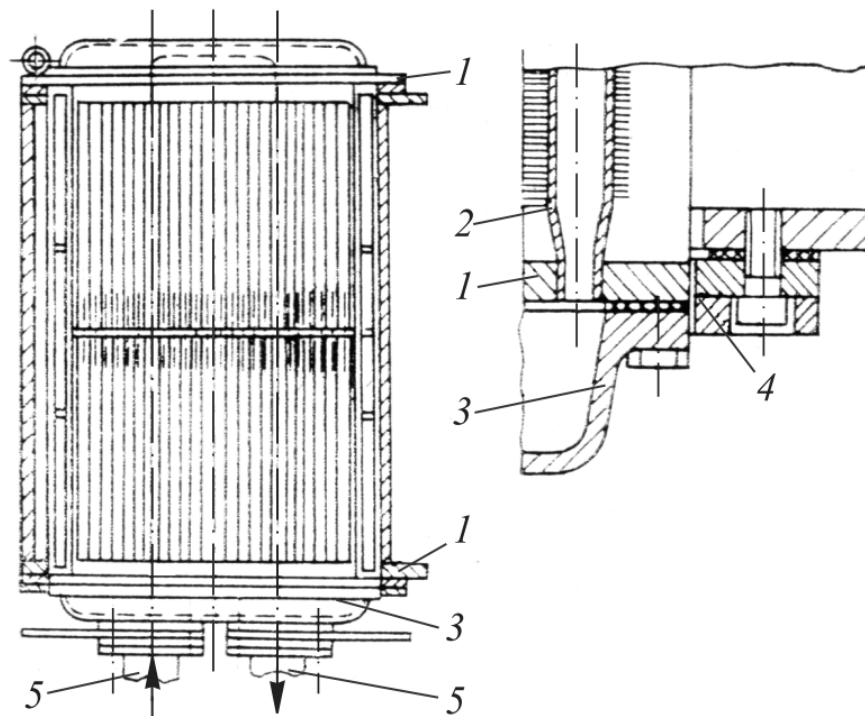


Рисунок 5.4.2 – Охолоджувач надувного повітря двигуна:

1 – трубна дошка; 2 – труби; 3 – кришка; 4 – гумове кільце; 5 – патрубки

Глушники шуму

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

Глушники встановлені в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра.

Фільтр

Фільтр призначений для очищення повітря перед компресором. Фільтр очищення повітря встановлено на корпусі компресора.

Система газовідводу складається із випускного колектора, турбіни, глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Двигун обладнаний системою наддуву при постійному тиску (ізобарна система). Має один великий випускний колектор, який на з'єднанні із кожним циліндром має компенсатор.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	0,477
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,153
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,176
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3360,000
	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	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	0,779

					ВБР.142.5221з.02.06.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Дядюн О.І.				Охорона праці		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								94	5
Керівник	Наливайко В.С.						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

					ВБР.142.5221з.02.06.ПЗ	Аркуш
						95
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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.

					ВБР.142.5221з.02.06.ПЗ	Аркуш
						96
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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;

					ВБР.142.5221з.02.06.ПЗ	Аркуш
						97
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– 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 знежко-
дити розчином хлорного вапна.

					ВБР.142.5221з.02.06.ПЗ	Аркуш
						98
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В даній роботі розглянуто двигун типу 6ЧН 32/44 та можливий варіант модернізації відцентрового насосу, який встановлено на судні.

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 відцентровий насос. Запропонований насос 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 досить сучасний і 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, насос, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 6ЧН 32/44.

					ВБР.142.5221з.02.ПЗ	Аркуш
						99
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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.

					<i>ВБР.142.5221з.02.ПЗ</i>	Аркуш
						100
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		